

People's Democratic Republic of Algeria
Ministry of Higher Education and Scientific Research
Mohamed Boudiaf University of M'sila
Faculty of Technology

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة المسيلة
كلية التكنولوجيا



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : Constructions mécaniques

Présenté par :

BECHIR Rabie et ROUABAH Mounir

Thème

Contribution à l'étude d'un système de frein à disque et analyse par la méthode des éléments finis.

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
M. ROUABHI Youcef	MCB	Président
M. Amroune Salah	MCA	Encadreur
M. BERKECHE Amar	MCB	Examineur

Année Universitaire : 2020 / 2021

N° d'ordre : GM/...../2021

ملخص :

يتطلع صانعو السيارات إلى تطوير وإيجاد بدائل جديدة تتطلب الكثير من الجهد والتجارب على الأجزاء الميكانيكية لضمان راحة الركاب وسلامتهم. في هذا السياق ، يركز عملنا بشكل أساسي على استخدام طريقة القطع المنتهية EFM عن طريق محاكاة الكمبيوتر في تحليل سلوك الفصل والكسر والخصائص الترموميكانيكية الحرارية لقرص المكابح لسيارة بيجو 306 وذلك باستعمال برنامج . ABAQUS / CAE 6.12-1 وايضا كان هدفنا الاساسي تصميم قرص المكابح المهوى باستعمال برنامج SOLIDWORKS لأجل التفصيل في جميع مراحل انجازه حتى الوصول الى عقد المرحلة.

كلمات مفتاحية : قرص مكابح. ABAQUS. SOLIDWORK. محاكاة . عناصر منتهية . تحليل

Résumé :

Les constructeurs automobiles cherchent à développer et à trouver de nouvelles alternatives qui nécessitent beaucoup d'efforts et d'expérimentations sur les pièces mécaniques pour assurer le confort et la sécurité des passagers. Dans ce contexte, notre mémoire porte principalement sur l'utilisation de la méthode de coupe finie EFM par simulation informatique dans l'analyse de la séparation, du comportement à la rupture et des propriétés thermomécaniques du disque de frein d'une voiture Peugeot 306 , à l'aide du logiciel ABAQUS/CAE 6.12-1. Aussi, notre objectif principal était de concevoir un disque de frein ventilé à l'aide du programme SOLIDWORK afin de détailler toutes les étapes de sa mise en œuvre jusqu'à l'obtention du contrat de phase.

Mots clés : disque de frein. SOLIDWORK. ABAQUS. Simulation. Elements finis. Analyse

Abstract:

Use the Car manufacturers are looking to develop and find new alternatives that require a lot of effort and experimentation on mechanical parts to ensure passenger comfort and safety. In this context, our thesis mainly focuses on the use of the EFM finite cutting method by computer simulation in the analysis of the separation, the behavior at break and the thermomechanical properties of the brake disc of a Peugeot 306 car, using ABAQUS / CAE 6.12-1 software. Also, our main objective was to design a ventilated brake disc using the SOLIDWORK program in order to detail all the stages of its implementation until obtaining the phase contract.

Keywords: brake disc. SOLIDWORK. ABAQUS. Simulation. Finished éléments. Analysis

Remerciements

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

رَبِّ أَوْزَعْنِي أَنْ أَشْكُرَ نِعْمَتَكَ الَّتِي أَنْعَمْتَ عَلَيَّ وَعَلَىٰ وَالِدَيَّ وَأَنْ أَعْمَلَ

صَالِحًا تَرْضَاهُ وَأَدْخِلْنِي بِرَحْمَتِكَ فِي عِبَادِكَ الصَّالِحِينَ

Avant tout, nous remercions Allah le tout puissant de nous avoir aidé et éclairé le chemin pour la réalisation de ce mémoire.

Nous tenons à exprimer toute notre gratitude à l'ensemble des personnes qui ont contribué, chacune à sa manière, à l'accomplissement de ce travail.

Nous voulons exprimer toute notre reconnaissance à Monsieur l'encadreur Amroune Salah, pour son aide et surtout pour tous ses conseils précieux.

Nous présentons aussi nos sincères remerciements au chef de département de Génie mécanique Monsieur Rokbi Mansour et tous les enseignants de notre département.

DEDICACE



Mounir Rouabah



DEDICACE

En premier lieu, je remercie "Allah" tous puissants

Je dédie ce travail

A mes chers parents

A ma femme et mon fils Yazen

A mon frère KARIM

Et mes sœurs.

A tout ma famille BECHIR

A tout la famille BOUDJERIS

A tous mes amis

A tous mes amis de groupe génie mécanique

*A mon Binôme : **Rouabeh Mounir***

A qui j'ai passé avec mes meilleurs moments qui restent un bon souvenir

pour toujours.

BECHIR RABIE

Tables des matières

Liste des figures.....	I
Liste des tableaux.....	V
Liste des indices	VI
Introduction générale	1

Chapitre I

Etude Bibliographique

I.1) Présentation du système de freinage :.....	3
I.2) Bref historique :	3
I.3) Structure générale d'un système de freinage :	3
I.4) Freins travaillant par frottement :	4
I.4.1) Frein à tambour :	4
I.4.1.1) Principe de fonctionnement :.....	4
I.4.1.2) Composants du frein tambour :	5
I.4.2) Freins à disque :	6
I.4.2.1) Fonctionnement des disques de frein :.....	7
I.4.2.2) Composants d'un frein disque :.....	8
I.4.2.2.1) Étrier :	8
I.4.2.2.2) Description d'un disque :	9
I.4.2.3) les types de disque frein :	10
I.4.2.4) Autres types de disques et leurs caractéristiques :	12
I.4.2.4.1) Les disques rainurés :	12
I.4.2.4.2) Les disques percés :.....	12
I.4.2.5) Comparaison entre tambour et disque :.....	13
I.4.2.5.1) Avantages :.....	13
I.4.2.5.2) Inconvénients :.....	13
I.4.2.6) les plaquettes :	13
I.5) Problème du disque de frein :	14

Tables des matières

I.6) Matériaux des disques de freins :	15
I.6.1) Fonte grise :	15
I. 6.2.) Aciers inoxydables :	16
I.6.3.) Matériaux composites :	17
I.7) Conclusion :	18

Chapitre II

Partie expérimentale

Modélisation Thermomécanique du Problème

II.1) Introduction :	20
II.2) Critères d'évaluation d'un système de freinage :	20
II.2.1) Efficacité :	20
II.2.2) Confort :	21
II.2.3) Endurance :	21
II.3) Phénomènes thermiques dans le disque :	23
II.4) Phénomènes mécaniques dans le disque :	23
II.5) Etude mécanique du contact plaquette de frein/disque :	24
II.5.1) Introduction :	24
II.5.2) Analyse thermomécanique des freins à disque à l'aide la méthode d'éléments finis... 24	
II.5.2.1) Généralités sur la méthode des éléments finis :	24
II.5.2.1.1) Introduction :	24
II.5. 2.1.2) Définitions de la méthode des éléments finis :	25
II.5 .2.1.3) Historique :	25
II.5 2.1.4) Avantages et inconvénients de la MEF :	26
II.5. 2.1.4.1) Les Avantages de la MEF :	26
II.5. 2.1.4.2) Les Inconvénients de la MEF :	26
II.5. 3) Démarche de la méthode des éléments finis éléments finis:	27
II.5 .3.1) Discrétisation géométrique :	27
II.5 1.2.3) Approximation nodale :	27

Tables des matières

II.5.4) Méthode du calcul de structure par éléments finis :	30
II.5.4.1) Les trois étapes du calcul par éléments finis :	30
II.5.4.2) La démarche numérique du calcul par éléments finis :	30
II.6) Critères de Plasticité de Von Mises et Tresca :	31
II.6.1) Critère de Von Mises	31
II.6.2) Critère de Tresca :	31
II.7) Analyse thermomécanique des freins a disque Abaqus :	32
II.7.1) Simulation du problème en <i>ABAQUS</i> :	32
II.7 1.1) Introduction :	32
II.7.2) Généralité sur le code de calcul <i>ABAQUS</i> :	32
II.7. 2.1) <i>ABAQUS/Standard</i> :	32
II.7. 2. 2) <i>Abaqus/Explicit</i> :	33
II.7. 2. 3) <i>ABAQUS/CAE</i> :	33
II.7.3) Simulation du problème en <i>ABAQUS</i> :	33
II.7.4) Création du modèle sur <i>ABAQUS</i> :	35
II.7.5) Choix du maillage :	36
II.7.6) Détermination de la pression de contact :	37
II.7.7) Lancement de calcul :	40
II.7.8) Modélisation du modèle de contact de frein à disque :	40
II.7.8.1) Modélisation du chargement et des conditions aux limites :	41
II.7.8.1.1) Conditions aux limites appliquées au disque :	41
II.7.8.1.2) Conditions aux limites et chargement appliquées aux plaquettes :	41
II.8) Modélisation du couplage thermomécanique :	42
II.8.1) Introduction :	42
II.8.2) Méthode de la résolution :	43
II.8.3) Formulation du problème :	43
II.8.3.1) Problème thermique :	43
II.8.3.1.1) Flux de chaleur	45
II.8.3.2) Problème élastique	46

Chapitre III

Résultats et Discussions

III.1) Introduction :	51
III.2) Fiche technique du véhicule choisi :	51
III.3) Efficacité des systèmes de freinage :	52
III.3.1) Système de freinage de service	52
III.3.1.1) Les freins de service seront soumis à des essais dans les conditions suivantes :	52
III.4) Description du disque de frein ventile et plein et des plaquettes :	53
III.5) Champ de contraintes sur les plaquettes de frein :	55
III.5.1) Répartition du champ des contraintes équivalentes de Von Mises et de Tresca :	55
III.5.2) Répartition du champ de pression de contact :	56
III.5.3) Influence de la pression de contact sur la température :	58
III.5.4) Influence de la Vitesse de contact sur la température :	61
III.5.5) le flux de chaleur :	62
III.5.6) Influence du raffinement et le type d'élément de maillage dans les calcule :	63
III.6) Conclusion :	66

Chapitre IV

Processus D'usinage Du Disque De Frein Ventile

PARTIE IV : Dossier de fabrication :	68
IV.1) Introduction :	68
IV.1.1) La matière première : Fonte à graphite lamellaire :	68
IV.1.2) Analyse du dessin définition du disque :	68
IV.1.3) Phase, sous-phase, opérations :	69
IV.1.4) Dessin de définition :	69
IV .2)Les démarches d'élaboration du processus :	70
IV .2.1) Etape 1 :	71
IV.2.1.1) Détermination des surfaces à usiner :	71
IV .2.1.2) Généralités sur la mise et le maintien en position :	72
A - Mise en position :	72

Tables des matières

B- Maintien en position :	72
IV .2.1.3) Mise, Maintien en position du disque et choix du mandrin :	73
A- La 1ère surface à usiner :	73
B- La 2ème opération :	74
C- La 3ème opération :	74
D- La 4ème opération :	75
IV .2.2) Etape 2:	75
IV .2.2.1) Nombre d'opérations pour réaliser une surface en tournage :	75
A- 1ère phase :	76
B – 2ème phase:	77
C - 3ème phase :	78
IV .2.2.2) Tableaux d'élaboration de la gamme opérationnelle :	79
A - Tableau de la 1ère opération :	79
B - Tableau de la 2ème opération :	79
C - Tableau de la 3^{ème} opération :	79
D - Tableau de la 4ème opération :	80
IV .2.3) Etape 3 :	80
IV .2.3.1) Gamme d'usinage :	80
IV .2.3.2) Choix des outils :	81
A-Outil de tournage :	81
1- Solutions d'attachements :	82
2- Nombre de plaquettes nécessaires pour chaque OP :	82
a- 1ère Opération :	82
b- 2ème Opération :	82
c- 3ème Opération :	83
3- Définition des systèmes d'outillage :	83
4- Choix de la plaquette :	84
a-nuance :	84

Tables des matières

b-Forme :	84
B-Outil de perçage :	85
IV .2.3.3) Paramètres de coupe et d'avance :	86
IV .2.4) Etape 4:	87
IV .2.4.1) Contrat de phase :	87
IV .2.4.2) Temps de cycle :	89
IV.6) Conclusion :	92
Conclusion générale	93
Références bibliographiques	95

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1 Schéma d'implantation du système de freinage.....	3
Figure I.2 Frein à tambour.....	4
Figure I.3 le tambour actionnés	5
Figure I.4 Différents Composants du frein tambour.....	6
Figure I.5 Frein à disque.....	7
Figure I.6 Fonctionnement d'un frein à disque.....	7
Figure I.7 Types d'étriers (a) Étrier flottant. (b) Etrier fixe.....	8
Figure I.8 Le disque plein.....	9
Figure I.9 Gorge calorifique.....	10
Figure I.10 Exemple de disque plein.....	10
Figure I.11 Exemple de disque ventilé.....	10
Figure I.12 Différentes géométries d'ailettes.....	11
Figure I.13 Disques ventilés : différentes conceptions.....	11
Figure I.14 Circulation de l'air dans les canaux d'un disque ventilé.....	11
Figure I.15 Disque rainuré.....	12
Figure I.16 Disque percé.....	12
Figure I.17 Plaquette de frein.....	14
Figure I.18 Un inconvénient du disque de frein.....	14
Figure I.19 : Les micrographies de différentes fontes grises matériaux des disques de frein.....	16
Figure I.20 Constitution d'un matériau composite.....	17

Chapitre II

Figure II.1 Observation d'une fissure radiale de la bordure extérieure du disque jusqu'au bol	22
Figure II.2 Faïençage sur les pistes de frottement.....	22
Figure II.3 Fissure radiale sur les pistes de frottement.....	22
Figure II.4 Fissure en pied d'ailette.....	22
Figure II.5 Rupture dans la gorge du bol.....	22
Figure II.6 Section de disque fissuré	22
Figure II.7 fissures circonférentielles (gorge).....	22
Figure II.8 corrosion de disque.....	22
Figure II.9 Usure des pistes	22

Liste des figures

Figure II.10	Usure non-uniforme.....	22
Figure II.11	Dépôts de matière sur les Pistes du disque.....	22
Figure II.12	Usure excessive des plaquettes.....	23
Figure II.13	Mise en cône d'un disque de frein.....	23
Figure II.14	Erreur de discrétisation géométrique.....	27
Figure II.15	Maillage d'un disque ventilé différents discrétisation géométrique Raffinement a, b, c.....	28
Figure II.16	Méthode de calcul de structure par éléments finis	30
Figure II.17	démarche numérique du calcul par éléments finis	30
Figure II.18	l'hexagone de Tresca	31
Figure II.19	la diagonale ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$).....	31
Figure II.20	Structure d'une analyse sous ABAQUS.....	33
Figure II.21	calcul volume et masse des deux pièces avec ABAQUS.....	35
Figure II.22	Création du modèle sur ABAQUS/CAE 6.12-1.....	35
Figure II.23	Elément quadrangulaires linéaire à 8 nœuds	36
Figure II.24	exemple d'un Elément quadrangulaires linéaire à 8 nœuds	36
Figure II.25	Éléments parents triangulaires et quadrangulaires à deux dimensions	37
Figure II.26	Éléments parents volumiques à transformation linéaire.....	37
Figure II.27	Maillage d'un disque 5440 éléments 10458 Nœuds.....	37
Figure II.28	Maillage d'une plaquette 126 éléments 298 Nœuds.....	37
Figure II.29	Zone de contact sélectionnée en ABAQUS.....	38
Figure II.30	2 Faces Aire = 3216.703 mm ² Volume= 85209.73 mm ³	39
Figure II.31	1 Corps : Volume= 57900.67mm ³	39
Figure II.32	Modèle FE d'un ensemble disque-plaquette	39
Figure II.33	Zone de contact.....	39
Figure II.34	Conditions aux limites et chargement imposées au disque-plaquette	41
Figure II.35	Schéma du couplage thermomécanique	43
Figure II.36	Modèle de disque de frein et plaquettes	44
Figure II.37	Modèle élastique en élément fini de disque et plaquette.....	44
Figure II.38	Modèle élément fini élastique pour l'analyse thermoélastique transitoire.....	44
Figure II.39	Organigramme de calcul thermomécanique en ABAQUS.....	48
Figure II.40	L'analyse du couplage thermoélastique en ABAQUS.....	49

Liste des figures

Chapitre III

Figure III.1: Ensemble disque-plaquette. Les différents couleurs dans ABAQUS indiquent les différents matériaux...	51
Figure III.2 Application du flux de chaleur Et le champ de contraintes.	51
Figure III.3 Peugeot 306 2.0 HDI.....	51
Figure III.4 Disque ventilé (vue en contour).....	53
Figure III.5 Disque ventilé avant " usé " pour Peugeot 306 2.0HDI.....	53
Figure III.6 : Les elements d'un Freins Avant Peugeot 306HDI.	53
Figure III.7 Caractéristiques géométriques du disque ventilé.....	54
Figure III.8 Caractéristiques géométriques des plaquettes de frein.	54
Figure III.9 Plaquettes de frein pour Pegeou 306 2.0HDI.....	54
Figure III.10 Champ de contraintes sur les plaquettes de frein	55
Figure III.11 Concentration des contraintes de Von Mises dans la plaquette.....	55
Figure III.12 Concentration des contraintes de Tresca dans la plaquette.....	55
Figure III.13 : Contraintes de Von Mises pour 8 nœuds d'éléments(6) choisis à l'instant $t=0.23s$ [s].....	56
Figure III.14 Contraintes de Tresca pour 8 nœuds d'éléments choisis à l'instant $t=0.23s$ [s].....	56
Figure III.15 Distribution des pressions de contact dans la plaquette intérieure.	57
Figure III.16 Distribution des pressions de contact dans le disque.....	57
Figure III.17 courbe de pression dans le disque pour 8 nœuds d'éléments(263) choisis à l'instant $t=0.23s$	57
Figure III.18 courbe de pression dans la plaquette pour 8 nœuds d'éléments(56) choisis à l'instant $t=0.23s$	57
Figure III.19 La pression de contact est $0.77E+006$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (disque) = 32.52°C.....	58
Figure III.20 La pression de contact est $0.77E+007$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (disque) = 219.46°C.....	58
Figure III.21 La pression de contact est $0.77E+008$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (disque) = 745.38°C.....	59
Figure III.22 Exemple d'un élément choisis N°116 a 8 nœuds.....	59
Figure III.23 La pression de contact est $1E+006$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (plaquette) = 126°C.	59
Figure III.24 La pression de contact est $1E+007$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (plaquette) = 624.66°C.....	60
Figure III.25 La pression de contact est $1E+008$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (plaquette) = 2482.02°C.....	60
Figure III.26 Exemple d'un élément choisis N°145a 8 nœuds.....	60
Figure III.27 La pression de contact est $1E+007$ PA la vitesse = 1810.1 rad/s Température max (disque) = 425°C.	61
Figure III.28 La pression de contact est $1E+007$ PA la vitesse = 18 rad/s Température max (plaquette) = 353.97°C.....	61
Figure III.29 La pression de contact est $1E+007$ PA la vitesse = 18 rad/s Température max (disque) = 188.59°C.....	61
Figure III.30 le flux de chaleur	62
Figure III.31 Exemple d'un élément choisis N°98 a 8 nœuds.....	62
Figure III.32 Répartition de flux de chaleur HFL pour un disque.....	63

Liste des figures

Figure III.33 Répartition de flux de chaleur HFL2 pour un disque	63
Figure III.34 différents raffinement de maillage de disque.	63
Figure III.35 Maillage simple 1E+007 PA 181.1 rad/s Température max = 100°C t = 0.1s.	64
Figure III.36 Maillage refine 1E+007 PA 181.1 rad/s Température max = 150°C t = 0.1s	64
Figure III.37 Maillage raffiné 1E+007 PA 181.1 rad/s Température max = 250°C t = 0.1s	65
Figure III.38 ulustration le sense de déformation de dique et plaquette.	65

Chapitre VI

Figure VI.1 disque de frein ventilé (état brut)	69
Figure VI.2 disque de frein ventilé (état usiné).	69
Figure VI.3 quelques vues du disque de frein (BRUT)	69
Figure VI.4 quelques vues du disque de frein (USINE)..	70
Figure VI.5 Coupe réalisée du disque de frein ventilé (ETAT USINE)..	71
Figure VI.6 Coupe réalisée du disque à frein ventilé (ETAT BRUT)..	71
Figure VI.7 les différentes surfaces à usiner sont marqués en rouge	71
Figure VI.8 Définition du référentie	73
Figure VI.9 Dessin de surface de référence	73
Figure VI.10 MIP et MAP de la 1ère OP.	73
Figure VI.11 mandrin à 3 clavettes.	73
Figure VI.12 MIP et MAP de la 2ème OP.	74
Figure VI.13 Mandrin à 3 mor.	74
Figure VI.14 MIP et MAP de la 3ème OP.	74
Figure VI.15 MIP et MAP de la 4ème OP.	75
Figure VI.16 mandrin expansible.	75
Figure VI.17 Dessin démontrant les cotes à usiner de la 1ère phase.	76
Figure VI.18 Dessin démontrant les cotes à usiner de la 2ème phase.	77
Figure VI.19 Dessin démontrant les cotes à usiner de la 3ème phase.	78
Figure VI.20 Outil à plaquette.	81
Figure VI.21 Démonstration de l'opération de chaque plaquette (1ère OP)..	82
Figure VI.22 Démonstration de l'opération de chaque plaquette (2ème OP)	82
Figure VI.23 Démonstration de l'opération de chaque plaquette (3ème OP)	83
Figure VI.24 les nuances des plaquettes selon Sandvik.	84
Figure VI.25 types de forets selon Sandvik.	85

Liste des Tableaux

Chapitre I

Tableaux I.1 Composition du matériau acier inoxydable 28CrMoV5-08	17
--	----

Chapitre II

Tableaux II.1 Tableau des types d'éléments finis	29
Tableaux II.2 Tableau des caractéristiques mécaniques des deux pièces	34
Tableaux II.3 Caractéristiques de conception des deux pièces	34
Tableaux II.4 Données de véhicule Peugeot 306 2.0I	38
Tableaux II.5 Résultats d'un maillage d'un type d'élément quadrangulaires linéaire à 8 noeuds.	40
Tableaux II.6 Propriétés thermo-élastiques utilisées dans la simulation.....	48

Chapitre III

Tableaux III.1 Fiche technique du véhicule Peugeot 306 2.0 HDI.....	52
Tableaux III.2 Essai de type 0 pour Système de freinage	52
Tableaux III.3 Fiche technique du disque ventilé Peugeot 306 2.0HDI.	53

Chapitre IV

Tableaux IV.1 Nombre nécessaire d'opérations au dépend des tolérances.....	75
Tableaux IV.2 Dénomination de la 1ère phase	76
Tableaux IV.3 Dénomination de la 2ème phase.....	77
Tableaux IV.4 Désignation des tolérances.	78
Tableaux IV.5 Valeur et outillage de chaque caractéristique (1ère OP).	79
Tableaux IV.6 Valeur et outillage de chaque caractéristique (2ème OP).	79
Tableaux IV.7 Valeur et outillage de chaque caractéristique (3ème OP).	79
Tableaux IV.8 Valeur et outillage de chaque caractéristique (4ème OP)	80
Tableaux IV.9 Différences entre les solutions d'attachements	82
Tableaux IV.10 Types de plaquettes.	83
Tableaux IV.11 la forme du plaquettes.	84
Tableaux IV.12 choix de forets	85
Tableaux IV.13 calcul des paramètres de coupe et d'avance de l'op 20.....	87
Tableaux IV.14 Temps de cycle OP 20.....	89
Tableaux IV.15 Temps de cycle OP 30	90
Tableaux IV.16 Temps de cycle OP 40.....	91
Tableaux IV.17 Temps de cycle OP 50	92

LISTE DES INDICES

LISTE DES INDICES

a : Décélération (m/s^2)

A_d : Surface de disque balayée par une plaquette (mm^2)

A_c : Surface de plaquette en contact avec le disque (mm^2)

c : Chaleur massique ($J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$)

C : Carbone

C_p : Capacité thermique massique ($J/(kgK)$)

C_x : Coefficient de forme

$[C]$: Matrice de capacité thermique (J/K)

d : Diamètre, ou distance (m)

E : Le module d 'Young (GPa)

f_h : Facteur de répartition de l'effort de freinage , essieu arrière

f_v : Facteur de répartition de l'effort de freinage , essieu avant

f_p : Coefficient de résistance au roulement

F : Force (N)

$\{F\}$: Vecteur des flux nodaux (W)

F_D : Force motrice (N)

FF_H : Effort de freinage rapporté à l'essieu arrière (N)

FF_V : Effort de freinage rapporté à l'essieu avant (N)

FG : Effort de pesanteur (N)

FP : Effort exercé par le conducteur (N)

FR : Force de frottement (N)

FRA : Force de résistance de l'air (N)

FRP : Force de résistance due à la pente (N)

FRR_H : Force de résistance au roulement de la roue arrière (N)

FRR_V : Force de résistance au roulement de la roue avant (N)

FQH : Charge statique rapportée à l'essieu arrière (N)

FQV : Charge statique rapportée à l'essieu avant (N)

FS : Effort de freinage (N)

g : Accélération de la pesanteur (m/s^2)

h : Coefficient d'échange ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)

k : Conductivité thermique du matériau ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)

$[K]$: Matrice de conductivité thermique (W/K)

LISTE DES INDICES

L : Distance entre l'essieu avant et l'essieu arrière
 LH : Distance entre l'axe du l'essieu avant et le centre de gravité du véhicule
 LV : Distance entre l'axe du l'essieu arrière et le centre de gravité du véhicule
 m : Masse du véhicule (kg)
 Mn : Manganèse
 Mo : Molybdène
 n : Nombre de nœuds de l'élément. ζ
 \vec{n} : Vecteur unitaire de la normale
 $N_i(\zeta, \eta, \xi)$: Fonctions d'interpolation ou fonctions de forme.
 Ni : Nickel
 P : Pression hydraulique (MPa)
 P : Phosphore

 PF : Puissance de freinage (W)
 $PFVI$: Puissance de freinage rapporté au disque de frein (W)
 PR :Puissance de freinage due au roulement (W)
 Q : Puissance thermique (W)
 QV : Flux de chaleur (W)
 $Q'V$: Flux de chaleur par unité de surface (W/m²)
 R : Résistance thermique (W-1 K)
 R : Rayon (m)
 Rm :Résistance à la rupture (N/mm²)
 S : Surface (mm²)
 S_c : L'indice de saturation du carbone
 S_f :Surface frontale du véhicule (mm²)
 Si : Silicium
 t : Temps (s)
 T : Champ de température (°C)
 $\{T\}$: Vecteur des températures nodales (K)
 Ti :Titane
 $T0$: Température initiale (°C)
 T_p : Température de la surface (°C)
 T_∞ :Température du milieu environnant la surface (°C)
 um : Vitesse moyenne (m/s)

LISTE DES INDICES

v : Vitesse (m/s)

v_0 : Vitesse initiale (m/s)

V : Volume (m³)

x : Coordonnées cartésiennes

y : Coordonnées cartésiennes

z : Coordonnées cartésiennes, ou cylindriques

Caractères grecs

δ_{ff} : Symbole de Kronecker

δ_p : Facteur d'émission de la surface

δ_φ : Facteur d'exploitation

λ : Conductivité thermique (Wm⁻¹K⁻¹)

θ : Coordonnées angulaires, ou angle

μ : Coefficient de frottement

μ : Viscosité dynamique du fluide (kg m⁻¹s⁻¹)

ϑ : Coefficient de Poisson

ϑ : Viscosité cinématique du fluide (m² s⁻¹)

ρ : Densité (kg/m³)

ρ_a :Masse volumique de l'air (kgm⁻³)

σ : Constante de Stephan = 5,67×10⁻⁸ (Wm⁻²K⁻⁴)

σ_{xx} : Contrainte normale dans la direction x

σ_{xy} : Contrainte de cisaillement dans le plan xy

σ_{xz} : Contrainte de cisaillement dans le plan xz

σ_{yy} : Contrainte normale dans la direction y

σ_{yz} : Contrainte de cisaillement dans le plan yz

σ_{zz} : Contrainte normale dans la direction z

φ : Flux de chaleur (W)

\varnothing : Densité de flux de chaleur (W/m²)

ω : Vitesse de rotation (rad/s)

LISTE DES INDICES

Opérateurs mathématiques

\overrightarrow{Grad} : Gradient

div : Divergence d'un vecteur

∇ :Nabla

∂ :Dérivée première partielle

Nombres sans dimensions:

Nu : Le nombre de Nusselt

Pr : Le nombre de Prandtl

Re : Le nombre de Reynolds

Exposants*

(e) : élastique

(m) : mécanique

(th) : thermique

Abréviation

ABS : Système antiblocage

FG : Fonte grise

ECE : Commission économique européenne

4) OP : opération

S : surface

MAP : maintien en position

MIP : mise en position

EB : ébauche

FI : finition

t.q : tel que

// : déjà mentionné

Id : identification

CNC : commande numérique à calculateur

Introduction générale :

Dans ces derniers temps et grâce au progrès technologique les véhicules sont devenus de plus en plus performants, confortables et rapides. Donc Les constructeurs d'automobiles ont fait entrer une nouvelle technologie dans la fabrication des pièces auto et recherchent à développer et à trouver de nouvelles alternatives qui nécessitent beaucoup d'efforts et d'expérimentations sur les pièces mécaniques (roues, moteur,...etc.) dans le but d'assurer le confort des passagers, satisfaire les clients et de garder les meilleurs paramètres de sécurité. Le but de notre étude, c'est les systèmes de freinage qui doivent suivre ce développement.

Le développement rapide de l'industrie auto exige des études modernes et rapides pour créer des matériaux ou pièces de rechange suivant cette modernité, la complexité et la quantité des calculs mécaniques ont fait appel à des outils informatiques tels que : les logiciels de conception, de fabrication et de simulation . Dans ce contexte, Nous avons subdivisé notre travail en quatre chapitres,

Dans le **chapitre I**, nous avons donné un aperçu général sur les disques de freins. Notamment, l'histoire du frein et l'apparition de freinage avec la roue plus les types du frein , grosso modo c'est une étude bibliographique sur les disques du frein(les compositions et les matériaux). Le **chapitre II** nous avons traité les problèmes des disques du frein et la plaquette causée par les différents phénomènes thermiques et mécaniques rencontrés. L'utilisation et la présentation de MEF pour faciliter l'étude de ces phénomènes. Nous avons illustré la méthode de calcul est la mise en œuvre de l'outil informatique par le logiciel ABAQUS dans cette modélisation numérique, et nous avons mentionné les conditions de limite pour calculer les forces, et en dernier lieu nous avons précisé les étapes à suivre pour faire une simulation dans ABAQUS (dessin 3D Maillage propriété de matériaux lancement de calcul).

les résultats de calcul par ABAQUS qui sont : le flux thermique, l'influence de pression et de contact sur la température du disque contrainte équivalente de Von Mises, la variation de température du disque selon la pression de contact en suivant la variation de vitesse de rotation du véhicule sont montrés dans le **chapitre III** . Par contre, dans le **chapitre IV** nous avons présenté la méthode de fabrication d'un disque frein en deux parties. La première par moulage et puis l'usinage, en restant toujours dans la conception et la fabrication par ordinateur. Nous avons dessiné le disque par le logiciel SOLIDWORK puis nous avons calculé la gamme d'usinage en suivant l'utilisation de logiciel CAMWORK présenté dans le rapport de stage.

Et nous avons clôturé notre étude par une conclusion générale donnant un résumé total des résultats de simulation et de la méthode de fabrication d'un disque frein.

Chapitre I

Etude Bibliographique

I.1) Présentation du système de freinage :

Le système de freinage automobile a pour principale fonction de transformer l'énergie cinétique du véhicule en énergie thermique. Si le véhicule est naturellement ralenti par les résistances aérodynamiques et de roulement ainsi que par les frictions dans ses organes mécaniques (moteur, transmission), elles sont insuffisantes pour stopper brusquement le véhicule en cas d'urgence. L'obtention d'un arrêt total et d'une décélération maximale nécessite un système mécanique à friction agissant sur les éléments en rotation, même s'il existe, dans le domaine aéronautique notamment, d'autres moyens de ralentissement, efficaces uniquement à haute vitesse, comme les parachutes, les inverseurs de poussées ou encore les volets aérodynamiques.

Dans le passé, quelques véhicules disposaient d'un système de freinage directement sur la transmission, mais aujourd'hui, les freins sont exclusivement placés dans chaque roue (Fig. I.1), même si exceptionnellement on peut trouver quelques véhicules où le frein est situé sur l'arbre de transmission en sortie de différentiel afin de réduire les masses non suspendues.

I.2) Bref historique :

Les premiers véhicules ont repris des véhicules hippomobiles les freins à sabots garnis de cuir, de bois ou de caoutchouc agissant à la périphérie des roues afin de bénéficier d'un diamètre de frottement maximal. Ce système existe encore aujourd'hui dans le domaine ferroviaire où certains wagons sont équipés de sabots métalliques qui frottent sur la piste de roulement de la roue. Néanmoins ces systèmes sont peu compatibles avec des roues automobiles garnies de pneumatiques et/ou de bande en caoutchouc. Ce type de freinage a inspiré les freins à tambours tels que nous les connaissons aujourd'hui. Il a fallu attendre les années 1950 pour que les freins à disques apparaissent, entraînant de meilleures performances de freinage. A partir des années 1970, les premiers disques en carbone ont été utilisés par l'industrie aéronautique puis par la compétition automobile, notamment en Formule 1. [1]

I.3) Structure générale d'un système de freinage :

La structure ci-dessous (Fig. I.1) représente une structure de base que l'on retrouve dans tous les véhicules de tourisme dit bas de gamme. [2]

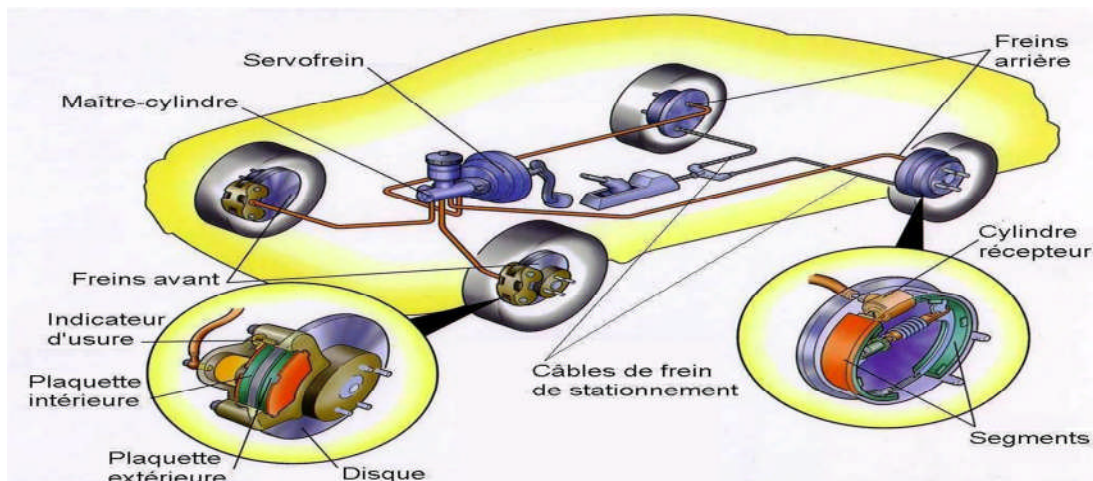


Fig. I.1 : Schéma d'implantation du système de freinage [3]

Dans un système de freinage, on distingue deux parties :

- Partie commande
- Partie opérative

I.4) Freins travaillant par frottement :

I.4.1) Frein à tambour :

Il se compose d'un tambour en fonte solidaire de la roue, de mâchoires solidaires du châssis, garnies d'un matériau à haute résistance au frottement et à l'échauffement et d'un cylindre qui presse les mâchoires contre le tambour (Fig. I.2). Les mâchoires sont en acier recouvert d'une garniture d'un matériau composite ayant un bon coefficient de frottement (0,35 à 0,40) avec le matériau du tambour et s'usant plus vite. L'usure peut être rattrapée par un mécanisme de réglage accessible de l'extérieur (non automatique) [4]

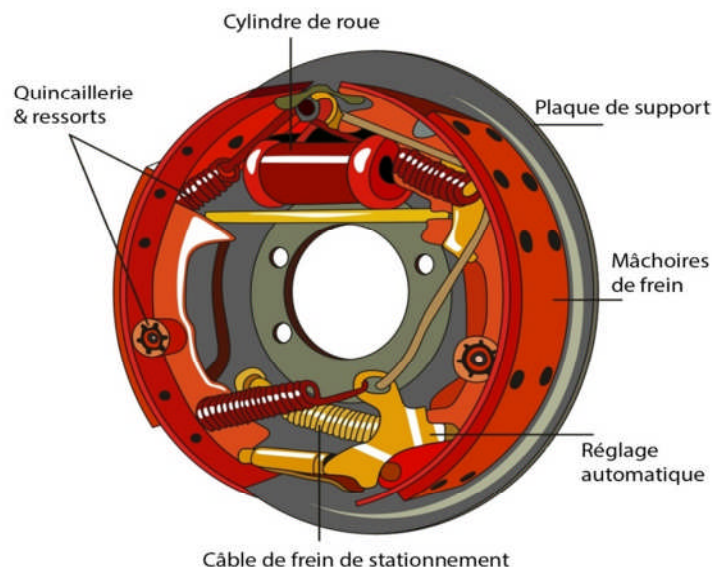


Fig. I.2 : Frein à tambour [5]

I.4.1.1) Principe de fonctionnement :

Un flasque en tôle emboutie solidaire de la fusée de roue porte un cylindre, muni de deux pistons (un à chaque extrémité du cylindre) et les mâchoires de freins. La partie inférieure des mâchoires pivote sur un axe monté sur le flasque et leur partie supérieure repose sur les pistons du cylindre de roue. De puissants ressorts rappellent les mâchoires l'une vers l'autre lorsqu'on n'appuie plus sur la pédale de frein. Afin que la course vers la surface de friction du tambour soit toujours la même, quelle que soit l'usure des garnitures, des excentriques, agissant sur le retour des mâchoires,

permettent de régler leur jeu. Ils sont évidemment réglables de l'extérieur pour ne pas avoir à déposer le tambour de frein. Deux petits ressorts retiennent chaque mâchoire plaquée contre le flasque pour éviter les vibrations au freinage et complètent ainsi l'ensemble du dispositif . La figure (Fig.I.3) montre le principe du travail. [6]

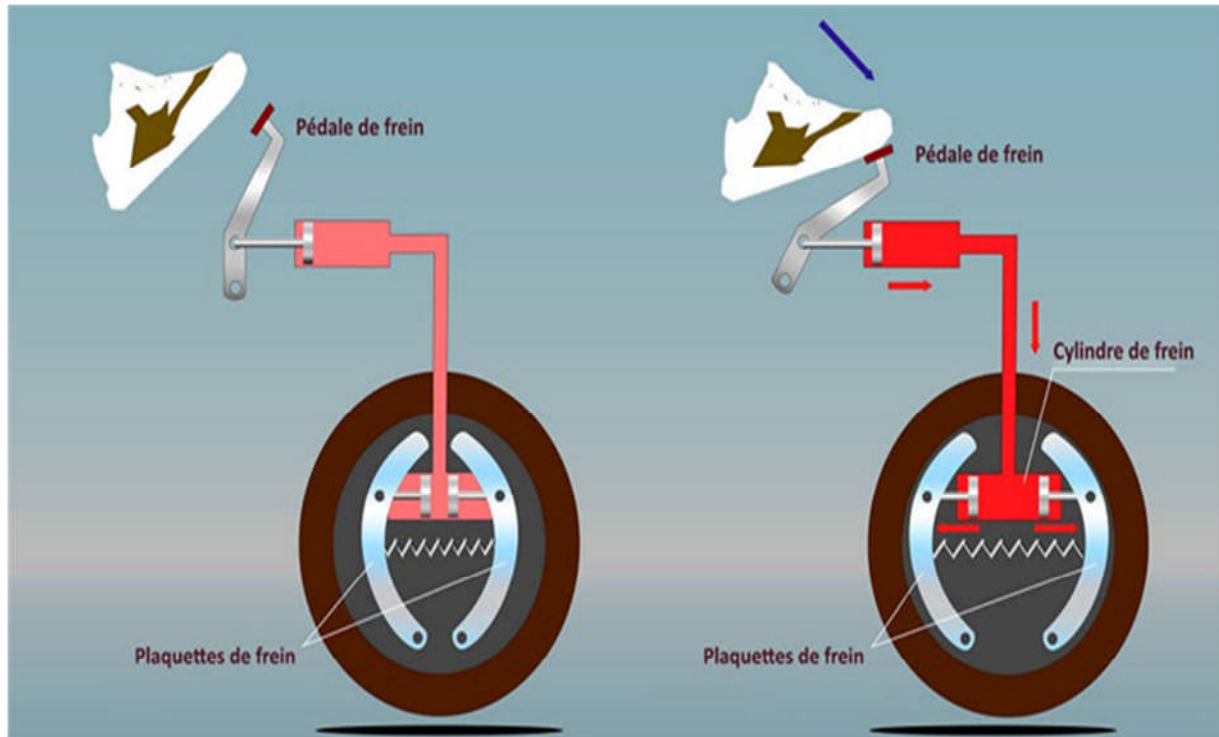


Fig.I.3 : le tambour actionnés [7]

I.4.1.2) Composants du frein tambour :

Comme le montre la figure I.4, le frein tambour est composé des éléments suivants :

- Un tambour
- Des garnitures de frein
- Des ressorts de rappel
- Des pistons
- Des cylindres de roue
- Des segments

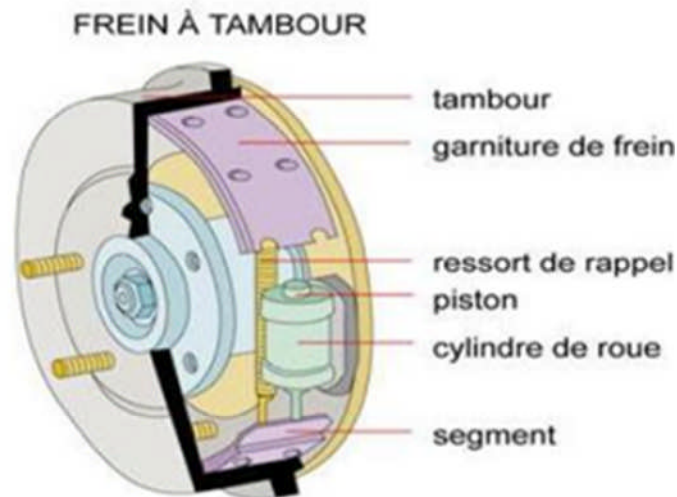


Fig.I.4 : Différents Composants du frein tambour [8]

Il dispose de deux segments, ces derniers peuvent être montés :

- **En parallèle** : Ils sont indépendants entre eux et sont actionnés par un dispositif de commande commun ou individuel. La somme des couples de chaque segment donne le couple total du frein.
- **En série** : Le segment primaire met en action le segment secondaire. Le couple délivré par le segment secondaire est fonction du couple primaire. [9]

I.4.2) Freins à disque :

Les freins à disque sont le seul moyen de stopper efficacement des véhicules dont la masse devient de plus en plus importante avec des performances pures en constante augmentation et où les exigences de sécurité se renforcent régulièrement. Typiquement, la puissance de freinage est généralement au moins 10 fois supérieure à celle du moteur. De plus, ces systèmes permettent de mieux contrôler la puissance de freinage nécessaire et sont maintenant utilisés pour l'assistance au contrôle du véhicule (système ESP) en combinaison avec d'autres composants du véhicule (moteur, direction...).

Un frein à disque est composé d'un étrier vissé rigidement au porte-moyeu et d'un disque, inséré entre le moyeu et la roue. L'étrier supporte les plaquettes qui, sous l'action de cylindres hydrauliques, pincent le disque et freinent sa rotation. Après un freinage, le rappel des pistons est ordinairement assuré par l'élasticité de leur joint annulaire d'étanchéité en caoutchouc. Comme il n'y a pas d'effet d'auto serrage, les micro-vibrations et micro-mouvements transversaux du disque, induit notamment par le jeu des roulements de roue (Fig.I.5)

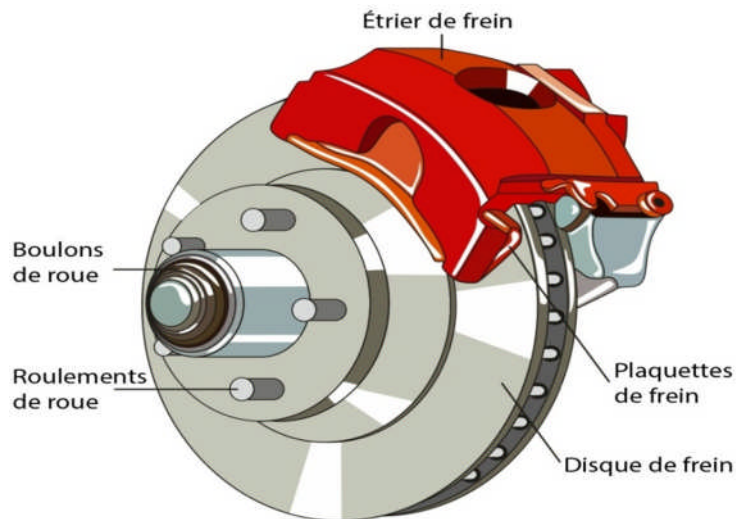


Fig.I.5 : Frein à disque [10]

I.4.2.1) Fonctionnement des disques de frein :

Le frein à disque est un dispositif qui nécessite l'utilisation d'un disque de frein fixé sur un essieu du véhicule, ainsi que de plaquettes. Celles-ci vont appuyer des deux côtés du disque quand la commande de frein est utilisée par l'automobiliste. Les plaquettes de frein sont rassemblées dans un frein fixe comme un étrier, soit par un frein qui coulisse comme une chape. Peu importe l'option dont il est doté, les éléments sont solidaires au reste du véhicule.

Afin d'actionner la première étape du freinage, un ou plusieurs éléments mécaniques exercent une pression sur les plaquettes de frein. L'effort ainsi provoqué va serrer les plaquettes sur le disque de frein, créant alors une pression suffisante pour générer le couple de freinage nécessaire au ralentissement puis à l'arrêt du véhicule. La chaleur générée suite à l'utilisation du frein est alors évacuée afin de ne pas provoquer de déformation. La figure (Fig.I.6) montre le principe du travail. [11]

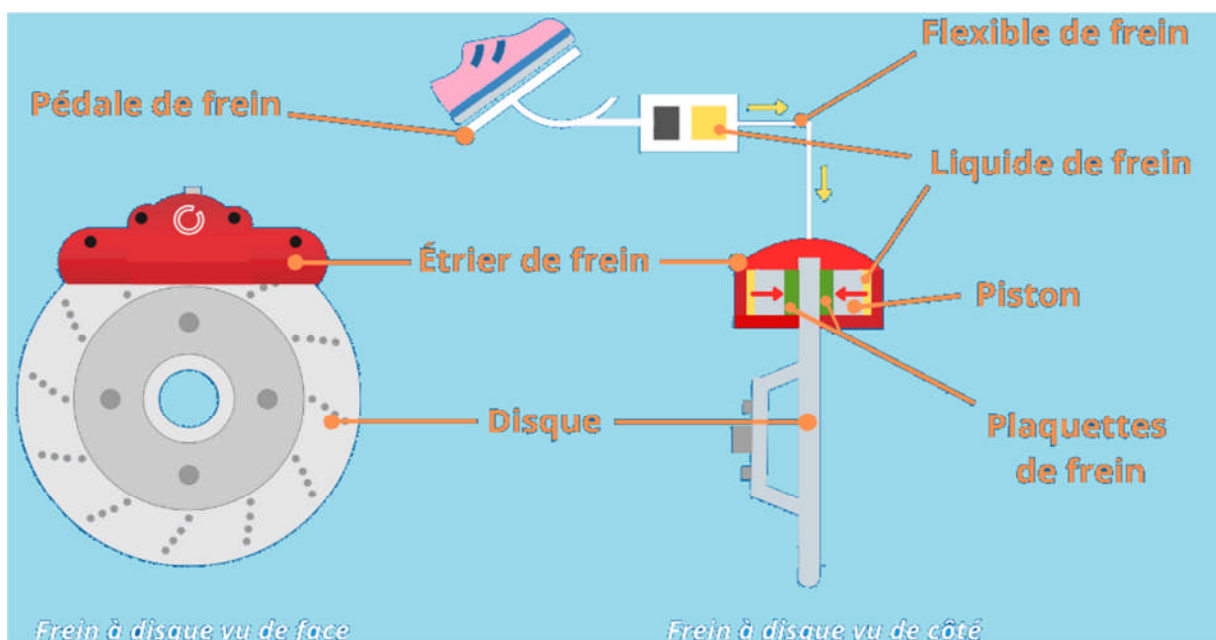


Fig.I.6 : Fonctionnement d'un frein à disque,

I.4.2.2) Composants d'un frein disque :

Le disque de frein est un organe de friction fortement sollicité, il doit résister à des températures de 600° C à 800° C, dont les éléments sont illustrés sur la figure I.5.

I.4.2.2.1) Étrier :

L'étrier peut être fixe ou flottant. Un étrier fixe doit forcément comporter au moins un piston de chaque côté du disque alors qu'un seul piston est nécessaire avec un étrier flottant (Figure 1.7). Dans ce dernier cas, la plaquette côté extérieur est solidaire de l'étrier, étant plaquée contre le disque par le coulisement de l'étrier lui-même dans un porte-étrier. Lorsque le cylindre hydraulique est mis en pression, le piston pousse la plaquette côté intérieur contre le disque. A son contact, la réaction tire l'étrier et donc la plaquette extérieure contre l'autre face du disque. Le coulisement de l'étrier dans le porte-étrier s'effectue sur des axes (bielles) ou dans des glissières. Les différents jeux de l'ensemble étrier-bielles-plaquettes permettent d'assurer un contact franc entre la plaquette et le disque et une répartition de la pression la plus uniforme possible.

L'étrier flottant est plus léger et moins large vers l'extérieur du véhicule, ce qui facilite son montage

dans la roue. C'est une solution économique et ce type de montage est donc massivement répandu dans la production automobile actuelle. Seuls les véhicules de compétition ou associés à de très hautes performances bénéficient d'étriers fixes.

Naturellement, les étriers, comme tous les composants non suspendus, doivent être le plus léger possible. Ils sont habituellement coulés en alliage d'aluminium, parfois en alliage de magnésium ou en fonte. Le porte-étrier peut être en fonte et l'étrier en alliage léger.

Le diamètre des pistons récepteurs hydrauliques dans les étriers est plus grand que celui des pistons actionnant les segments des freins à tambour et la pression dans le circuit hydraulique peut dépasser 100

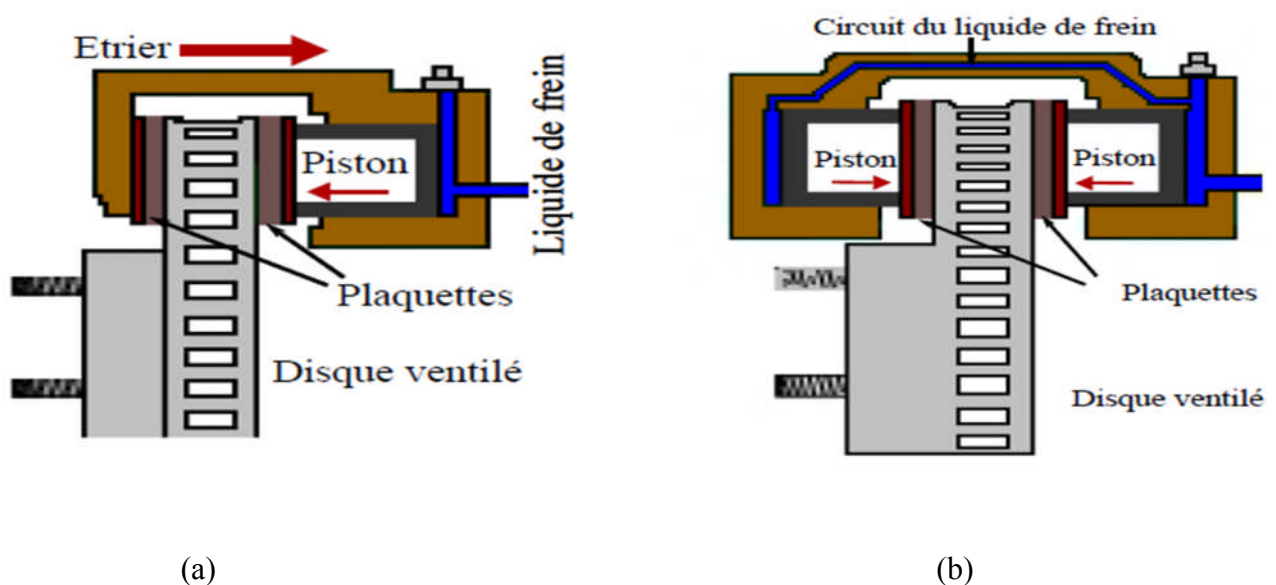


Fig.I.7 : Types d'étriers (a) Étrier flottant. (b) Etrier fixe. [12]

I.4.2.2.2) Description d'un disque :

Le disque est constitué d'un anneau plein avec deux pistes de frottement (Fig. I.8), d'un bol qui est fixé sur le moyeu et sur lequel est fixée la jante et d'un raccordement entre les pistes et le bol. Ce raccordement est nécessaire car l'anneau et la partie du bol qui est fixée au moyeu ne sont pas sur un même plan pour des questions d'encombrement et de logement des plaquettes et de l'étrier. La jonction entre le bol et les pistes est souvent usinée en forme de gorge pour limiter le flux de chaleur issu des pistes vers le bol afin d'éviter un échauffement excessif de la jante et du pneumatique.

Les pistes de frottement sont dites extérieures quand elles se situent du côté de la jante et intérieures quand elles se situent du côté de l'essieu.

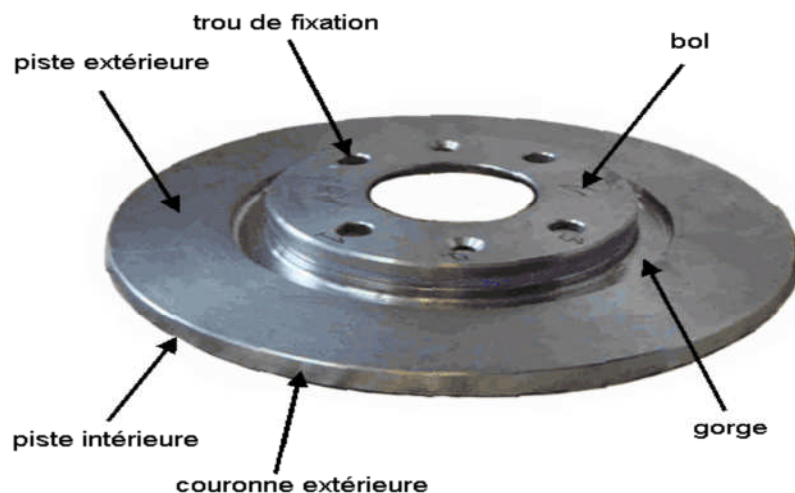


Fig. I.8 : Le disque plein [13]

La région de la gorge du bol est aussi très sévèrement sollicitée. En effet, le disque tend à se mettre en cône à cause des dilatations des pistes chaudes, mais ce déplacement est retenu par la présence du bol qui est moins chaud et par celle de l'étrier. De ce fait, de grandes concentrations de contraintes naissent dans cette zone. Lors d'essais très sévères sur banc dynamométrique, on peut parfois voir apparaître une fissure circonférentielle (du côté externe et/ou du côté interne du disque) qui se propage et provoque la rupture brutale du bol.

Les gradients dans la gorge du bol s'expliquent de la même manière. En début de freinage, la température du bol est à 20° C tandis que celle des pistes est de quelques centaines de degrés. De plus, dans le but d'éviter que la température du moyeu ne soit trop élevée (ce qui engendrerait des élévations de température du pneu, très critique pour son comportement), la gorge est usinée de manière à ne pas transmettre trop de chaleur au bol (Fig.I.9). Avec cet usinage, la température du bol baisse effectivement, mais les gradients thermiques augmentent conséquemment dans cette zone. Ceux-ci

engendrent des contraintes thermiques qui expliquent les ruptures de bol observées lors d'essais expérimentaux sévères. [14]

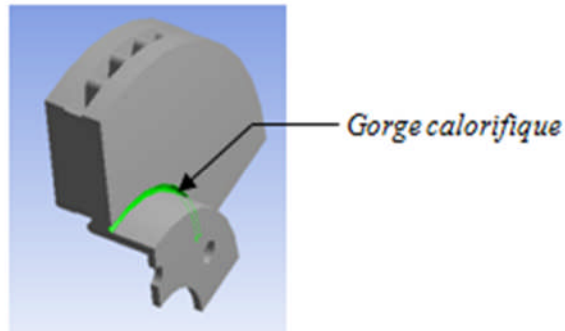


Fig. I.9 : Gorge calorifique [14]

I.4.2.3) les types de disque frein :

Il existe deux types de disque : les disques pleins et les disques ventilés. Les disques pleins, de géométrie simple et donc de fabrication simple, sont généralement placés sur l'essieu arrière de la voiture. Ils se composent tout simplement d'une couronne pleine reliée à un "bol" qui est fixé sur le moyeu de la voiture (Fig. I.10). Les disques ventilés, de géométrie plus complexe, sont apparus plus tardivement. Ils se trouvent la plupart du temps sur le train avant. Toutefois, ils sont de plus en plus à l'arrière et à l'avant des voitures de haut de gamme. Composés de deux couronnes - appelées flasques - séparées par des ailettes (Fig.

I.11), ils refroidissent mieux que les disques pleins grâce à la ventilation entre les ailettes qui, en plus, favorisent le transfert thermique par convection en augmentant les surfaces d'échange. Le disque ventilé comporte plus de matière que le disque plein ; sa capacité d'absorption calorifique est donc meilleure. Le nombre, la taille et la forme (ailettes radiales, incurvées, pions circulaires...) des ailettes sont variables (Fig I.12).



Fig. I.10 : Exemple de disque ventilé. [15]



Fig. I.11 : Exemple de disque plein. [15]



Fig. I.12 : Différentes géométries d'ailettes

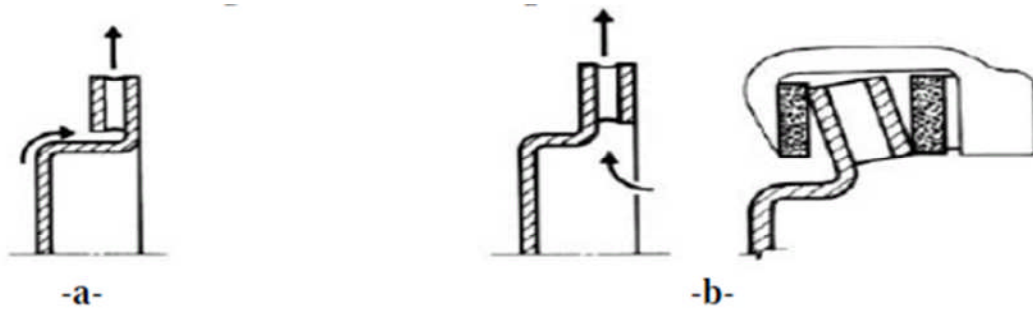


Fig. I.13 : Disques ventilés : différentes conceptions [15]

La figure I.13 représente deux types de disque ventilé. Le modèle « a » présente une moins bonne ventilation que le « b », mais possède une meilleure rigidité. La figure I.13 montre également la déformation du deuxième type de disque soumis à un fort gradient de température. La rotation du disque entraîne une circulation d'air dans les canaux, d'où une amélioration du refroidissement (Fig. I.14).



Fig. I.14 : Circulation de l'air dans les canaux d'un disque ventilé [16]

I.4.2.4) Autres types de disques et leurs caractéristiques :

I.4.2.4.1) Les disques rainurés :

La raison pour laquelle on rainure les disques est trop souvent mal comprise. Les gens croient généralement que les rainures sont là pour améliorer le refroidissement. Il n'en est rien. Elles sont là pour nettoyer la surface de la plaquette et briser la couche gazeuse qui peut se former entre la plaquette et le disque quand les hautes températures sont atteintes. En pratique, la chaleur crée des poussières et des gaz entre le disque et la surface de la plaquette, réduisant ainsi l'efficacité, (Fig. I.15).



Fig. I.15 : Disque rainuré [17]

I.4.2.4.2) Les disques percés :

Le perçage des disques permet en plus du refroidissement, le nettoyage des disques, (Fig. I.16). Les trous sont plus efficaces avec le temps car ils sont plus ou moins autonettoyants. Mais l'augmentation du nombre de trous réduit la surface de friction, un disque avec une masse insuffisante (diamètre trop petit ou trop fin) a tendance à craqueler et casser.



Fig. I.16 : Disque percé [17]

I.4.2.5) Comparaison entre tambour et disque :

I.4.2.5.1) Avantages :

Par rapport aux freins à tambour, les freins à disque se distinguent par les avantages suivants:

- Meilleur refroidissement.
- La dilatation n'affecte pas la qualité de freinage.
- Jeu de fonctionnement faible, action rapide.
- Bonne progressivité.
- Répartition uniforme de la pression.
- Absence de déformation.
- Puissance de freinage identique en marche avant et en marche arrière.
- Pas de réglage (rattrapage de jeu automatique).
- Remplacement des garnitures plus rapide.

I.4.2.5.2) Inconvénients :

Les inconvénients des freins à tambour se résument comme suit:

- Mauvaise répartition de l'effort.
- Moins bonne tenue à chaud.
- Dilatation et déformation du tambour.
- Usure plus prononcée sur le segment primaire (comprimé).

I.4.2.6) les plaquettes :

Les plaquettes de frein sont composées d'une plaque en métal relativement rigide sur laquelle est collée une garniture, semblable à celle que l'on peut trouver dans les freins à tambour. Elle est toutefois soumise à des pressions plus élevées, la surface de contact étant plus réduite. La garniture est l'élément d'usure d'un système de frein et sa périodicité de changement est plus courte que celle du disque. La surface d'une garniture est très réduite comparativement à la puissance de freinage qu'elle doit fournir. Elle doit avoir de bonnes propriétés thermomécaniques et également fournir un coefficient de frottement relativement stable avec la température afin d'assurer un freinage le plus constant possible. Si la rigidité de la garniture est relativement faible, de l'ordre de quelques GPa, la plaque métallique au dos de la garniture se doit d'être relativement rigide d'une part pour transmettre l'effort provenant du piston hydraulique et d'autre part pour répartir la pression le plus uniformément possible sur l'ensemble de la surface de la garniture. Cela permet une usure uniforme de la garniture, rendant le freinage constant au cours du temps et une répartition optimale du flux de chaleur. Les plaquettes sont les pièces les plus essentielles de l'étrier, elles assurent le pincement du disque et de ce fait l'arrêt du véhicule. Elles doivent supporter des températures importantes liées aux frottements contre le disque (ces températures peuvent atteindre les 800°C) . Les plaquettes de frein automobile comportent des rainures (Fig. I.15). Outre leurs caractères d'évacuation des

poussières et de l'eau, ces rainures influent elles sur le comportement thermique de la plaquette. Cette dernière doit présenter :

- Une bonne résistance à l'usure, non agressivité des pistes de frottement.
- Absence de bruit.
- Haute résistance thermique. La température des garnitures peut atteindre 600°C à 700°C.



Fig. I.17 : Plaquette de frein [18]

Une température trop élevée peut entraîner une perte d'efficacité presque totale du freinage appelée : évanouissement ou fading.

La fabrication de la plaquette nécessite l'application de plusieurs techniques :

- **support métallique** : obtenu par découpage (découpage fin pour la première monte), il subit des opérations de nettoyage et de grenaillage.
- **matériau de friction** : pesage mélange (et remélange).
- **l'ensemble** : cuisson, cautérisation (pour la première monte), rectification et peinture.
- **personnalisation** : plaque antibruit, marquage

I.5) Problème du disque de frein :



Fig. I.18 : Un inconvénient du disque de frein[19]

L'analyse bibliographique des phénomènes de freinage montre que la principale sollicitation vient des fortes variations de température induites par le frottement des plaquettes contre le disque. En effet, la température peut varier de 20° C à plus de 700° C en quelques secondes seulement. Ces brusques variations ne permettent pas à la température de s'homogénéiser. De ce fait, le disque est le lieu de très forts gradients thermiques dans l'épaisseur des pistes de frottement, mais aussi dans la direction circonférentielle. Ces derniers gradients sont dus au fait que le flux de chaleur qui entre dans le disque est localisé sous les plaquettes de frein et que le disque tourne. Parfois, il apparaît ce qu'on appelle des points chauds; ce sont des zones circulaires régulièrement espacées sur les pistes où la température est localement plus élevée. Soumis à de tels cycles thermiques, le disque subit des déformations anélastiques (plastiques voire même viscoplastiques) qui sont elles aussi homogènes dans la pièce. La prédiction numérique des champs thermomécaniques qui s'établissent dans le disque, a été mise en place la méthode de calcul fondamental qui prend en compte les couplages essentiels entre les différents phénomènes, le caractère transitoire de l'histoire thermique du disque, le comportement anélastique du matériau, les gradients thermomécaniques ortho radiaux et la rotation du disque. Dans cette étude, On se rend vite compte que la simulation d'un freinage par une méthode classique par éléments finis engendrerait des temps de calcul exorbitants. Fig. I.18 présent l'un des défauts

I.6) Matériaux des disques de freins :

I.6.1) Fonte grise :

Dans l'industrie automobile, on utilise communément des disques de frein en fonte grise à graphite lamellaire, pratiquement exemptes de cémentite et d'eutectique phosphoreux. La fonte grise possède un bon comportement thermomécanique ; elle est peu chère, peut être coulée facilement et se fabrique aisément. Elle présente une bonne conductivité, une résistance mécanique satisfaisante et une faible usure. Les proportions de carbone et l'addition de différents éléments (phosphore, potassium, silicium, manganèse, cuivre, soufre, nickel, chrome, molybdène, aluminium, autres éléments d'alliages et des impuretés diverses) permettent d'améliorer les propriétés thermomécaniques et tribologiques de la fonte. Notons que plus la teneur en carbone n'est élevée, plus la résistance mécanique de la fonte ne devient mauvaise. Les contraintes thermiques diminuent avec l'augmentation de la conductivité. [20]

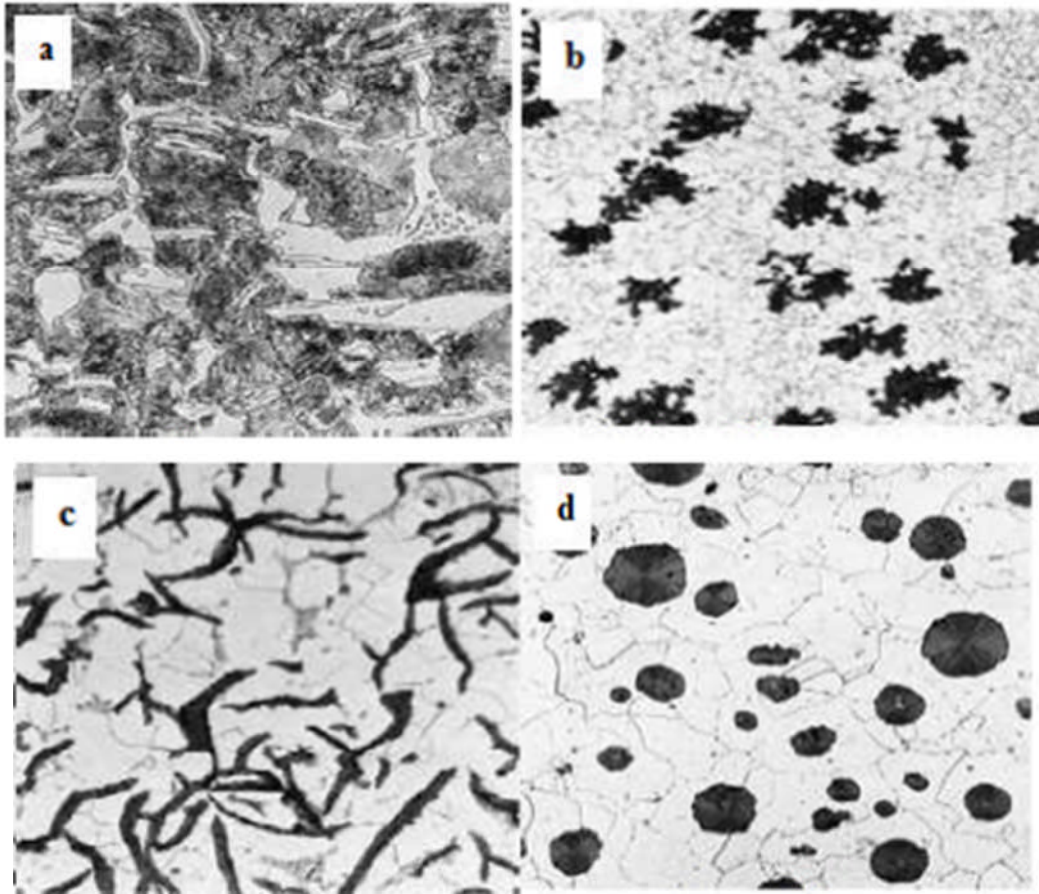


Fig. 1.19 : Les micrographies de différentes fontes grises matériaux des disques de frein [21]

a-Fonte blanche ; b- Fonte malléable ; c-Fonte grise ; d- Fonte ductile .

I. 6.2. Aciers inoxydables :

Dans le secteur ferroviaire, on utilise pour les trains à grande vitesse de plus en plus des aciers inoxydables alliés au chrome, au molybdène et au vanadium. Les propriétés mécaniques de ces aciers sont la grande ductilité ($Re > 1000$ MPa à 20°C et $Re > 800$ MPa à 450°C) et la résilience élevée surtout à haute température. Dans le cas du contact glissant, la différence entre les aciers et les fontes se situe au niveau du film de transfert qui se forme entre le disque et la plaquette de frein. Pour l'acier, on a un dépôt avec microstructure cristallisée et une composition chimique dépendent de la réactivité entre le matériau de friction et les oxydes de fer. Pour une fonte, le dépôt présente un caractère plus complexe avec l'existence de matériaux amorphes et de composition chimique plus complexe. [22]

Les températures des aspérités de contact où a lieu le dépôt sont très différentes en raison des caractéristiques thermiques de l'acier et de la fonte (en particulier de l'effusivité), les actions mécaniques à l'interface entraînent des ruptures de nature différentes au niveau des aspérités de surface (ductilité de l'acier et la fragilité de la fonte).

Le matériau des disques de frein TGV est en acier inoxydable 28CrMoV5-08, qui est obtenu par forgeage puis subit un traitement thermique de trempe (austénitisation à 975°C pendant 5 heures) suivi d'un revenu (635°C pendant 9 heures). La composition chimique de ce matériau est présentée dans le tableau 1.1 [22]

	C	Cr	Mo	V	Mn	P	S	Ni	Si
Elément (%)	0.2-0.3	1.2-1.6	0.6-0.9	0.2- 0.4	0.5-0.9	<0.015	<0.007	<0.4	0.4-0.1

Tableau 1.1: Composition du matériau acier inoxydable 28CrMoV5-08 [23]

I.6.3. Matériaux composites :

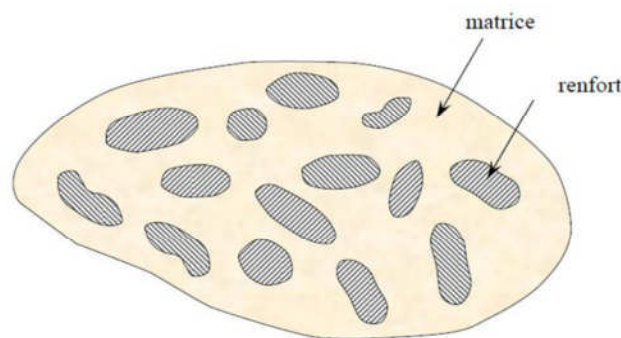


Fig. I.20 : Constitution d'un matériau composite [24]

Le domaine de recherche dans les matériaux composites renforcés par des fibres végétales est actuellement en plein expansion, plusieurs travaux de recherche [25-35] qui ont pour but de les utiliser dans des domaines de la mécanique. Dans l'industrie automobile et aéronautique, où la sécurité et l'efficacité du système de freinage jouent un rôle primordial, des disques de frein en matériaux composites ayant de meilleurs comportements thermiques et tribologiques ont vu le jour ces dernières décennies. figure1.20: Constitution d'un matériau composite. Un matériau composite est un assemblage d'au moins deux matériaux non miscibles, de nature différente et complémentaire, ayant une forte capacité d'adhésion donnant naissance.

Un nouveau matériau hétérogène et possédant de meilleures performances que les autres matériaux couramment utilisés. Du fait des performances élevées (très bonne résistance mécanique et faible densité) que présentent certains composites, ils ont remplacé progressivement les matériaux classiques.

Les matériaux composites sont constitués d'une ossature, appelée renfort, qui assure la tenue mécanique et d'une protection, appelée matrice, qui assure la cohésion de la structure et transmet les sollicitations vers le renfort (figure 1.20). Parmi les matériaux composites employés dans la construction des disques de freins, on a le carbone-carbone (C-C), les composites à matrice métallique (CMM) et les composites à matrice céramique (CMC). [24]

I.7) Conclusion :

Ce chapitre a permis de montrer l'évolution des freins et aussi il a présenté les principales technologies et différents types de frein couramment utilisé sur les véhicules de tourisme. Les freins à disque sont désormais la référence en matière de sécurité et d'efficacité. C'est pour quoi le frein disque est pris comme modèle pour l'étude.

Chapitre II

Partie expérimentale
Modélisation Thermomécanique du Problème

II.1) Introduction :

le fonctionnement d'un système de freinages et de transformer l'énergie mécanique en une énergie thermique. Cette énergie caractérisée par un échauffement du disque et des plaquettes lors de la phase de freinage. L'étude et La modélisation du comportement thermique de (plaquettes disque) permet d'analyser la répartition et l'évolution des températures sur zones de contact. Il devient possible d'optimiser le système; Grâce aux résultats obtenus à partir du modèle développé, et la à modélisation des écoulements et des échanges de chaleur permettent de comprendre et de quantifier les phénomènes physiques sans avoir recours à des essais expérimentaux.

II.2) Critères d'évaluation d'un système de freinage :

Le frein à disque doit répondre à différents types d'exigence, dont les principaux sont : l'efficacité de freinage, le confort d'utilisation et l'endurance de l'ensemble du système.

II.2.1) Efficacité :

L'efficacité du frein se mesure par son aptitude à arrêter un véhicule en mouvement, sur une distance minimale, quelles que soient les conditions extérieures. L'effort qui sert à ralentir la rotation du disque doit donc être le plus élevé possible. En d'autres termes, il faut optimiser l'effort tangentiel issu du frottement des plaquettes sur le disque. Ainsi, plusieurs paramètres interviennent : **la pression de contact, la surface de frottement et le coefficient de frottement**. Plus ces valeurs sont élevées, plus la distance d'arrêt du véhicule est faible. [4]

La pression de contact disque/garnitures dépend essentiellement de la pression hydraulique dans le piston. Celle-ci varie entre 0 *bar* et 80 *bars* pour une voiture particulière. La pression de contact dépend aussi de l'état de surface des deux pièces frottant, de l'usure, des rigidités des matériaux, des dilatations thermiques, etc.

Le coefficient de frottement, noté, doit aussi rester le plus stable possible, afin d'assurer un freinage constant, quelles que soient les conditions de freinage. Or, une fois les matériaux choisis, va dépendre de la pression de contact, de la vitesse de rotation mais aussi de l'hygrométrie et de la température de fonctionnement. En effet, la valeur de baisse par temps de pluie. De même, quand la température atteint 400° C environ, chute brutalement. [4]

C'est ce qu'on appelle le *fading*.

Kennedy et Ling [36] pour l'aéronautique puis Day [37] pour l'automobile ont mis en évidence que la surface réelle de contact peut être très différente de la surface potentielle de contact (surface totale des garnitures) avec des variations permanentes dues au couplage entre les dilatations thermiques, les pressions de contact et l'usure. Ces investigations ont été menées pour des géométries simples de type annulaire avec l'hypothèse de matériaux à comportement élastique linéaire. [13]

II.2.2) Confort :

On appelle le bruit et les vibrations Lors le freinage; des problèmes de confort Théoriquement, les vibrations et les bruits sont reliés.

Les **vibrations** de la pédale de frein et du volant; sont essentiellement dues aux chocs entre le disque et les plaquettes et sont liées à la vitesse de rotation de la roue. Les fréquences de ces vibrations varient de quelques hertz à quelques centaines de hertz.

Les **bruits** sont générés par le frottement des plaquettes contre le disque. Le résonateur (la pièce vibrante) est le plus souvent le disque, mais il peut arriver que ce soit la plaquette ou l'étrier ou encore une autre pièce de l'assemblage.

II.2.3) Endurance :

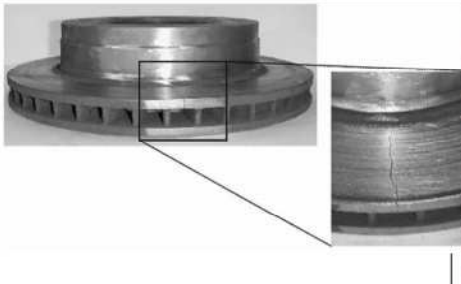
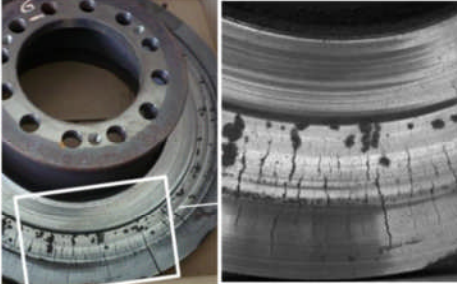

L'endurance. C'est garantir la durée l'ensemble des fonctions du système, éviter toute avarie dangereuse et définir un seuil d'usure à partir duquel les pièces doivent être changées. Pour dimensionner un disque de frein, il faut alors connaître les avaries susceptibles d'apparaître.

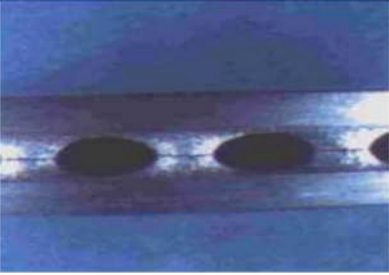

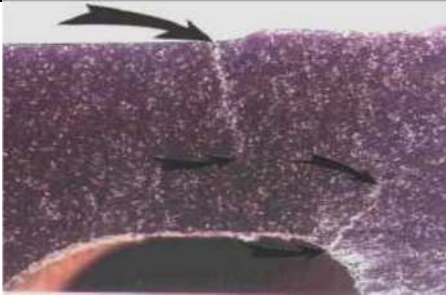
Les observations expérimentales permettent d'établir la liste des endommagements (*Fig. II.1 .. Fig. II.12*)

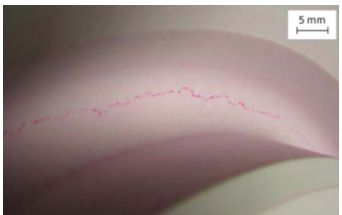



- *du faïencage sur les pistes de frottement (Fig. II.2) ;*
- *des fissures radiales sur les pistes de frottement (Fig. II.3) ;*
- *des fissures au pied des ailettes (Fig. II.4) ;*
- *une fissure circulaire (Fig. II.5), (Fig. II.6) au niveau de la gorge qui peut aboutir à la rupture du disque (Fig. II.7) ;*
- *corrosion de disque (Fig. II.8),*
- *de l'usure (Fig. II.9), (Fig. II.10)*
- *Dépôts de matière (Fig. II.11),*
- *Usure excessive des plaquettes (Fig. II.12),*

Le disque s'use par frottement contre les plaquettes. En réalité, celles-ci sont fabriquées dans l'optique de s'user davantage que le disque (Fig. II.12). Le frottement des deux pièces engendre des problèmes de dépôt (Fig. II.11) et d'arrachement de matière qui modifient la nature du contact. [13]

D'autres critères entrent en compte lors de la conception d'un frein : son coût (matière première, facilité de fabrication), son encombrement (espace, volume), son poids (augmenter la vitesse au maximum de la véhicule, en déduisant le poids de composant pour que la consommation de carburant par kilomètre est faible).

		
<p>Fig. II.1 : Observation d'une fissure radiale de la bordure extérieure du disque jusqu'au bol. [4]</p>	<p>Fig. II.2 : Faïençage sur les pistes de frottement. [56]</p>	<p>Fig. II.3 : Fissure radiale sur les pistes de frottement.</p>

		
<p>Fig. II.4 : Fissure en pied d'ailette. [13]</p>	<p>Fig. II.5: Rupture dans la gorge du bol. [13]</p>	<p>Fig. II.6: Section de disque fissuré. [4]</p>

			
<p>Fig. II.7: fissures circonférentielles (gorge). [51]</p>	<p>Fig. II.8: corrosion de disque</p>	<p>Fig. II.9: Usure des pistes. [4]</p>	<p>Fig. II.10: Usure non-uniforme. [13]</p>


<p>Fig. II.11 : Dépôts de matière sur les Pistes du disque. [4]</p>

Durant notre stage (IRRAGRIS) qui a été complété dans un garage de réparation de voiture , on a constaté le phénomène de l'usure de la plaquette, présenté dans la figure II.12. cette figure a été prise par les auteurs de ce momoire.



Fig. II.12 : Usure excessive des plaquettes

II.3) Phénomènes thermiques dans le disque :

Il existe des **gradients thermiques** qui apparaissent dans le disque qui causent son endommagement. En effet, le disque tend à se dilater dans les zones chaudes, mais il est finalement "maintenu" par les zones froides. Cela donne lieu à des contraintes de compression avec plastification. Lors du refroidissement, il y a apparition de contraintes résiduelles de traction.

Le disque subit donc des cycles de contraintes traction/compression qui s'apparente à des cycles de fatigue thermique. Il existe différents types de gradients thermiques [4]:

- les gradients dans l'épaisseur des pistes;
- les gradients surfaciques (radiaux et surtout ortho radiaux);
- les gradients dans la gorge du disque.

II.4) Phénomènes mécaniques dans le disque :

Les phénomènes mécaniques peuvent être classés en trois catégories :

Le chargement (pression et couple), les conditions aux limites (serrage du disque sur le moyeu, contact avec la jante, présence de l'étrier) et la géométrie du disque qui donnent la déformation globale du disque, La dissymétrie de dilatations engendrée favorise la mise en cône du disque (Fig.II.13) ;

- le contact entre le disque et les plaquettes ;
- l'usure.



Fig. II.13 : Mise en cône d'un disque de frein. [13]

II.5) Etude mécanique du contact plaquette de frein/disque :

II.5.1) Introduction :

L'emploi des méthodes numériques basées sur le principe d'approcher une solution nominale est nécessaire à cause de la complexité des systèmes physiques, et ils exigent de grands calculs nécessitant des calculateurs efficaces.

Une étude du contact entre le disque et les plaquettes de frein est nécessaire pour l'évaluation des pressions contact et des efforts de cisaillement ainsi les contraintes équivalentes de Von Mises et Trisca et les déformations qui représentent le chargement mécanique au disque.

De plus, le flux de chaleur qui est engendré par le frottement est dépendant du contact. Son expression théorique est: [13]

$$\Phi = \mu VP \quad (\text{II.01})$$

μ est le coefficient de frottement local, V la vitesse de glissement du point considéré et P la pression de contact.

Dans cette étude, on a modélisé le disque et la plaquette en utilisant le logiciel d'élément finis **ABAQUS** en caractérisant pour chaque pièce les propriétés mécaniques des matériaux. Le type d'analyse choisi.

Une simulation de freinage pour durer totale de $t = 10$ [s] et en adoptant le pas de temps pour les mêmes conditions du cas thermique :

Pas du temps initial = 0,23 [s]

Pas du temps initial minimal = 0,125 [s]

Pas du temps initial maximal = 0,5 [s]

II.5.2) Analyse thermomécanique des freins à disque à l'aide la méthode d'éléments finis :

II.5.2.1) Généralités sur la méthode des éléments finis :

II.5.2.1.1) Introduction :

La méthode des éléments finis est une technique d'analyse numérique qui permet d'obtenir des solutions approchées dans une large variété de problèmes d'ingénieries. Tout au début cette méthode était développée pour étudier les structures complexes. [39]

II.5. 2.1.2) Définitions de la méthode des éléments finis :

Les bases théoriques de la MEF repose d'une part sur la mécanique des structures de la formulation énergétique et d'autre part sur les méthodes d'approximations. C'est une procédure numérique pour analyser les structures et les milieux continue. Habituellement le problème adressé est compliqué à résoudre d'une manière satisfaisante par des méthodes analytiques classiques.

Le problème peut concerner des analyses des contraintes, la conduction de la chaleur, ou n'importe lequel de plusieurs autres secteurs.

Le procédé de la méthode des éléments finis produit beaucoup d'équations algébriques simultanées, qui sont produites et résolues sur un ordinateur numérique.

Les calculs des éléments finis sont exécutés sur l'ordinateur personnel. Cependant, les erreurs ont diminué en traitant plus d'équations. Et les résultats assez précis pour la technologie sont parcourables à un coût raisonnable La méthode des éléments finis a commencé comme méthode d'analyse des contraintes. [40]

Aujourd'hui les éléments finis sont également employés pour analyser des problèmes du transfert thermique, champs de lubrification de flux de fluide, électriques et magnétiques et beaucoup d'autres. Les problèmes qui étaient précédemment tout à fait insurmontables sont maintenant résolus par habitude. Les procédures des éléments finies sont employées dans la conception des bâtiments, des moteurs de chaleur de moteurs électriques, des fuselages des bateaux et du vaisseau spatial.

II.5 2.1.3) Historique :

La première utilisation de MEF 1943, elle a utilisé le principe de l'énergie potentielle stationnaire et le polynôme sur des sous-régions triangulaires, pour étudier les problèmes de torsion [106], puis en 1953 chez Boeing (Seattle, USA, calcul des structures d'ailerons d'avion); on y développe le premier élément fini, sa matrice de rigidité, l'assemblage et la résolution par la méthode des déplacements (publié par Turner, Clough, Martin et Topp en 1956) [39].

Quant aux bases théoriques générales, alliant l'analyse des structures en barres et poutres avec celle des solides, elles sont étudiées de 1954 à 1960 (Argyris, Kelsey) [39]. certaines idées appaurent auparavant, en particulier chez les mathématiciens pour résoudre divers problèmes aux limites par exemple celui de la torsion de Saint Venant en divisant la section en triangles, mais elles restèrent sans suite [39].

L'expression élément fini a été inventée par Slough en 1960. Années 60, la MEF s'attaque à tous les domaines du calcul de structures. Des programmes on trouve, la MEF, principalement dans le domaine de la mécanique des solides et des structures. Ont été conçus pour être exécutés sur de gros ordinateurs tels que : ABAQUS, SAP2000, CATIA, FORTRAN, etc.

La crédibilité des résultats obtenus va permettre l'utilisation de la méthode des éléments finis par des entreprises et des bureaux d'études de taille réduite.

C'est évidemment l'apparition d'ordinateurs puissants qui a permis le développement de la simulation numérique. Le rythme d'évolution de l'informatique est actuellement gigantesque et les possibilités d'application augmentent sans cesse.

II.5 2.1.4) Avantages et inconvénients de la MEF : [40], [39] :

Toutes les méthodes permettant de résoudre des problèmes aux limites de manière approximative (séries, différences finies,...), la méthode des éléments finis présente de tels avantages qu'elle est la plus utilisée (parfois même exagérément), sauf cas particuliers.

II.5. 2.1.4.1) Les Avantages de la MEF :

- La puissance de la méthode des éléments finis réside essentiellement dans sa généralité et sa souplesse. Elle peut être applicable à une variété de problèmes mécanique ou bien physiques. La géométrie du domaine peut être quelconque, les forces et les conditions aux limites peuvent être aussi de nature quelconque.
- La maillage peut combiner autant de types d'éléments que l'on souhaite. Et toute cette généralité est contenue dans un programme unique qu'on peut faire tourner sur un ordinateur (sélection du type de problème, de la géométrie, du type d'élément , des chargements et des conditions aux limites).
- La méthode des éléments finis réside dans le fait que le modèle qu'elle utilise est très proche de la structure réelle.

II.5. 2.1.4.2) Les Inconvénients de la MEF :

- La méthode des éléments finis a néanmoins quelques inconvénients. Elle donne un résultat numérique particulier pour un problème spécifique. Elle ne fournit aucune forme de solution susceptible de permettre une étude analytique de l'effet d'un changement de paramètre par exemple[39]:
- .Un ordinateur, un programme fiable et une utilisation intelligente sont nécessaires;
- Les programmes généraux de calcul doivent être fortement documentés.
- L'expérience et le bon sens de l'ingénieur sont indispensables à la définition d'un bon modèle.

II.5.3) Démarche de la méthode des éléments finis [41]:

Les principales étapes de construction d'un modèle éléments finis, qui sont détaillées par la suite, sont les suivantes [41]:

- Discrétisation du milieu continu en sous domaines.
- Construction de l'approximation nodale par sous domaine
- Calcul des matrices élémentaires correspondant à la forme intégrale du problème
- Assemblage des matrices élémentaires
- prise en compte des conditions aux limites
- Résolution du système d'équations

II.5 .3.1) Discrétisation géométrique :

Cette opération consiste à procéder à un découpage du domaine continu en sous domaines :

Tel que[30]

$$D = \sum_{e=1}^{n_e} D_e \quad \lim_{e \rightarrow 0} (U_e D_e) = D \quad (\text{II.02})$$

Il faut donc pouvoir représenter au mieux la géométrie souvent complexe du domaine étudié par des éléments de forme géométrique simple. Il ne doit y avoir ni recouvrement ni trou entre deux éléments ayant une frontière commune lorsque la frontière du domaine est complexe, une erreur de discrétisation géométrique est Inévitable. Cette erreur doit être estimée, et éventuellement réduite en modifiant la forme ou en diminuant la taille des éléments concernés comme proposé sur la figure II.14 Sur chaque élément nous allons chercher à définir une approximation de la fonction solution [41].

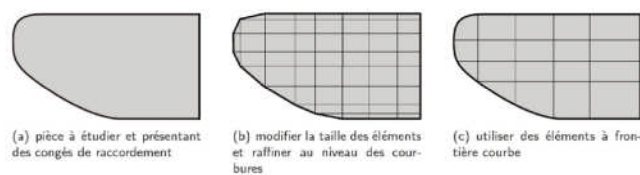
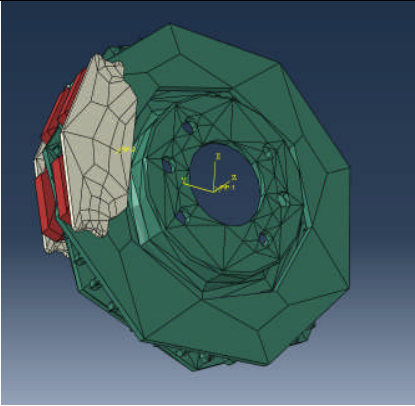
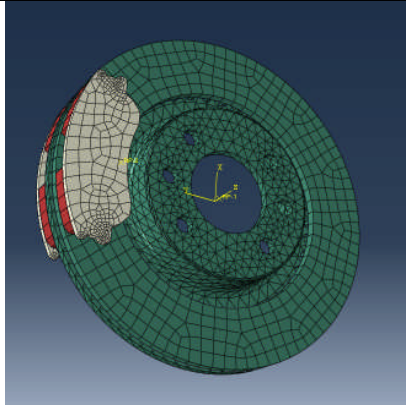
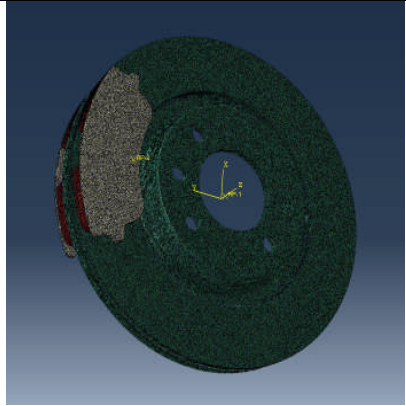


Fig. II.14: Erreur de discrétisation géométrique [41]

II.5 .3.2) Approximation nodale :

La méthode des éléments finis est basée sur la construction systématique d'une approximation μ^* du champ des variables μ par sous domaine. Cette approximation est construite sur les valeurs, approchées du champ aux nœuds de l'élément considéré, on parle de représentation nodale de l'approximation ou plus simplement d'approximation nodale.[41]

		
<p>Raffinement a</p>	<p>Raffinement b</p>	<p>Raffinement c</p>
<p>16: disque A 306 02-1 16: plaquette 306 compo 03-1 548: illet 306 02-1 509: disque B trous 306 02-1</p>	<p>350: disque A 306 02-1 126: plaquette 306 compo 03-1 1281: illet 306 02-1 6198: disque B trous 306 02-1 126 plaquette 306 compo 03-2 246: plaquette acier 306 01-1 246: plaquette acier 306 01-2</p>	<p>277025 disque A 306 02-1 72267 plaquette 306 compo 03-1 111560: illet 306 02-1 2808413: disque B trous 306 02-1 72267 plaquette 306 compo 03-2 34305 plaquette acier 306 01-1 34305 plaquette acier 306 01-2</p>
<p>Fig. II.15: Maillage d'un disque ventilé différents discrétisation géométrique Raffinement a, b, c.</p>		











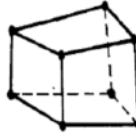

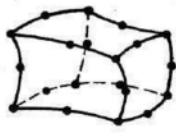
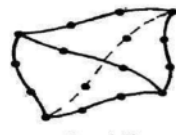
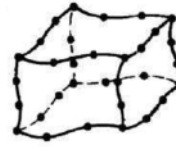

Éléments	Linéaires	Paraboliques) quadratiques(Cubiques
Unidimensionnels	 linéaire (2)	 quadratique (3)	 cubique (4)
Bidimensionnels Triangulaires	 linéaire (3)	 quadratique (6)	 cubique (9)
Bidimensionnels quadrilatéraux	 linéaire (4)	 quadratique (8)	 cubique (12)
Tridimensionnels Tétraédriques et hexaédriques	 linéaire (4)  linéaire (8)	 quadratique (10)  quadratique (20)	 cubique (16)  cubique (32)
Autres types			

Tableau .II.1 : Tableau des types d'éléments finis [39].

II.5.4) Méthode du calcul de structure par éléments finis :

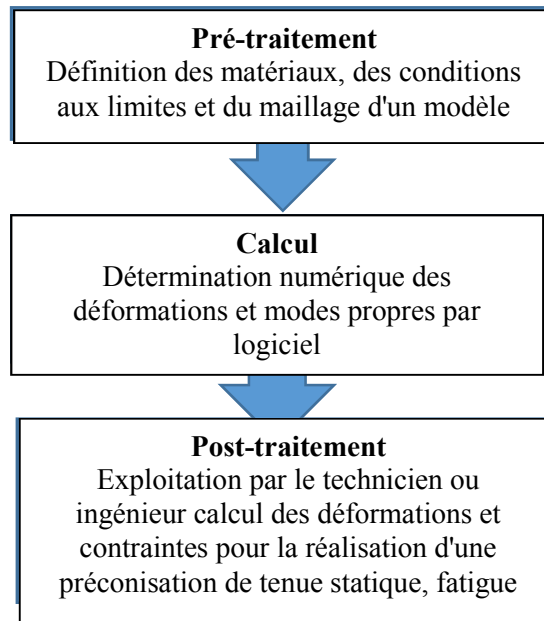


Fig. II.16. Méthode de calcul de structure par éléments finis

II.5.4.1) Les trois étapes du calcul par éléments finis :

II.5.4.2) La démarche numérique du calcul par éléments finis :

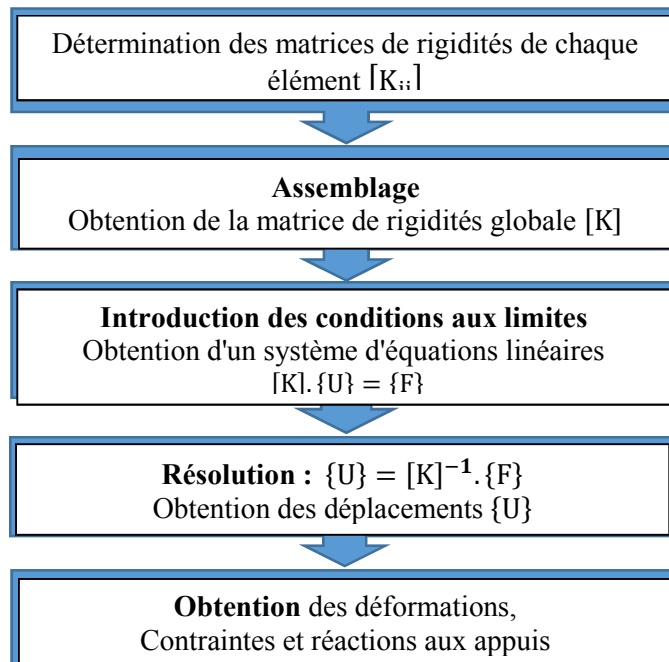


Fig. II.17 démarche numérique du calcul par éléments finis

Avec $\{F\}$: chargement

II.6) Critères de Plasticité de Von Mises et Tresca : [44]

Le critère de plasticité permet de se positionner par rapport à la Re :

- contraintes $\leq Re$: non-plastification, d'où existence d'un potentiel de tenue en fatigue
- contraintes $> Re$: plastification, potentiel de tenue en fatigue réduit, voire inexistant

Le critère de Von Mises est le plus couramment utilisé.

II.6.1) Critère de Von Mises : [44]

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad [57] \quad (II.03)$$

ou

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2)} \quad (II.04)$$

Ce critère prend compte des composantes de contraintes en traction, compression et cisaillement pour donner un niveau de contrainte isotrope (le même dans toutes les directions). Le critère de Von Mises n'indique pas le type de sollicitations : traction, compression, cisaillement, ...

II.6.2) Critère de Tresca : [44]

$$\sigma_e = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_3|) \quad (II.05)$$

par convention on suppose que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, il devient donc : $\sigma_e = \sigma_1 - \sigma_3$

La représentation graphique de ces deux critères permet de les comparer facilement.

<p>Fig II.18: Représentation graphique du critère de von Mises appliqué à l'état plan de contrainte. A titre comparatif, on peut aussi voir le critère de Tresca les deux critères se rejoignent aux sommets de l'hexagone de Tresca. [44]</p>	<p>Fig II.19: Représentation graphique du critère de von Mises (et comparaison avec le critère de Tresca) appliqué au cas générale. Le seuil du début de l'écoulement, d'après von Mises, et constitué d'un cylindre dont l'axe est orienté selon la diagonale ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$). [44]</p>

C'est en **cisaillement** pur que la différence entre les critères de Tresca et Von Mises est maximale.

Tresca étant plus conservatif (la limite de contrainte admissible est \leq à Von Mises), il est préférable de l'utiliser en cisaillement pur.

Nous rappelons que ces deux critères sont valables seulement pour les matériaux isotropes. [44]

II.7) Analyse thermomécanique des freins a disque abaqus :

II.7.1) Simulation du problème en ABAQUS :

II.7. 1.1) Introduction :

la simulation et l'analyse numérique se sont développées ces dernières années dans la recherche industrielle privée ou publique (constructeurs automobile, aéronautique, spatial...) améliorant ainsi la productivité des industriels et la vie de tous les consommateurs.

La solution d'analyse par éléments finis optimise le prototypage virtuel et la simulation numérique pour l'entreprise en utilisant les hypothèses de la mécanique de la rupture en élasticité et de la dynamique. Ainsi elle simule et améliore les performances.

La simulation et l'analyse numérique ont un impact direct sur la qualité des composants, des matériaux et des produits sujets à de fortes exigences opérationnelles (sécurité, endommagement...). et le temps de mise sur le marché des produits ; de plus, elles accroissent les performances des solutions de gestion du cycle de vie du produit. Elles sont apparues, dans le désir de minimiser le coût d'une étude avec un nombre d'essais optimisés. La difficulté est de créer un modèle C.A.O. se rapprochant au maximum de la réalité (matériaux, conditions aux limites...). L'étude ne sera validée qu'à partir d'essais physiques entraînant des mesures pour la comparaison entre la réalité et la simulation (crash test...).

D'un point de vue technique, les résultats obtenus grâce à ABAQUS sont le bilan des énergies, des forces nodales, des déformations, des déplacements, des contraintes, des vitesses, des accélérations et de toutes les grandeurs physiques nécessaires à la conception d'un modèle.

ABAQUS est un code de calcul par la méthode des éléments finis créé en 1978. Il est avant tout un logiciel de simulation de problèmes très variés en mécanique. Simuler la réponse physique des structures soumises à des chargements, des températures, des impacts ou autres conditions extérieures, Il est connu et répandu, en particulier pour ses traitements performants de problèmes non-linéaires [46].

II.7.2) Généralité sur le code de calcul ABAQUS :

ABAQUS compose de trois produits : ABAQUS/Standard, ABAQUS/Explicit et ABAQUS/CAE.

II.7 2.1.) ABAQUS/Standard :

ABAQUS Est un solveur généraliste qui recourt à un schéma traditionnel d'intégration implicite [05].

Résolution basée sur l'algorithme de Newton-Raphson et la méthode de Riks Problèmes linéaires et non linéaires Géométrie 1D, 2D, 3D et Axisymétrique Nombreuses procédures d'analyse dans le domaine temporel et fréquentiel.

II.7. 2.2) Abaqus/Explicit :

ABAQUS/ Explicite Un schéma d'intégration explicite pour résoudre des problèmes dynamique ou quasi-statiques non-linéaires.

Analyse non linéaire (discrétisation spatiale et temporelle) Problème transitoire et dynamique des structures Résolution basée sur la méthode explicite d'intégration en temps

II.7.2. 3) ABAQUS/CAE :

ABAQUS /CAE Constitue une interface intégrée de visualisation et de modélisation pour lesdits solveurs. Chacun de ces produits est complété par des modules additionnels et optionnels, spécifiques à certaines applications.

ABAQUS fut d'abord conçu pour analyser les comportements non-linéaires. Il possède en conséquence une vaste gamme de modèles de matériau. Ses modélisations d'élastomères, en particulier, méritent d'être reconnues.

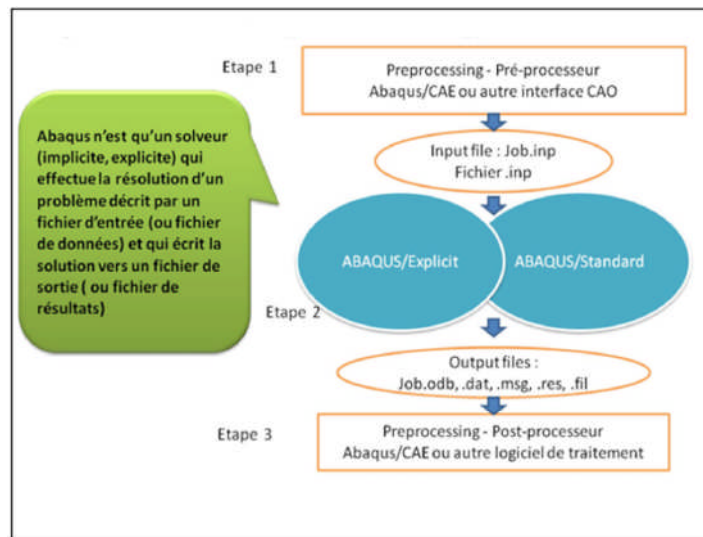


Fig. II.20: Structure d'une analyse sous ABAQUS [46]

II.7.3) Simulation du problème en ABAQUS :

La première étape dans la simulation numérique c'est bien le dessin de l'objet à étudier, (Dessin du disque) en se basant sur le dessin de définition d'un disque de fien présenté dans la figure III.5. cette figure a été prise par les auteurs de ce momoire.

Avant de commencer notre travail sur Abaqus,

Le code d'éléments finis *ABAQUS* est utilisé dans cette partie pour simuler le comportement du mécanisme de contact par frottement des deux corps (plaquette et disque) lors d'un freinage d'arrêt. Ce code possède des algorithmes de gestion du contact avec frottement basés sur la méthode des multiplicateurs de Lagrange, ou la méthode de pénalisation. Le module d'Young du disque étant

environ 138 fois plus élevé que celui de la plaquette, les simulations présentées dans notre étude considèrent le contact avec frottement d'une plaquette déformable sur un disque rigide. L'application de la pression de contact sur la plaquette de frein vient mettre celle-ci en contact frottant avec le disque dont la vitesse de rotation est maintenue constante durant toute la simulation. Le matériau choisi du disque est le Fonte Grise FG 15 à haute teneur en carbone et la plaquette de frein a un comportement élastique isotrope dont les caractéristiques mécaniques des deux pièces sont récapitulées dans le tableau II.2. Des caractéristiques de conception des pièces sont également fournies directement par le code *ABAQUS*; données dans le tableau II.3 [48].

Le coefficient de frottement est égal à 0,2 au niveau de la zone de contact. Dans le cas avec frottement, cette dernière se situe de l'interface de contact, les contraintes de cisaillement provoquées par le frottement à ce niveau-là sont à l'origine de ce phénomène. Le coefficient de frottement dépend de beaucoup de paramètres (pression, vitesse de glissement, température, humidité, etc.). Nous rappelons que l'*ABAQUS* peut, au choix, utiliser une méthode de multiplicateurs de Lagrange ou bien une méthode de Lagrangien augmenté, une méthode de pénalisation pour résoudre le problème de contact [47]. C'est cette dernière qui a été sélectionnée dans ce travail.

	<i>Disque</i>	<i>Plaquette</i>
Module de Young E (Gpa)	138	1
Coefficient de Poisson ν	0,3	0,25
Masse volumique ρ (kg/m^3)	7250	1400
Coefficient de frottement μ	0,2	0,2

Tableau .II.2 : Tableau des caractéristiques mécaniques des deux pièces[54] .

	<i>Disque</i>	<i>Plaquette</i>
Volume (mm^3)	751485.75	57900.67
Surface (mm^2)	31792.91	3216.703
Masse (kg)	4,380	0,4
Faces	205	35
Arêtes	785	96
Sommets	504	64
Nœuds	34799	2165
Éléments	18268	1014
Moment d'inertie	3,5776e-002	2,7242e-005
Moment d'inertie Ip2	6,9597e-002	1,5131e-004
Moment d'inertie Ip3	3,5774e-002	1,2863e-004

Tableau .II.3: Caractéristiques de conception des deux pièces [55] .

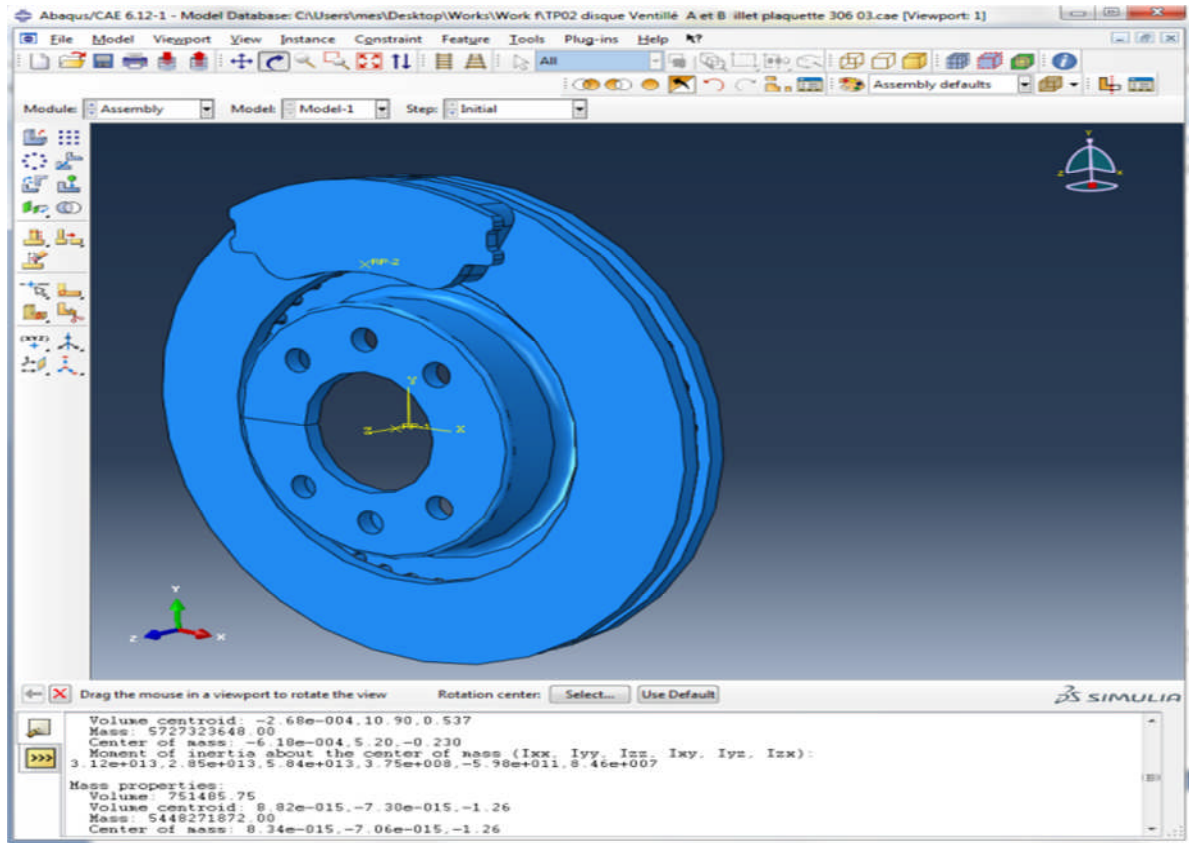


Fig. II.21: calcul volume et masse des deux pièces avec ABAQUS.

II.7.4) Création du modèle sur ABAQUS :

Pour commencer l'étude, on a créé une structure sur *ABAQUS/CAE 6.12-1* qui représente le disque de frein avec la plaquette. Puis, on a fait le maillage et on a défini les conditions aux limites ensuite initialiser le calcul.

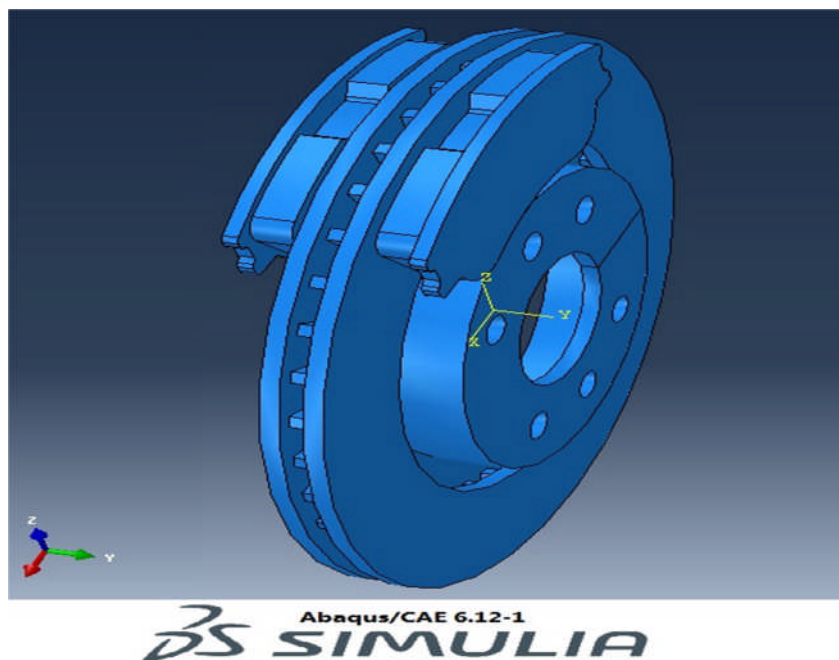
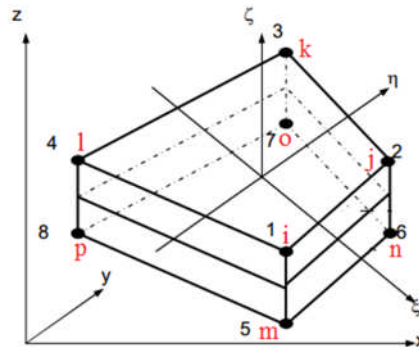


Fig. II.22: Création du modèle sur ABAQUS/CAE 6.12-1.

II.7.5) Choix du maillage :

Un fois la structure est créée, on a fait le maillage. Il s’agit d’un maillage progressif.

Le modèle disque-plaquette a été maillé par des éléments volumiques linéaire **8 nœuds** (Fig. II.23).



Les nœuds : $i, j, k, l, m, n, o, p, q$.

Les faces : $1(i-l-p-m)$, $2(i-j-m-n)$, $3(j-n-k-o)$,
 $4(k-o-p-l)$, $5(i-j-k-l)$, $6(p-m-n-o)$,

Fig. II.23: Élément quadrangulaires linéaire à 8 nœuds.

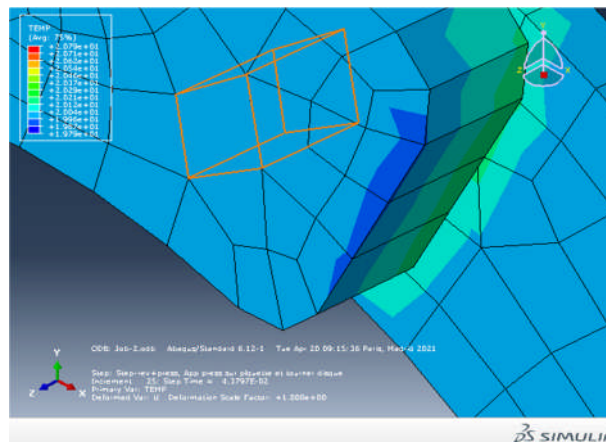


Fig. II.24: exemple d’un Elément quadrangulaires linéaire à 8 nœuds.

La Fig. II.25 représente les trois classes d’éléments volumiques associés à une transformation linéaire. Pour chaque classe nous définirons les éléments quadratiques et cubiques en plaçant les nœuds d’interface respectivement au milieu et au tiers des côtés, comme indiqué par la Fig. II.26 Les codes éléments finis utilisent ces éléments et bien d’autres plus complexes [42].

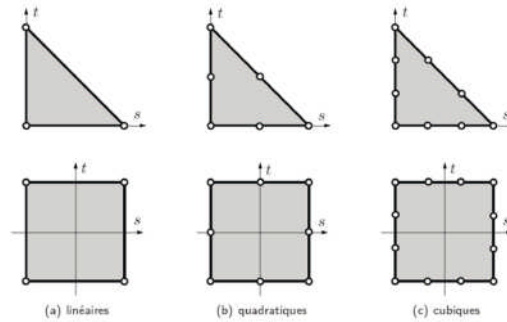


Fig. II.25: Éléments parents triangulaires et quadrangulaires à deux dimensions [42]

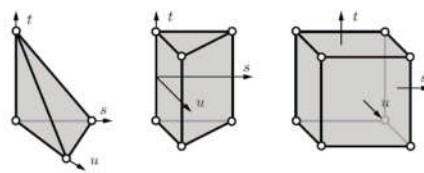


Fig. II.26: Éléments parents volumiques à transformation linéaire [42]

L'ABAQUS effectue un maillage automatique (par défaut) .Si on aurait besoin de le raffiner, on doit intervenir dans le changement des paramètres choisis par défaut [42].

Les Fig. II.27, 28 donnent respectivement un maillage volumique d'un disque et une plaquette de frein.

<p>Fig. II.27: Maillage d'un disque 5440 éléments 10458 Nœuds.</p>	<p>Fig. II.28: Maillage d'une plaquette 126 éléments 298 Nœuds.</p>

II.7.6) Détermination de la pression de contact :

Le principe du modèle généralement dans la littérature prendre en compte à chaque instant l'évolution du contact disque-plaquette. Cette répartition du contact permet de calculer et d'appliquer le flux de chaleur crée par frottement. Dans cette étude, le calcul mécanique initial vise à déterminer la valeur de la pression de contact (supposée constante) entre le disque et la plaquette. On suppose que 60% des forces de freinage est soutenu par les freins avant (les deux rotors), soit 30 % pour un seul disque [49]. La force de rotor pour un véhicule typique est calculée en utilisant les données de véhicule contenues dans le tableau II.4, ayant pour résultat :

Masse du véhicule- M [kg]	1160
La vitesse initiale – v ₀ [m/s] / [km/h]	54,72 / 197
Le temps d'arrêt-t _{stop}	17.5
Le rayon effectif du disque – [mm]	133
Le rayon de la roue–[mm]	301.5
Le coefficient de frottement disque/plaquetteμ [/]	0,2
Surface de plaquette A _d [mm ²]	5246,3

Tableau .II.4: Données de véhicule Peugeot 306 2.0I [61]

Les forces travaillant au disque de frein [36] :

$$F_{disque} = \frac{(30\%)\cdot\frac{1}{2}\cdot M \cdot v_0^2}{2 \cdot \frac{R_{rotor}}{R_{pneu}}(v_0 \cdot t_{stop} - \frac{1}{2} \left\{ \frac{v_0}{t_{stop}} \right\} t_{stop}^2)} \tag{II.06}$$

$$F_{disque} = \frac{0.3 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1160 \cdot 2994.27}{2 \cdot \frac{133}{301.5} (54.72 \cdot 17.5 - \frac{1}{2} \left\{ \frac{54.72}{17.5} \right\} 306.25)} = \frac{521002.98}{0.22 \cdot ((957.6) - 478.8)} = \frac{521002.98}{105.35} = 4946.1 [N]$$

$$= 4946.1 \cdot 10^5 [Pa] = 494 [MPa]$$

La vitesse de rotation du disque se calcule comme suit [47]:

$$\omega = \frac{v_0}{R_{pneu}} = \frac{54,72}{301.5 \cdot 10^{-3}} = 181.49 \text{ rad/s} \tag{II.07}$$

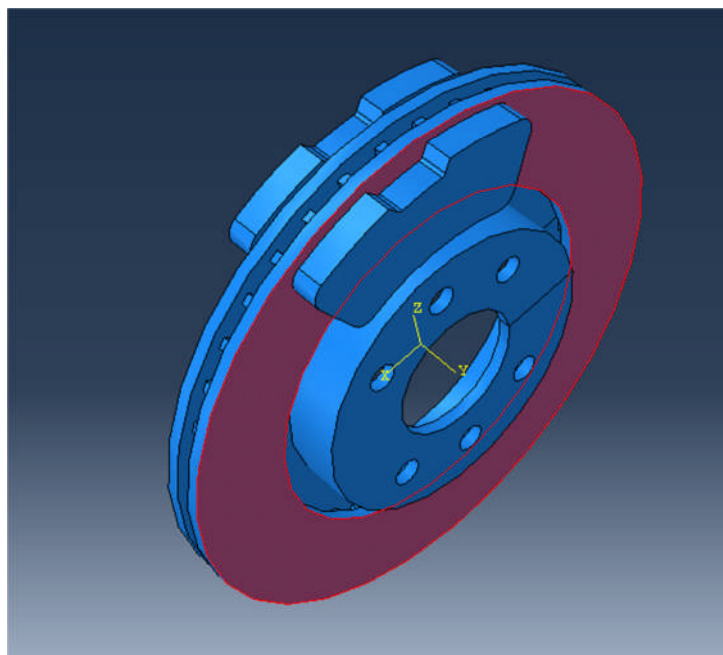


Fig. II.29: Zone de contact sélectionnée en ABAQUS

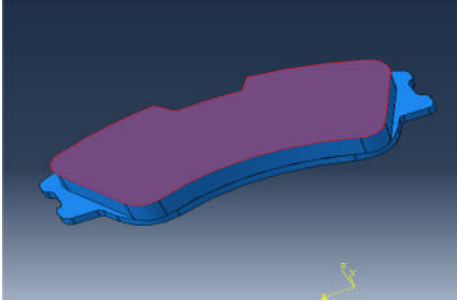
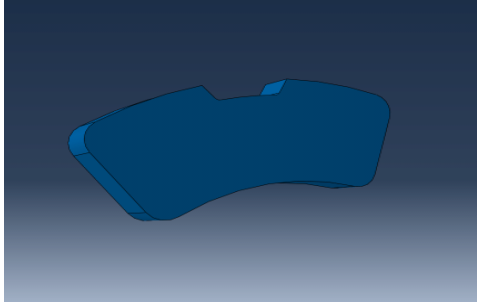
$$1 \text{ Face : } A_c = 31792.91 \text{mm}^2$$

Surface totale du disque en contact avec les plaquettes = $A_c = 31792.91mm^2$ (Fig.II.7)

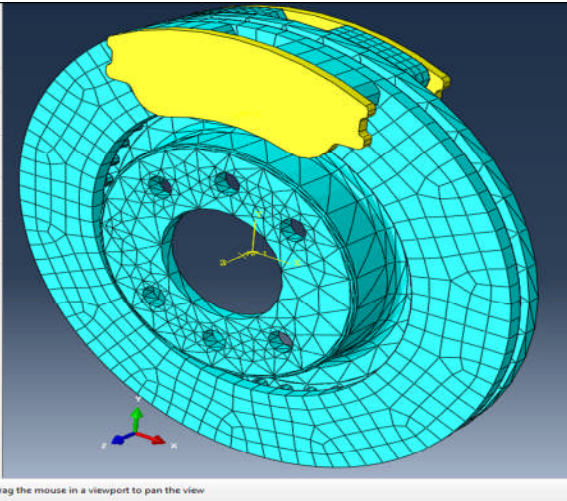
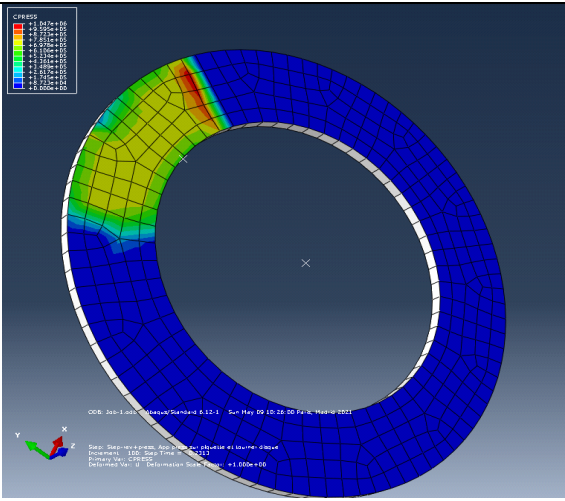
La pression extérieure entre le disque et les plaquettes se calcule par la force appliquée au disque ; pour une voie plate, la pression hydraulique est [47] :

$$P = \frac{F_{disque}}{A_c \cdot \mu} = \frac{4946.1}{31792.91 \cdot 0.2} = 0.77 [MPa] \tag{II.08}$$

Où A_0 est l'aire de surface de la plaquette en contact avec le disque et le coefficient de frottement. L'aire de zone en contact de la plaquette en mm² avec le disque est donnée directement en *ABAQUS* en sélectionnant cette surface comme indique la couleur violet dans la figure II.29. Dans le cas d'une plaquette de frein sans rainure.

	
<p>Fig. II.30: 2 Faces Aire = 3216.703 mm² Volume= 85209.73 mm³</p>	<p>Fig. II.31: 1 Corps : Volume= 57900.67mm³</p>

Après la visualisation des différents maillages ; en sélectionnant sur les tâches de l'applet du maillage, on ouvre l'ensemble disque-plaquette sur le **modèle FE**, on obtient le résumé de cette importation, ce qui représenté sur les *Fig. II.32, 33*.

 <p>Drag the mouse in a viewport to pan the view</p> <p>Total number of nodes: 840 Total number of elements: 350 350 linear hexahedral elements of type C3D8T</p> <p>Total number of nodes: 12338 Total number of elements: 8661 476 linear hexahedral elements of type C3D8T 3731 linear hexahedral elements of type C3D8R 639 linear tetrahedral elements of type C3D4T 1815 quadratic tetrahedral elements of type C3D10</p>	 <p>OCIS: 200-1100-010000/Standard 8-12-1 Sun May 09 10:16:00 PM 2005</p> <p>Max: 5.00e+00 Min: 1.00e+00 Def: 3.00e+00</p>
<p>Fig. II.32: Modèle FE d'un ensemble disque-plaquette.</p>	<p>Fig. II.33: Zone de contact.</p>

Nom du corps	Nœuds	Éléments	Résumé des types d'éléments
Total N & E	12338	6661	Total number of nodes: 12338 Total number of elements: 6661 476 linear hexahedral elements of type C3D8T 3731 linear hexahedral elements of type C3D8R 639 linear tetrahedral elements of type C3D4T 1815 quadratic tetrahedral elements of type C3D10
Disque 1	840	350	350 linear hexahedral elements of type C3D8T
Disque 2	4026	2454	639 linear tetrahedral elements of type C3D4T 1815 quadratic tetrahedral elements of type C3D10
Plaquette 1	292	126	126 linear hexahedral elements of type C3D8T
Plaquette 2	1588	1095	1095 linear hexahedral elements of type C3D8R
Ailette	5592	2636	2636 linear hexahedral elements of type C3D8R
Zone de contact 1	1413	626	350 linear hexahedral elements of type C3D8T 270 linear hexahedral elements of type C3D8R
Zone de contact 2	1566	694	350 linear hexahedral elements of type C3D8T 344 linear hexahedral elements of type C3D8R

Tableau .II.5 : Résultats d'un maillage d'un type d'élément quadrangulaires linéaire à 8 nœuds.
Triangulaire quadratique et Tétraèdre quadratique

II.7.7) Lancement de calcul :

Une fois les données sont installées, il ne reste qu'à lancer la résolution. Le choix d'un résultat parmi tant d'autres obtenus se fait selon le besoin de l'étude à effectuer. Une fois les résultats obtenus, il ne reste qu'à varier certains paramètres (caractéristiques physiques) par rapport à certains autres afin de déterminer les plus influents. Par exemple de notre étude (le module de Young, la vitesse de rotation du disque, le coefficient de frottement ...etc.)

II.7.8) Modélisation du modèle de contact de frein à disque :

Pour appliquer le modèle mécanique d'élément finis avec un rotor, nous considérons les hypothèses suivantes :

La pression de freinage est uniformément répartie sur la zone de contact du disque et les plaquettes.

Le coefficient de frottement reste constant pendant le freinage.

Les matériaux du disque et des plaquettes sont homogènes et leurs propriétés sont invariables avec la température.

II.7.8.1) Modélisation du chargement et des conditions aux limites :

Les différentes conditions aux limites imposées au modèle éléments finis du disque et de la plaquette en configurations encastrées, compte tenu de son environnement direct, sont les suivantes *Fig. II.34*

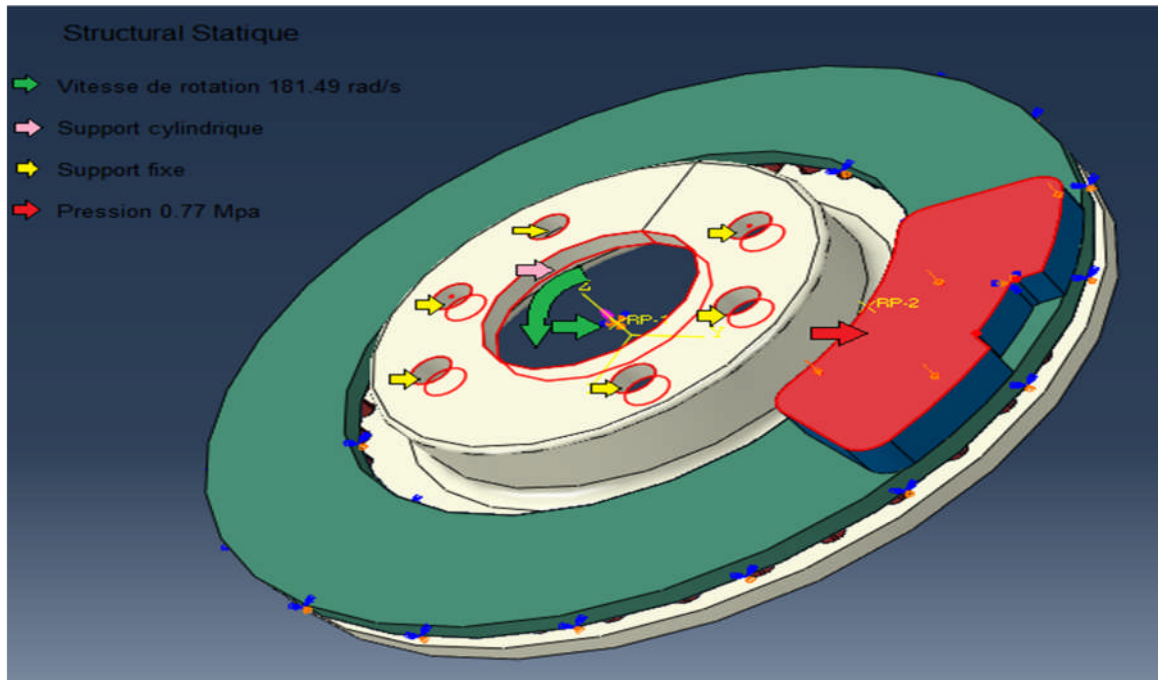


Fig. II.34: Conditions aux limites et chargement imposées au disque-plaquette

II.7.8.1.1) Conditions aux limites appliquées au disque :

Le disque est encastré sur les 6 perçages au niveau du bol de fixation qui permettent de maintenir le Disque sur le moyeu dans les 3 directions de l'espace. Pour simuler les efforts de freinage, en tenant sa vitesse angulaire imposée et constante $\omega = 181.49 \text{ rad/s}$ suivant y.

Les nœuds du diamètre intérieur sont bloqués suivant la direction radiale et axiale en laissant la direction tangentielle libre (support cylindrique). [52]

II.7.8.1.2) Conditions aux limites et chargement appliquées aux plaquettes :

Les conditions aux limites appliquées aux plaquettes sont définies en fonction des mouvements autorisés par l'étrier. En effet, un des rôles de l'étrier est de retenir les plaquettes qui ont la tendance naturelle à suivre le mouvement du disque lorsque les deux structures sont en contact. L'étrier maintient aussi les plaquettes dans la direction z.

Ainsi, les conditions imposées aux plaquettes sont :

La plaquette est encastrée sur ses bords dans le plan orthogonal à la surface de contact, autorisant ainsi un mouvement de corps rigide dans la direction normale au contact tel que l'on peut le trouver dans un montage de frein automobile [41].

Un support fixe dans la plaquette extérieure.

Le chargement mécanique est représenté par les plaquettes qui viennent presser le disque et qui engendrent des frottements dus à la rotation de ce dernier. L'effort de serrage des plaquettes provient de la pression d'un piston hydraulique cylindrique sur la plaquette où on a seulement une condition de chargement :

Une pression P de 0.77 MPa appliquée sur la plaquette intérieure.

Sans oublier la création des interactions de contact (frottement ...) entre les deux pièces. On introduit un coefficient de frottement μ pour définir le frottement. Celui-ci dépend de beaucoup de paramètres (pression, vitesse de glissement, température, humidité, etc.) et varie donc au cours d'un freinage. Pour des raisons de simplicité, il est pris constant et égal à $\mu = 0,2$ dans les calculs.

II.8 Modélisation du couplage thermomécanique :

II.8.1) Introduction :

Beaucoup de pièces mécaniques sont soumises à la fois à des sollicitations mécaniques et thermiques.

Dans certains cas, il peut arriver que ces deux problèmes soient liés. Par exemple quand on chauffe une pièce, elle se dilate et donc se déforme. Si la pièce ne peut se déformer librement, on a création de contraintes. Une sollicitation thermique provoque une contrainte ou une déformation mécanique. Au contraire, si l'on déforme fortement un matériau métallique, il s'échauffe. Une sollicitation mécanique engendre alors un effet thermique. On dit que les problèmes de mécanique et de thermique sont couplés et on parle de couplage thermomécanique.

Dans le cadre de notre étude, nous allons particulièrement nous intéresser à la thermoélasticité dans des cas où les problèmes thermique et mécanique sont découplés.

Avant d'aller plus loin, insistons sur le fait que si la résolution du problème thermoélastique dans son aspect couplé, requiert l'analyse simultanée de la température et des déformations, la résolution dans un cas découplé se fait en deux étapes distinctes :

Déterminer le champ de température indépendamment des conditions mécaniques.

Evaluer les déformations produites par ce champ de température.

II.8.2) Méthode de la résolution :

Un calcul de structure prenant en compte les deux influences (mécanique et thermique) est souvent difficile à réaliser (temps de calcul long, problème de convergence).

Au contraire de ce couplage fort, lorsqu'on parvient à négliger les deux influences, le couplage devient faible et le calcul devient plus aisé. On peut distinguer deux types de couplage faible :

- 1) la loi de comportement dépend peu de la température. Dans ce cas, le problème mécanique est indépendant du problème thermique.

- 2) les sources de chaleur dues aux déformations mécaniques sont négligeables devant les sources externes. Dans ce cas, le problème thermique est indépendant du problème mécanique.

Dans le cas d'un changement d'état, la quantité d'énergie mise en jeu est telle qu'on néglige les sources de chaleur interne

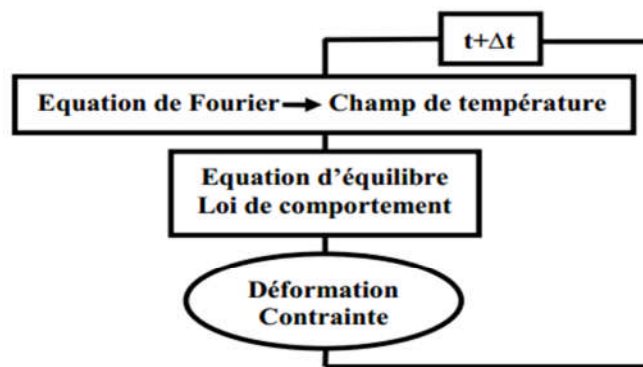


Fig. II.35: Schéma du couplage thermomécanique [4].

II.8.3) Formulation du problème :

La présente étude est d'employer la méthode des éléments finis [42]. pour but d'analyser le problème de contact thermo élastique des freins à disque avec la génération de friction de la chaleur. La simulation numérique pour le comportement thermo élastique du frein à disque est d'être obtenue pour l'état d'arrêt simple. Il implique deux types de problème:

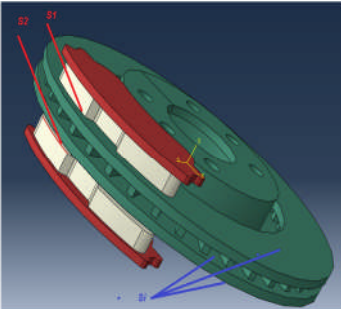
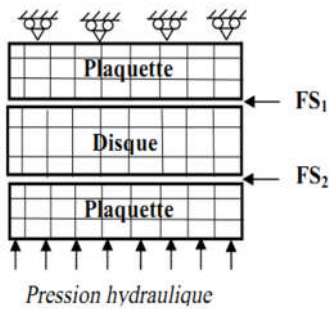
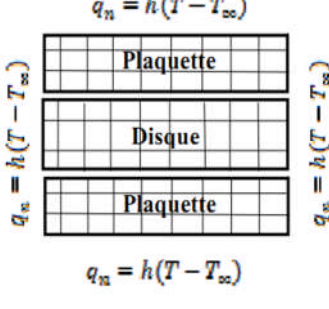
- un problème thermique
- un problème élastique.

II.8.3.1) Problème thermique :

pour trouver la distribution de flux de la chaleur et de la température dans le disque à des endroits précise. Il faut résoudre l'équation en état instationnaire de conduction de la chaleur dans les coordonnées cylindriques avec les conditions aux limites appropriés.

L'équation en état instationnaire de conduction de la chaleur d'état est donnée par: [49]

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left[r k_r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \cdot \left[k_\theta \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (II.09)$$

		
<p>Fig. II.36: Modèle de disque de frein et plaquettes</p>	<p>Fig. II.37: Modèle élastique en élément fini de disque et plaquette.</p>	<p>Fig. II.38: Modèle élément fini élastique pour l'analyse thermoélastique transitoire [43].</p>

La Fig. II.37 montre le modèle élément fini du disque et plaquettes avec des conditions aux limites [50]. La pression hydraulique est appliquée à la frontière le long du rayon de la plaquette du côté de piston et la condition d'immobilité dans la direction axiale est appliquée à la frontière le long du rayon de côté de doigt.

Le modèle en élément fini thermique du disque de frein avec les conditions aux limites est représenté sur la Fig. II.38. Les conditions aux limites de convection sont imposées sur toutes les frontières pour considérer des états plus réalistes de la chaleur.

Condition initiale $T(r, Z, \theta, 0) = T\alpha$ (II.10)

Température initiale est $T0 = 20^\circ C$ dans cette étude. Le disque entièrement et la partie latérale des plaquettes sont soumis à la convection. Après l'application de la méthode de Galerkin, on obtient les matrices d'élément :

$$[C]T + [K]T = \{F\} \quad [58] [59] \quad (II.11)$$

Ou

$$[C] = \int_v \rho c N_i N_j dV \quad (II.12)$$

$$[K] = \int_v \left\{ k_r \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{k_\theta}{r^2} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right\} dV + \sum_{k=3}^N \int_{S_k} N_i N_j h_k dS_k \quad (II.13)$$

$$[f] = \int_{S_1} \gamma \mu \rho \omega r N_j dS_1 + \int_{S_2} \gamma \mu \rho \omega r N_j dS_2 + \sum_{k=3}^N \int_{S_k} N_i N_j h_k dS_k \quad (II.14)$$

Où N_i et N_j les fonctions de forme qui sont définies pour le mode iso paramétrique nodal de l'élément en coordonnées cylindriques, N est le nombre des surfaces du disque. En employant la technique de différence finie en arrière pour le terme dérivatif.

$$T = \frac{T^{t+\Delta t} - T^t}{\Delta t} \quad [58] [59] \quad (\text{II.15})$$

Et par substitution dans, nous avons

$$\{[C] + \Delta t[K]\}\{T\}^{t+\Delta t} = \Delta t\{F\} + [C]\{T\}^t \quad (\text{II.16})$$

Pour résoudre l'équation (III.16), la technique finie d'élément transitoire est employés, pendant la simulation, les flux de la chaleur sont assignés à l'élément dans la zone de contact à chaque pas de temps.

II.8.3.1.1) Flux de chaleur :

Pendant le freinage, les énergies cinétiques et potentielles pour un véhicule mobile sont converties en énergie thermique par la chaleur de friction entre le disque de frein et les plaquettes. La chaleur de friction est générée sur la surface du disque et les plaquettes de frein. Dans le présent travail, nous considérons la quantité de génération de la chaleur par l'usure est très petit relativement à la chaleur produite par frottement, ainsi l'effet de l'usure matériel est négligé. Le flux de chaleur par friction produit dans l'interface du disque et de la plaquette peut être exprimé comme suit [4] :

$$q(x, y, t) = \mu P(x, y)v(t) = \mu P(x, y)\omega(t)r \quad (\text{II.17})$$

Où μ est le coefficient de frottement, P est la pression de contact, v la vitesse de glissement, qui est définie par la vitesse angulaire du disque ω et le rayon du disque de frein r .

Toute la chaleur produite sur le contact de frottement l'interface q est la somme du flux de la chaleur dans le disque q_D et le flux de la chaleur dans la plaquette q_P . L'énergie relative de freinage γ qui est absorbé par le disque de frein est [53] :

$$\gamma = \frac{q_D}{q} = \frac{q_D}{q_D + q_p} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_p C_p k_p}{\rho_D C_D k_D} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{II.18})$$

Dans l'équation ci-dessus, C_p est la chaleur spécifique de plaquette, k_p est la conductivité thermique de plaquette, ρ_p est la densité de plaquette, C_D est la chaleur spécifique de disque de frein, k_D est la conductivité thermique du disque de frein, et ρ_D est la densité de disque de frein. La génération totale de la chaleur absorbée par le rotor est dedans limites des propriétés matérielles du disque de frein et plaquette [45, 46].

II.8.3.2) Problème élastique :

La contrainte mécanique est liée à l'effort par une équation constitutive suivante [49] :

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon^{mé}\} \quad (\text{II.19})$$

Où [D] est la matrice de propriété matérielle

La contrainte totale, somme des contraintes mécaniques et thermiques, est donnée par :

$$\{\epsilon\} = \{\epsilon^{mé}\} + \{\epsilon^{th}\} \quad (\text{II.20})$$

Où les indices supérieurs mé et th dénotent des contraintes mécaniques et thermiques, respectivement, L'équation (II.19) devient :

$$\{\sigma\} = [D] \left\{ \{\epsilon\} - \{\epsilon^{th}\} \right\} \quad (\text{II.21})$$

Ou $\{\sigma\} = \{\sigma_r \sigma_\theta \sigma_z \sigma_{r\theta} \sigma_{\theta z} \sigma_{zr}\}$, $\{\epsilon\} = \{\epsilon_r \epsilon_\theta \epsilon_z \epsilon_{r\theta} \epsilon_{\theta z} \epsilon_{zr}\}$ [57]

Pour un matériau isotrope, le changement de température a comme conséquence une expansion de corps ou un rétrécissement mais aucune déformation. En d'autres termes le changement de température affecte les contraintes normales sans contraintes de cisaillement.

Le vecteur thermique de contrainte est exprimé ainsi :

$$\{\epsilon^{th}\} = \{\alpha \Delta t \ \alpha \Delta t \ \alpha \Delta t \ 0 \ 0 \ 0\} \quad [57][60] \quad (\text{II.22})$$

Dans lequel α est le coefficient de la dilatation thermique et ΔT indique l'écart de température. La contrainte totale est exprimée en termes de déplacements nodaux comme [4]:

$$\{\epsilon\} = [B]\{d\} \quad (\text{II.23})$$

Dans laquelle $[B]$ est la matrice de cinématique

Substituons (II.23) dans (II.22), nous avons :

$$\{\sigma\} = [D][B]\{d\} - [D]\{\epsilon^{th}\} \quad (\text{II.24})$$

On applique la technique des moments résiduelle à l'équation (II.24) on trouve les résultats dans l'équation suivante :

$$[K]\{d\} = \{F^{th}\} + \{F^{mé}\} \quad (\text{II.25})$$

Où la matrice de rigidité élémentaire pour l'élasticité est donnée sous la forme [4]:

$$[K^e] = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \quad (\text{II.26})$$

$\{F^{th}\}$ et $\{F^{mé}\}$ Les vecteurs thermiques et mécaniques de force qui sont dénotés comme suit :

$$[F^{th}] = \int_{\Omega} N^T N d\Omega \quad (\text{II.27})$$

$$[F^{mé}] = \int_S N^T N dS \quad (\text{II.28})$$

Le problème élastique est résolu en employant l'équation constitutive .pendant la modélisation numérique, une particulière attention est exigée pour satisfaire la continuité des déplacements normaux sur la surface de contact et les conditions de recouvrement [4].

Les conditions suivantes des déplacements et des efforts sont imposées à chaque paire de nœuds sur l'interface.

$$W_i = W_j \text{ lorsque } P > 0 ; W_i \neq W_j \text{ partout} \quad (\text{II.29})$$

$$\sigma_{zj} = -\sigma_{zj} \text{ lorsque } P > 0 ; \sigma_{zj} \neq -\sigma_{zj} \text{ partout} \quad (\text{II.30})$$

Les conditions suivantes de contrainte de la température et de flux de chaleur sont imposées à chaque paire de nœuds sur l'interface

$$T_i = T_j \text{ lorsque } P > 0 ; T_i \neq T_j \text{ partout} \quad (\text{II.31})$$

$$q^{th} = \mu\rho\omega r \text{ lorsque } P > 0 ; q^{th} = 0 \text{ partout} \tag{II.32}$$

Propriétés matérielles	Plaquette	Disque
Conductivité thermique, k (w/m. °C)	5	57
Densité, (kg/m ³)	1400	7250
La chaleur spécifique, c (J/Kg. °C)	1000	460
Coefficient de Poisson,	0,25	0,28
Dilatation thermique, (10-6 / °C)	10	10,85
Module élastique, E (GPa)	1	138
Coefficient de frottement	0,067	0,2
Conditions d'opération		
Vitesse angulaire (rd/s)		181.5
Pression hydraulique, P (MPa)		0.77

Tableau .II.6: Propriétés thermo-élastiques utilisées dans la simulation [49].

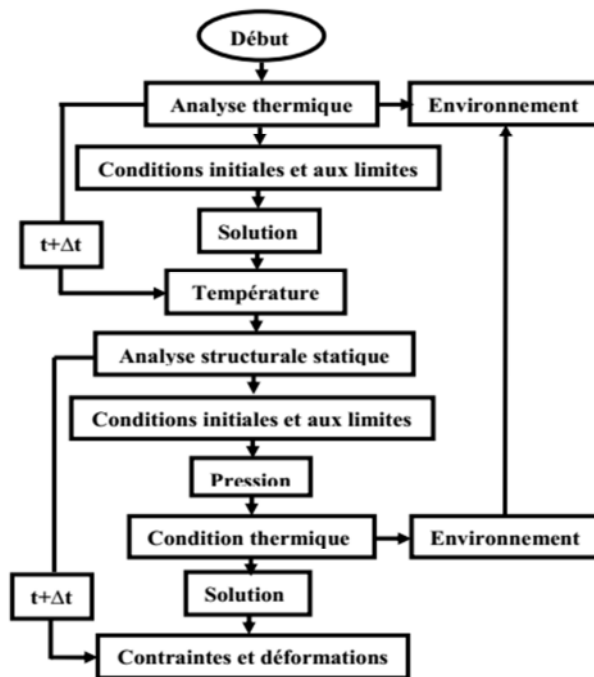
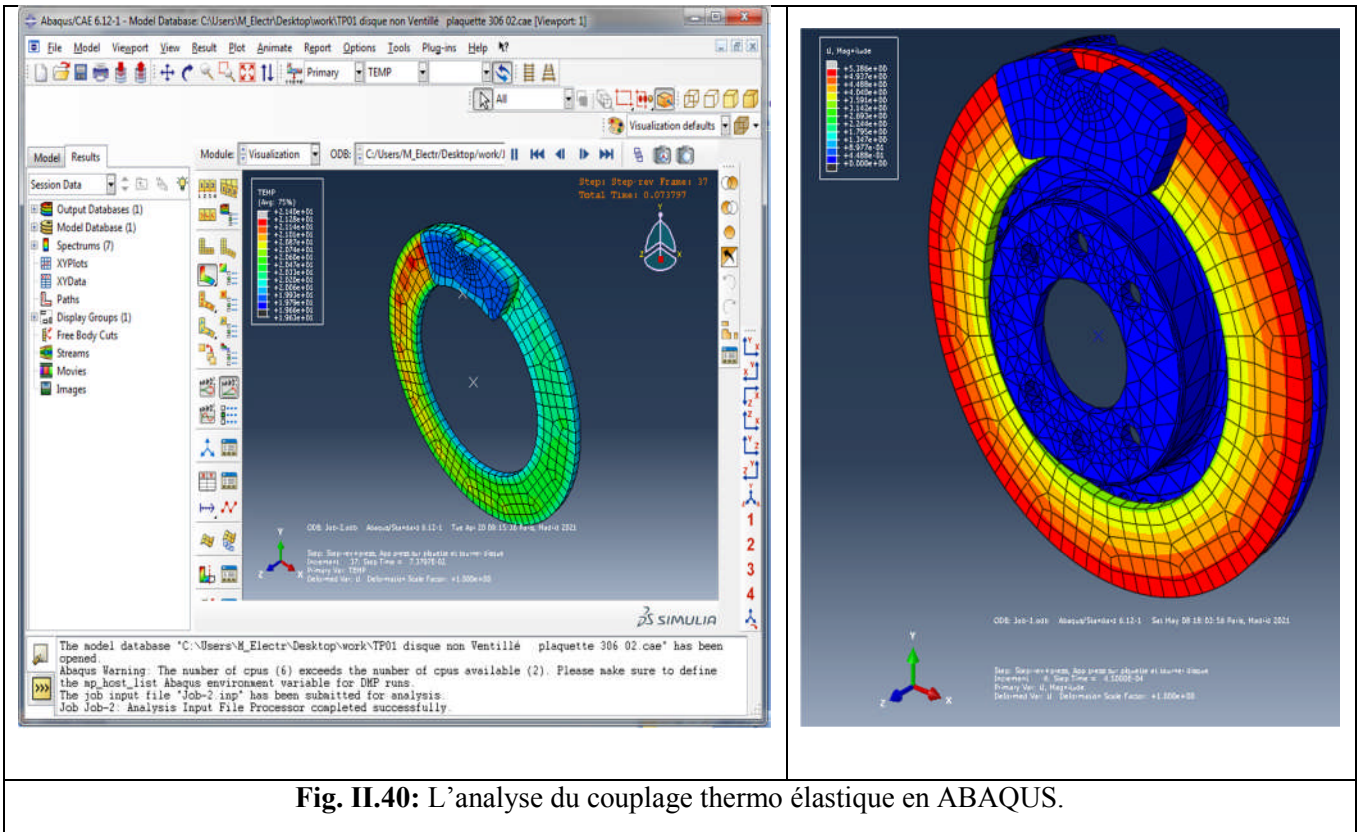


Fig. II.39: Organigramme de calcul thermomécanique en ABAQUS [4].



Chapitre III

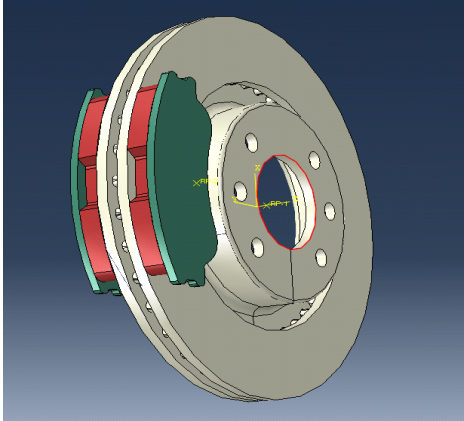
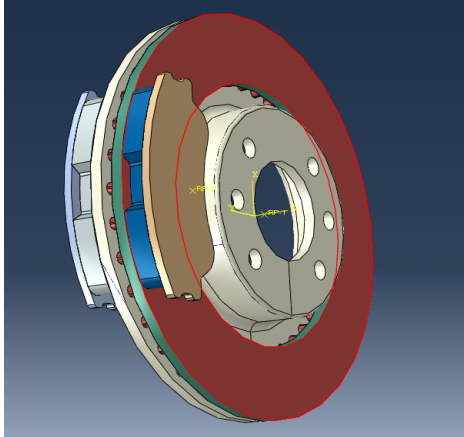
Résultats et Discussions

III.1) Introduction :

Notre travail consiste à étudier le comportement thermique d'un disque de frein en trois dimensions, on essaye de mettre en évidence un problème d'échauffement excessif du disque, et de visualiser les résultats pour pouvoir en tirer les modifications qui s'imposent sur la conception du disque de frein du point de vue des matériaux et du profile.

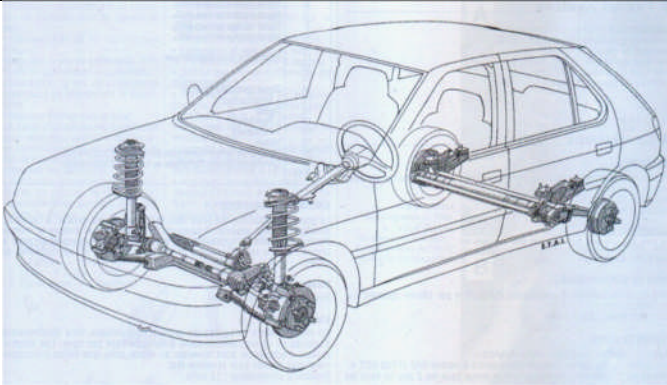
Dans cette modélisation, le disque est pris en compte, les plaquettes sont remplacées par leur effet, représenté par le flux de chaleur généré à l'interface plaquette disque qui est l'aire totale de contact (les deux côtés du disque) (Fig.III.2).

L'exemple traité est un disque de frein d'un véhicule particulier (Fig.III.1). Le mode de freinage choisi est **du type 0** imposé par les normes européennes (ECE-13) [62].

	
<p>Fig. III.1 : Ensemble disque-plaquette. Les différents couleurs dans ABAQUS indiquent les différents matériaux</p>	<p>Fig. III.2 : Application du flux de chaleur Et le champ de contraintes</p>

III.2) Fiche technique du véhicule choisi :

Dans cette étude, on a choisi le véhicule *Peugeot 306 2.0HDI* les caractéristiques techniques sont indiquées dans le tableau III.1


<p>Fig. III.3 : Peugeot 306 2.0 HDI [61]</p>

Type du moteur	4 cylindres en ligne verticaux 30°
Energie	Diesel
Disposition	Longitudinal avant
Cylindrée	1905 cc
Puissance	71 chevaux à 4600 tr/min
Couple	12.4 mkg à 2000 tr/min
Boite de vitesse	5 rapports sync
Freins avant	Disques
Longueur	4030 mm
Largeur	1680 mm
Hauteur	1464 mm
Poids	1385 kg
Poids/Puissance	8.24 kg/cv
Vitesse max	240 km/h

Tableau. III.1 : Fiche technique du véhicule Peugeot 306 2.0 HDI [61].

III.3) Efficacité des systèmes de freinage :

III.3.1) Système de freinage de service :

III.3.1.1) Les freins de service seront soumis à des essais dans les conditions suivantes :

A) Essai de type 0 avec moteur débrayé	v	100 km/h
	$s \leq$	$0,1 v + 0,0060 v^2$ (m)
	$d m \geq$	6,43 m/s ²
B) Essai de type 0 avec moteur embrayé	v	80 % v max \leq 160 km/h
	$s \leq$	$0,1 v + 0,0067 v^2$ (m)
	$d m \geq$	5,76 m/s ²
	f	6,5 – 50 daN

Tableau. III.2 : Essai de type 0 pour Système de freinage [62]

où :

v = vitesse d'essai, en km/h

s = distance de freinage, en mètres

d m = décélération moyenne en régime, en m/s²

f = force exercée sur les commandes à pédale, en daN

v max = vitesse maximum du véhicule, en km/h. [62]

III.4) Description du disque de frein ventilé et plein et des plaquettes :

L'étude porte sur un disque de frein ventilé en fonte grise FG à haute teneur en carbone ; il s'agit du disque (266/22 mm) qui équipe le véhicule *Peugeot 306 2.0 HDI* présenté dans la figure III.5. cette figure a été prise par les auteurs de ce memoire (Fig.III.5).

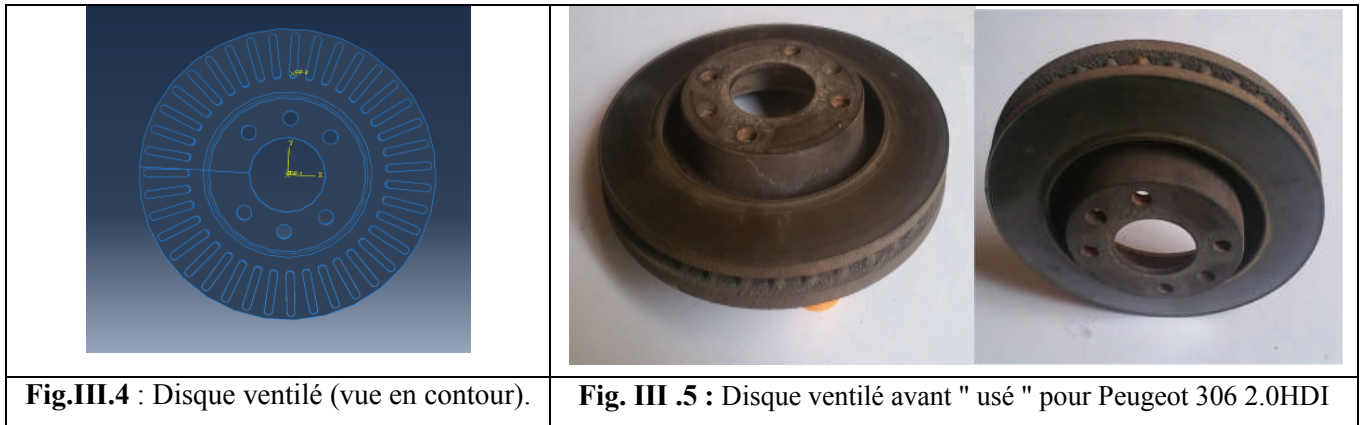


Fig.III.4 : Disque ventilé (vue en contour).

Fig. III .5 : Disque ventilé avant " usé " pour Peugeot 306 2.0HDI

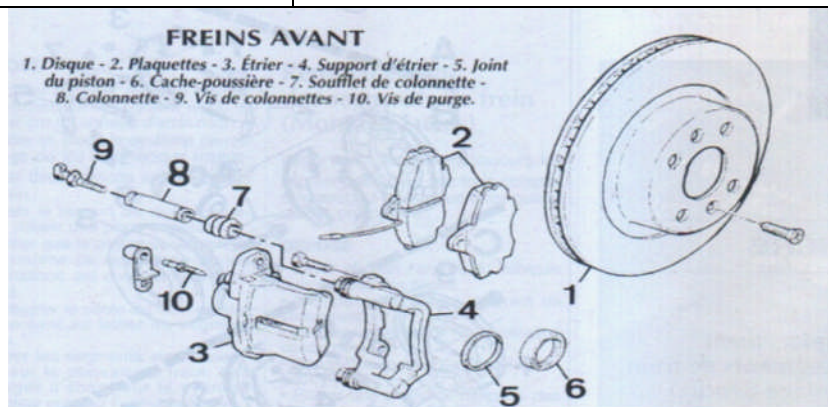


Fig. III.6 : Les elements d'un Freins Avant Peugeot 306HDI [61]

Diamètre extérieur	266 mm
Diamètre intérieur	66 mm
Epaisseur	22 mm
Hauteur totale	36 mm
Nombre de trous	06
Nombre d'ailette	39
Matériaux/Composition	Fonte Grise
Traitement à haute teneur en carbone	
Type de disque	Ventilé à l'intérieur
Alésage pour boulon de roue	Ø13
Surface	revêtu de zinc
Cercle de perçage	143mm

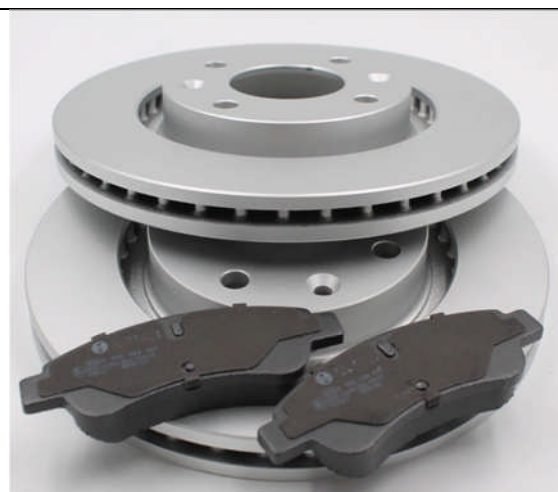


Fig. III.7 : Disque ventilé avant "new" pour Peugeot 306 2.0HDI

Tableau. III.3: Fiche technique du disque ventilé Peugeot 306 2.0HDI[61].

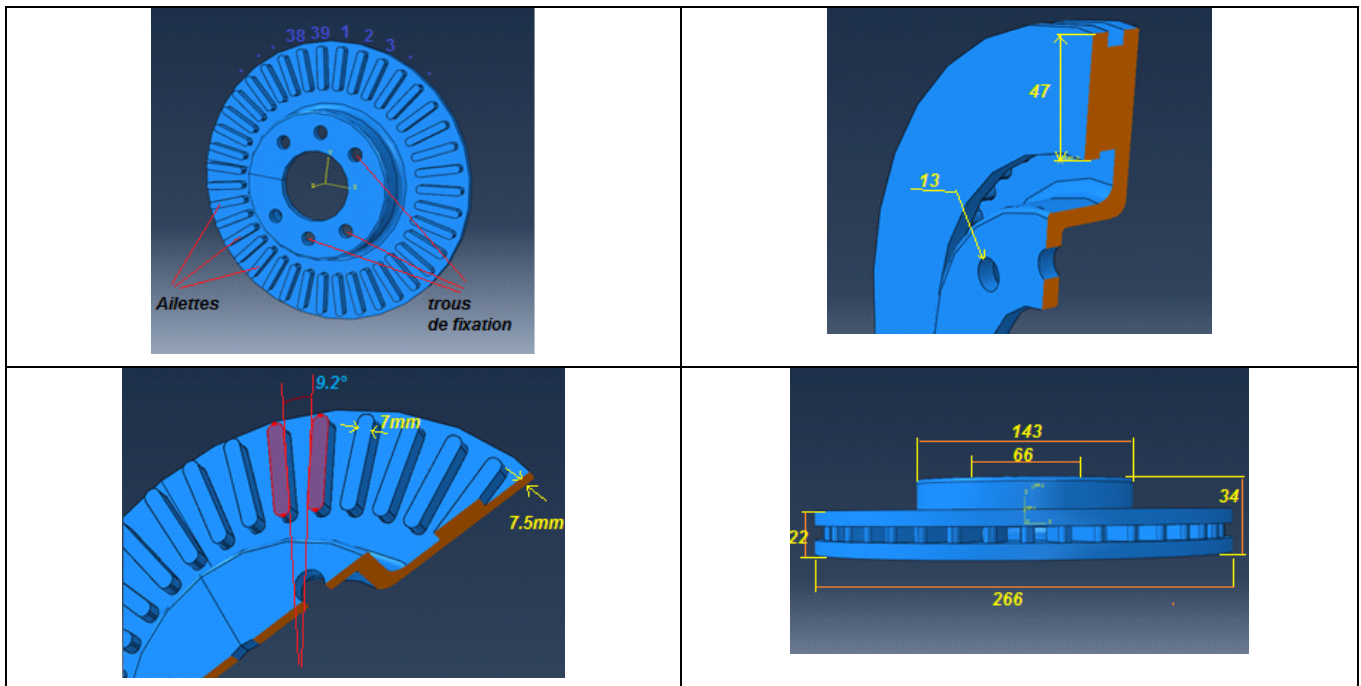


Fig. III.7 : Caractéristiques géométriques du disque ventilé.

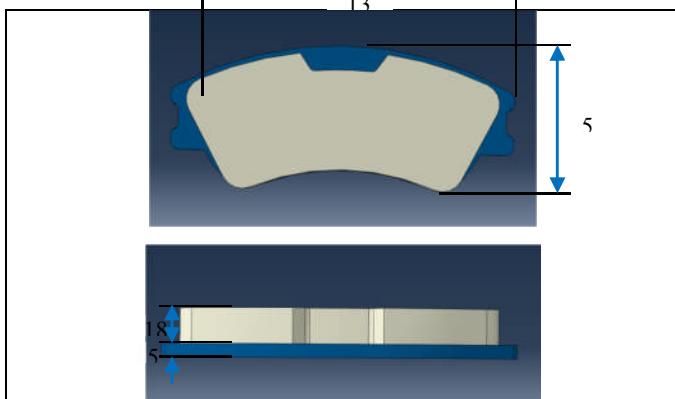


Fig. III.8 : Caractéristiques géométriques des plaquettes de frein.



Fig. III.9 : Plaquettes de frein pour Peugeot 306 2.0HDI cette figure a été prise par les auteurs de ce momoire .

III.5) Champ de contraintes sur les plaquettes de frein :

III.5.1) Répartition du champ des contraintes équivalentes de Von Mises et de Tresca :

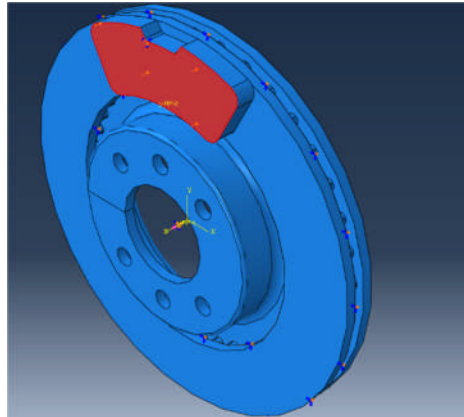


Fig. III.10 : Champ de contraintes sur les plaquettes de frein

On constate que la contrainte équivalente de Von Mises Fig.III.11 Tresca Fig.III.12 atteint à l’instant $t= 0.23$ [s] une valeur maximale a deux position au milieu " haute" et à l’extrémité adroite du contact.

La contrainte équivalente de Von Mises ; varie de 0,674 MPa à 8,887 MPa ;

la contrainte équivalente de Tresca; varie de 0,94 MPa à 1,14 MPa ;

La plus faible valeur se situe sur au milieu et vas jusqu'au l'extrémité gauche de la plaquette intérieure.

La distribution du champ des contraintes reste symétrique indépendamment du temps de simulation.

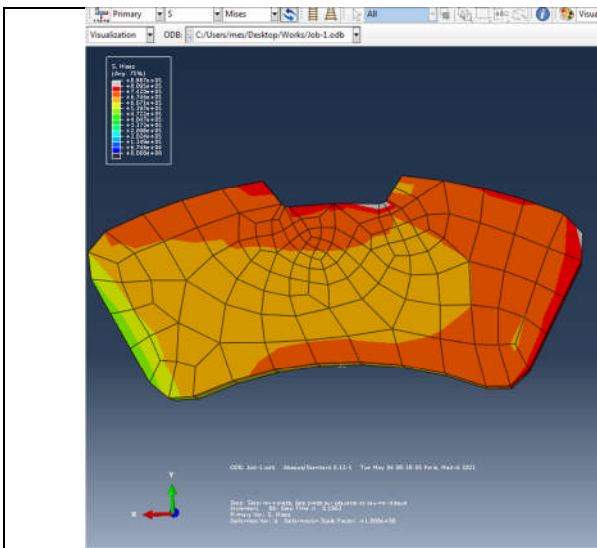


Fig.III.11 : Concentration des contraintes de Von Mises dans la plaquette
Le Temps 0.23s
Sens de rotation de disque →
Sens de déplacent de la sortie vers l’entrée de contact ←

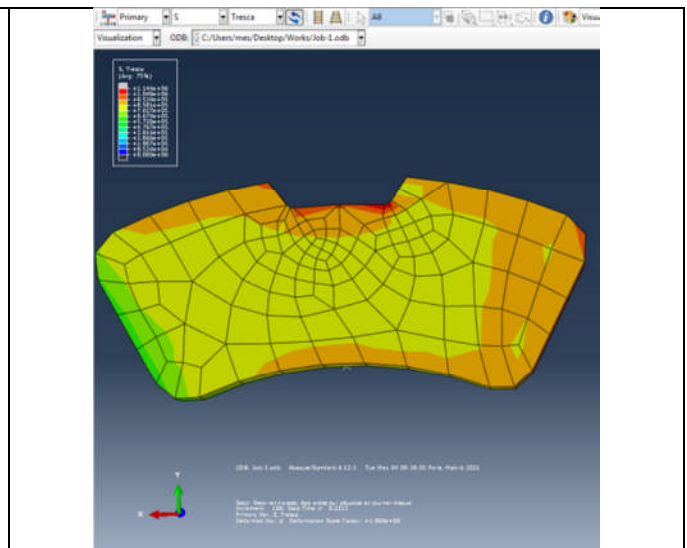


Fig.III.12 : Concentration des contraintes de Tresca dans la plaquette
Le Temps 0.23s
Sens de rotation de disque →
Sens de déplacent de la sortie vers l’entrée de contact ←

La figure III.13 montre l'évolution des contraintes de Von Mises de la plaquette intérieure suivant la position angulaire à l'instant $t=0.23$ [s]. Les courbes des 8 nœuds de l'élément au point quelconque choisis au fig III.14, car le contact frottant génère localement des instabilités de type adhérence-glissement-décollement résultant des vibrations du disque. Ces zones d'instabilités se déplacent de la sortie vers l'entrée de contact. On note que la contrainte est maximale au niveau de la sortie du contact ce qui est conforme à la réalité.

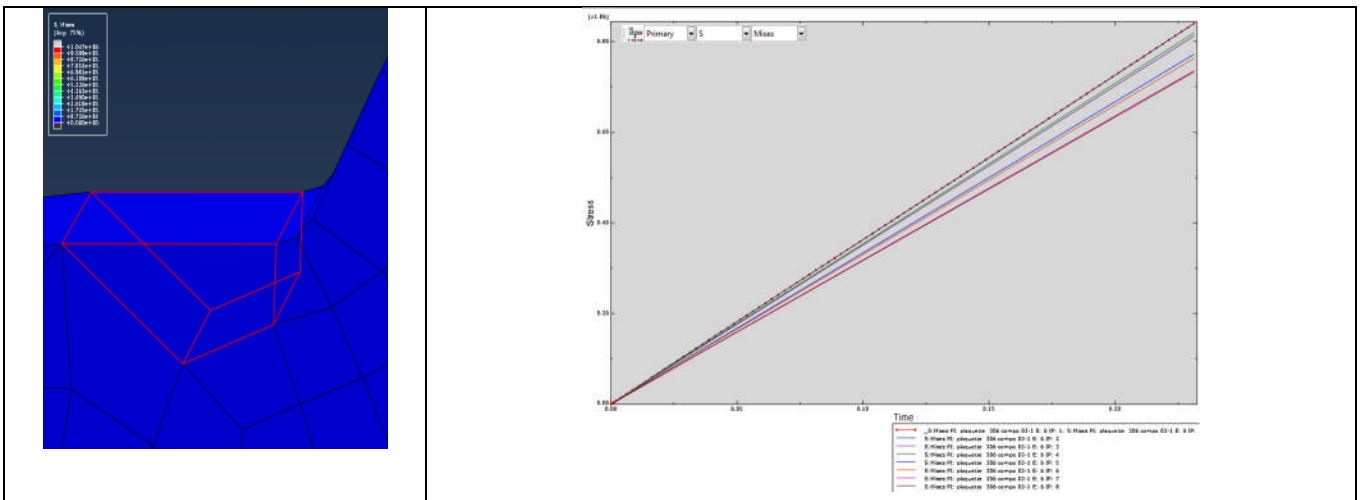


Fig.III.13: Contraintes de Von Mises pour 8 nœuds d'éléments(6) choisis à l'instant $t=0.23$ s [s].

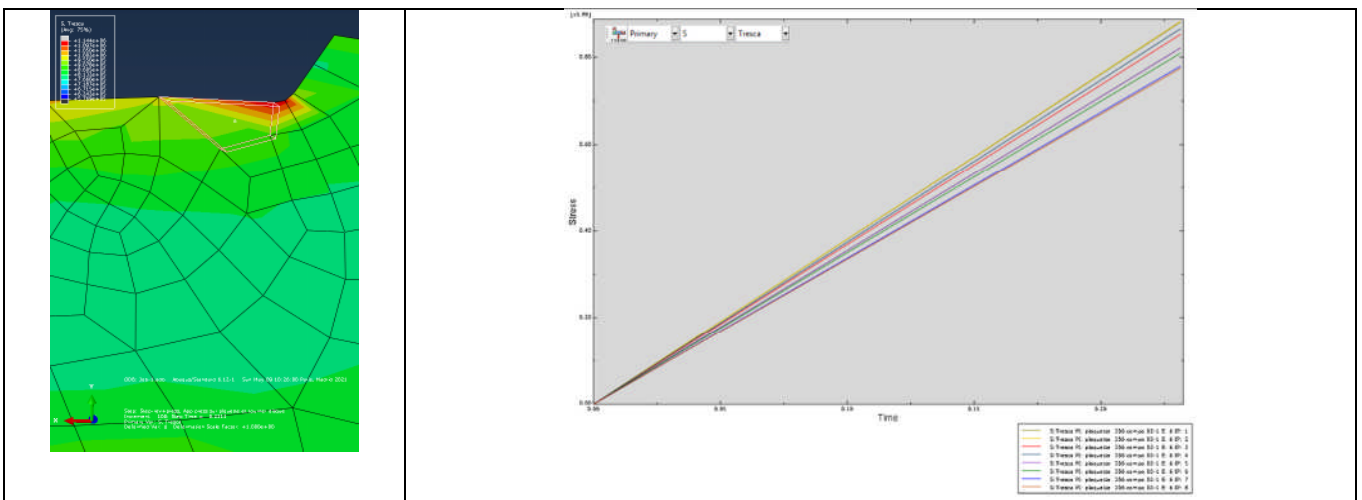


Fig.III.14: Contraintes de Tresca pour 8 nœuds d'éléments choisis à l'instant $t=0.23$ s [s].

III.5.2) Répartition du champ de pression de contact :

La figure III.15 donne la répartition de la pression de contact de la plaquette intérieure pour différents temps de simulation. La pression de contact augmente progressivement et atteint sa valeur maximale p_{max} à la fin du freinage.

Cette élévation de la pression sur la surface de contact provoque une élévation de la température du disque et également l'usure des plaquettes. A l'entrée de contact, la répartition

de la pression de contact tend vers des valeurs maximales au niveau du bord inférieur de la plaquette, alors qu'à la sortie de contact à des pressions basses. Cette augmentation est due à la diminution de l'aire de contact. Ce phénomène perdure tant que la vitesse de rotation du disque et la force appliquée resteront constantes.

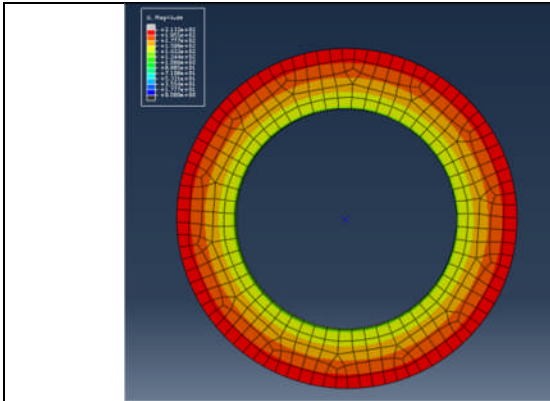


Fig. III.15 : Distribution des pressions de contact dans le disque

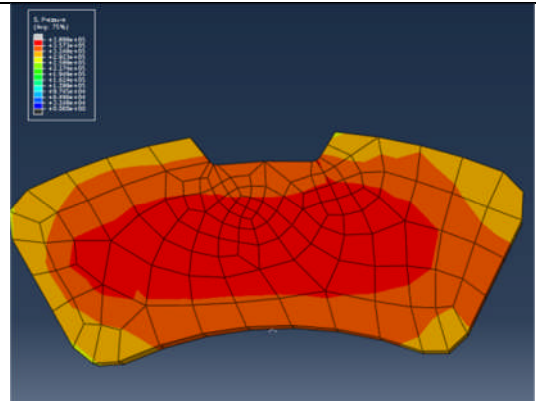


Fig. III.16 : Distribution des pressions de contact dans la plaquette intérieure.

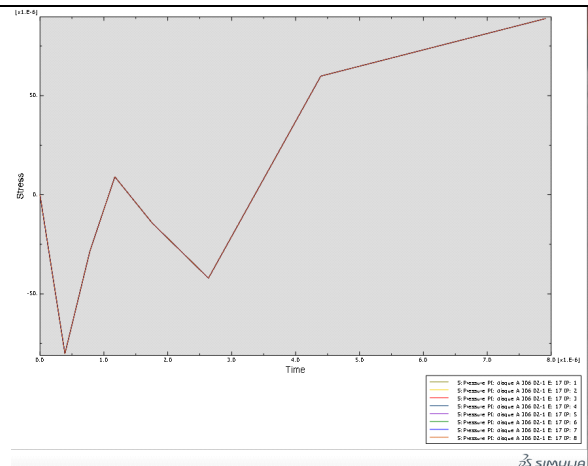
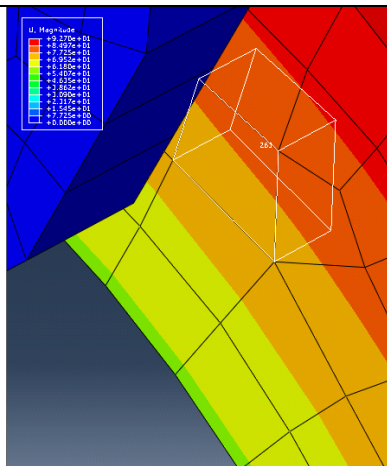


Fig. III.17: courbe de pression dans le disque pour 8 nœuds d'éléments(263) choisis à l'instant $t=0.23s$ [s].

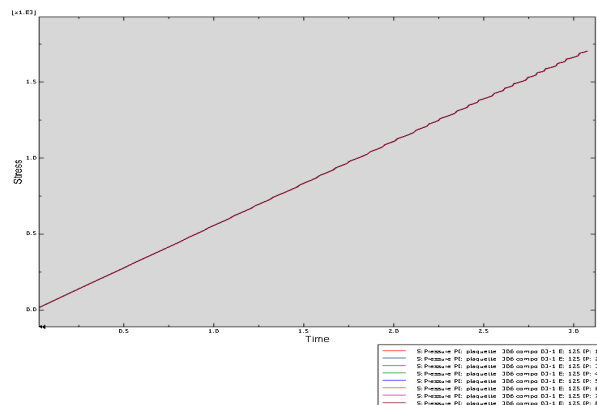
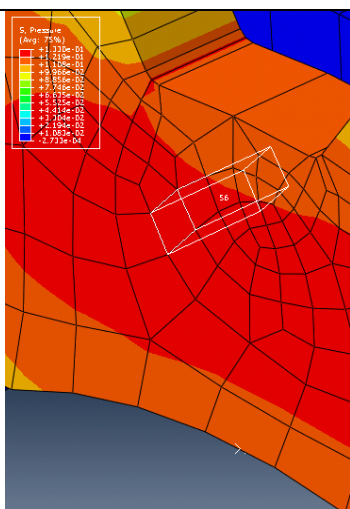


Fig. III.18 : courbe de pression dans la plaquette pour 8 nœuds d'éléments(56) choisis à l'instant $t=0.23s$ [s].

III.5.3) Influence de la pression de contact sur la température :

On augmente la pression de contact suivant 0.77×10^6 Pa; 1×10^6 Pa; 1×10^7 Pa; 1×10^8 Pa pour pris les valeurs de température de disque et de plaquette.

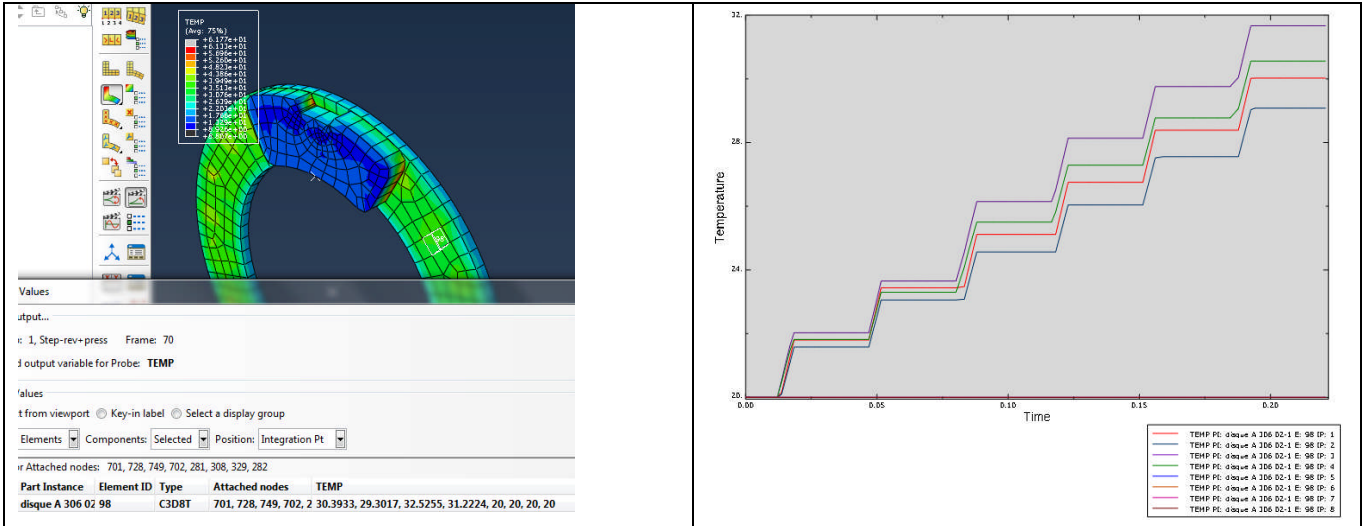


Fig.III.19 : La pression de contact est $0.77E+006$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (disque) = 32.52°C

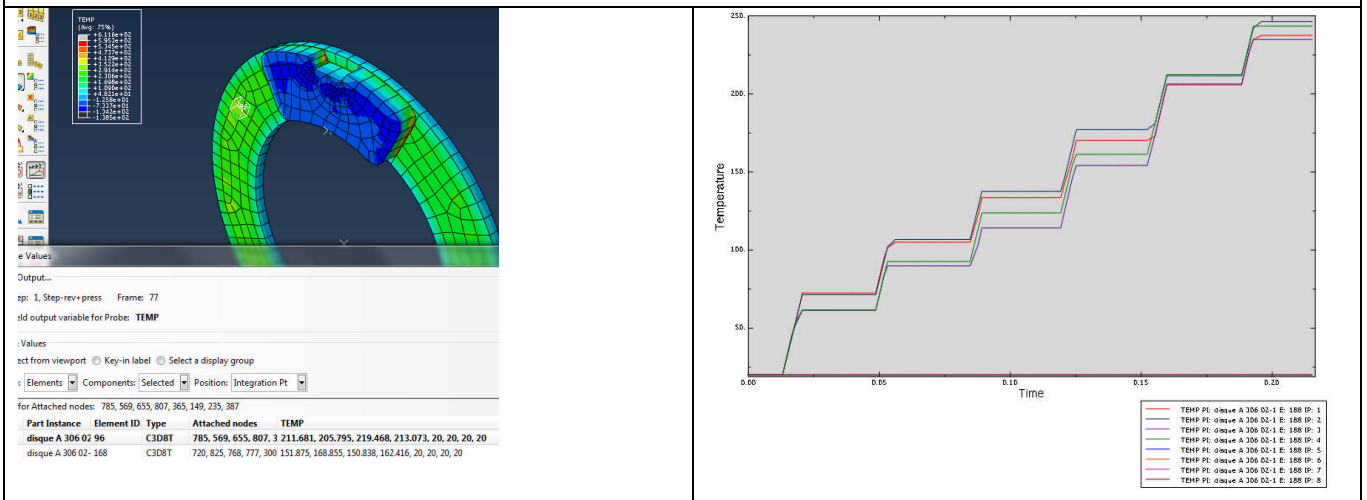


Fig.III.20 : La pression de contact est $0.77E+007$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (disque) = 219.46°C

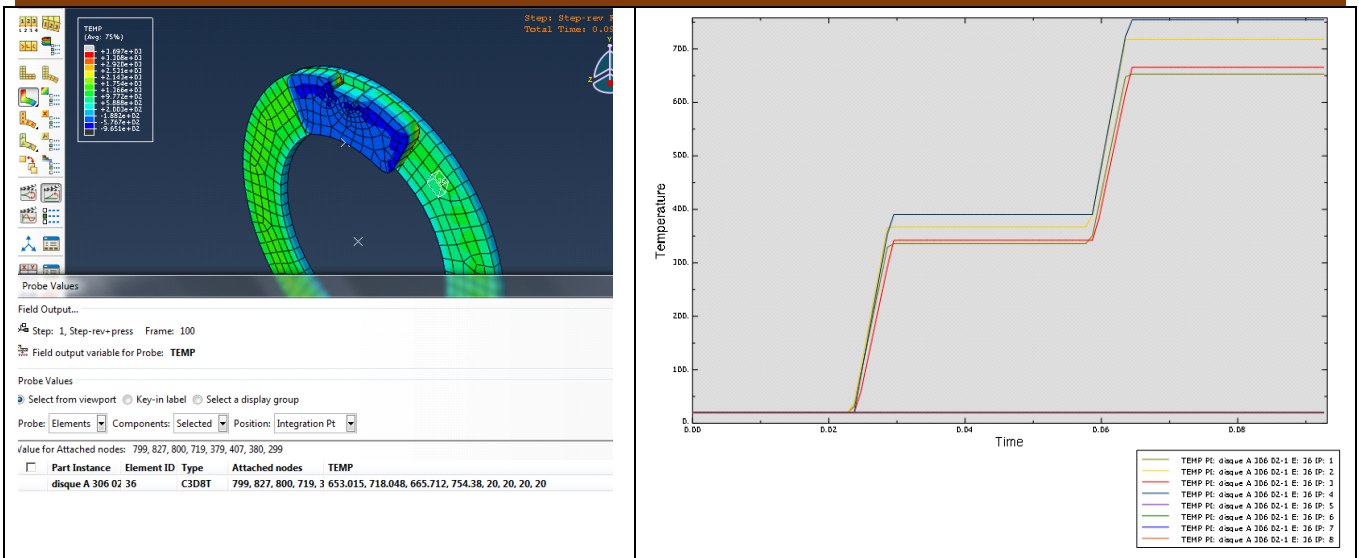


Fig.III.21 : La pression de contact est 0.77E+008 PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (disque) = 745.38°C

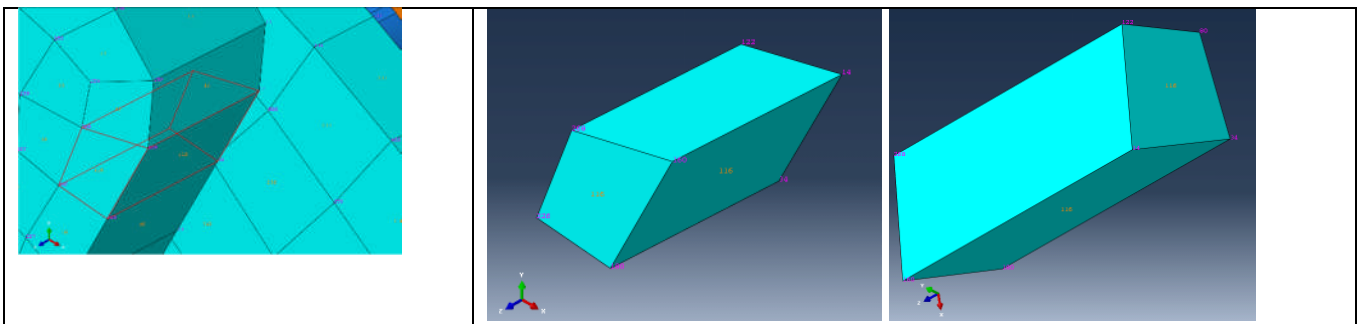


Fig.III.22 : Exemple d'un élément choisis N°116 a 8 nœuds

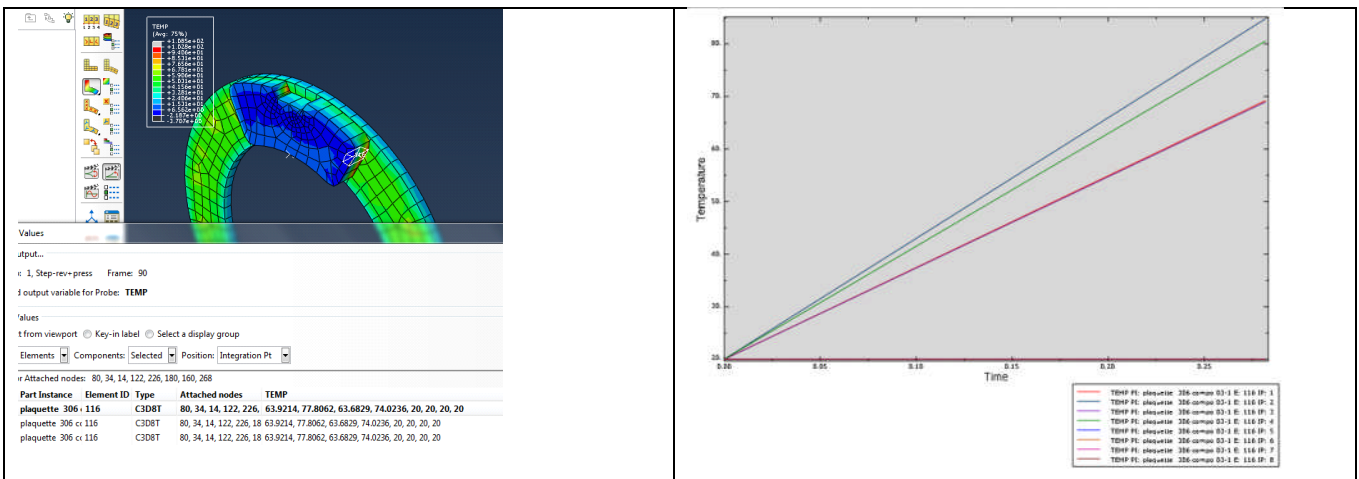


Fig.III.23 : La pression de contact est 1E+006 PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (plaquette) = 126°C

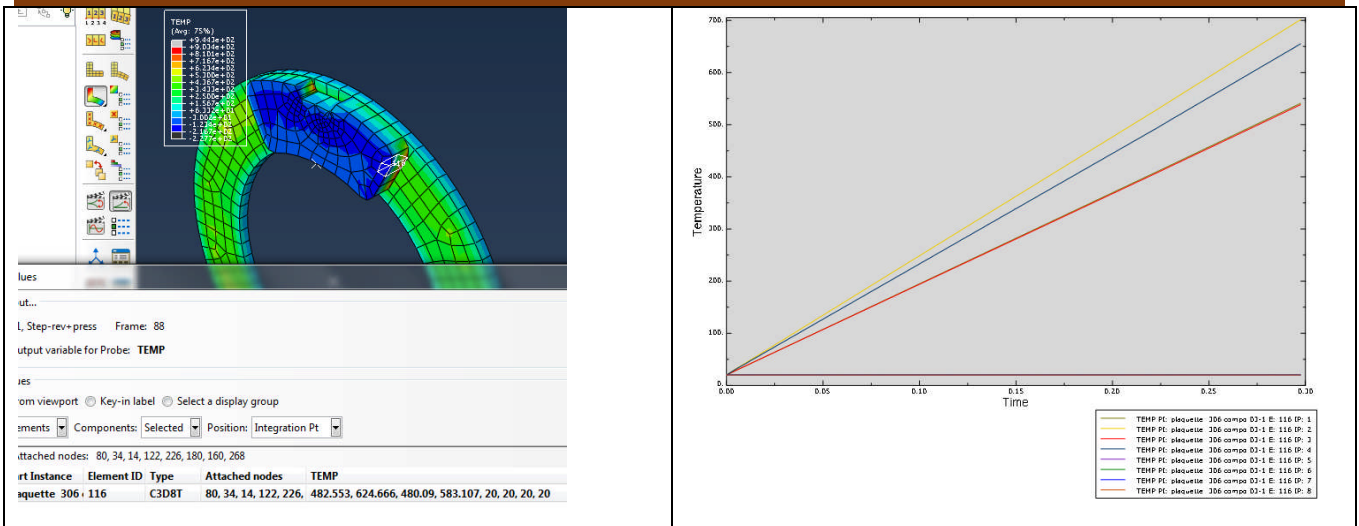


Fig.III.24 : La pression de contact est $1E+007$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (plaquette) = **624.66°C**

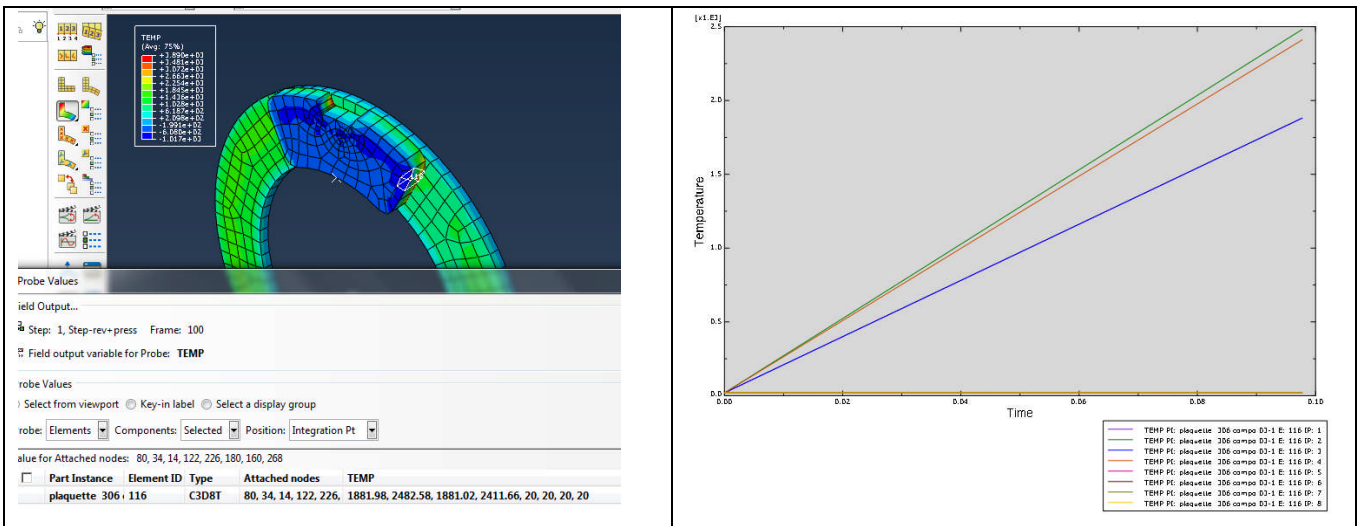


Fig.III.25 : La pression de contact est $1E+008$ PA la vitesse = 181.1 rad/s Température max (plaquette) = **2482.02°C**

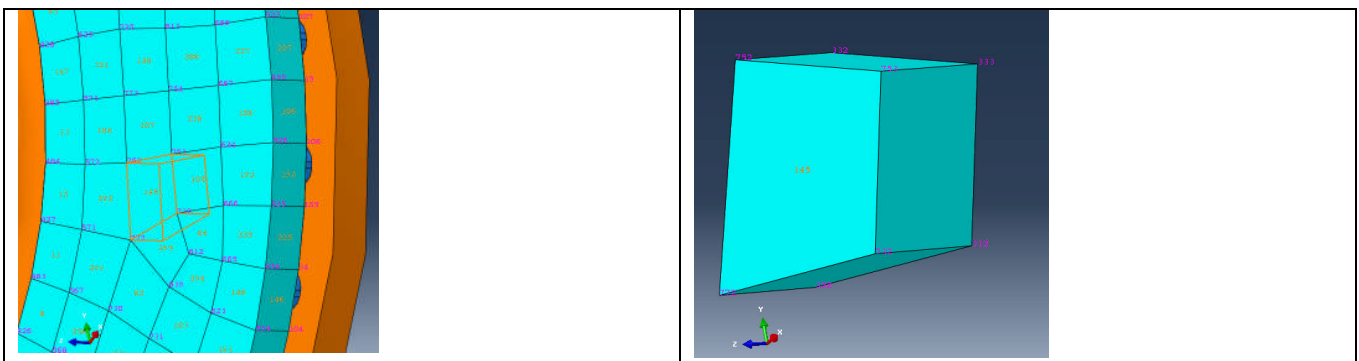


Fig.III.26 : Exemple d'un élément choisis N°145a 8 nœuds

III.5.4) Influence de la Vitesse de contact sur la température :

On augmente la vitesse de rotation suivant 18.1 rad/s ; 181.1 rad/s ; 1810.1 rad/s ; 1×10^7 Pa ; pour pris les valeurs de température de disque et de plaquette.

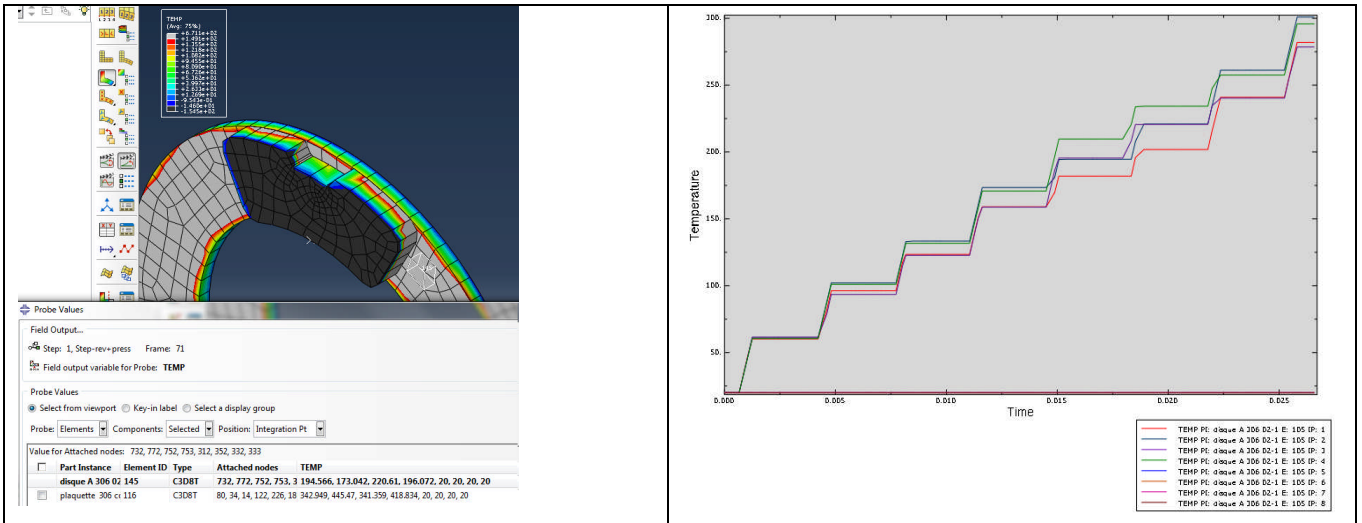


Fig.III.27 : La pression de contact est 1×10^7 PA la vitesse = 1810.1 rad/s Température max (disque) = 425°C

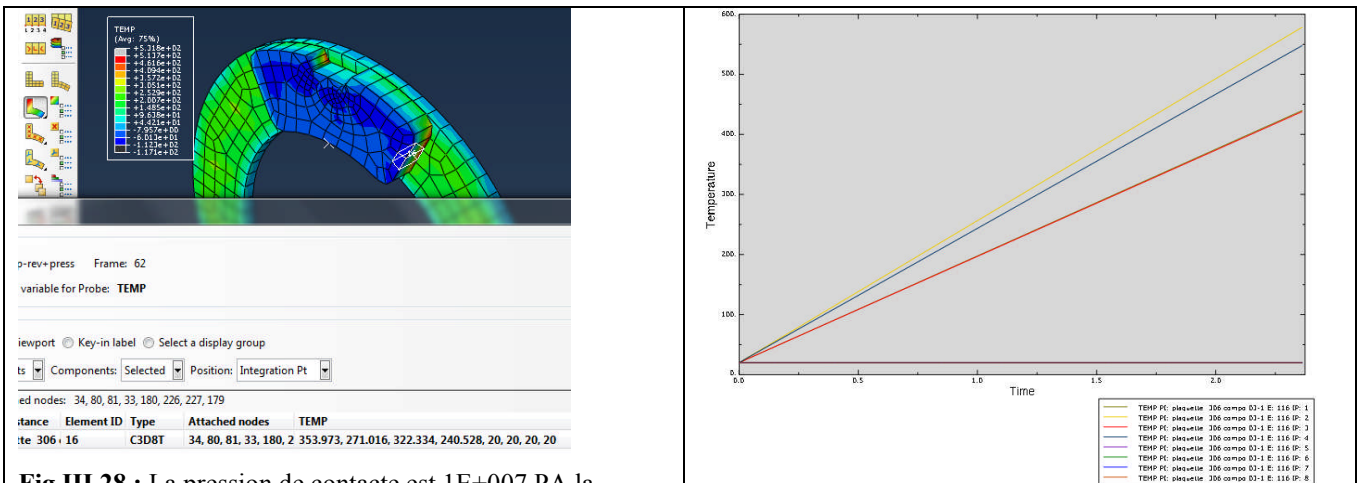


Fig.III.28 : La pression de contact est 1×10^7 PA la vitesse = 18 rad/s Température max (plaquette) = 353.97°C

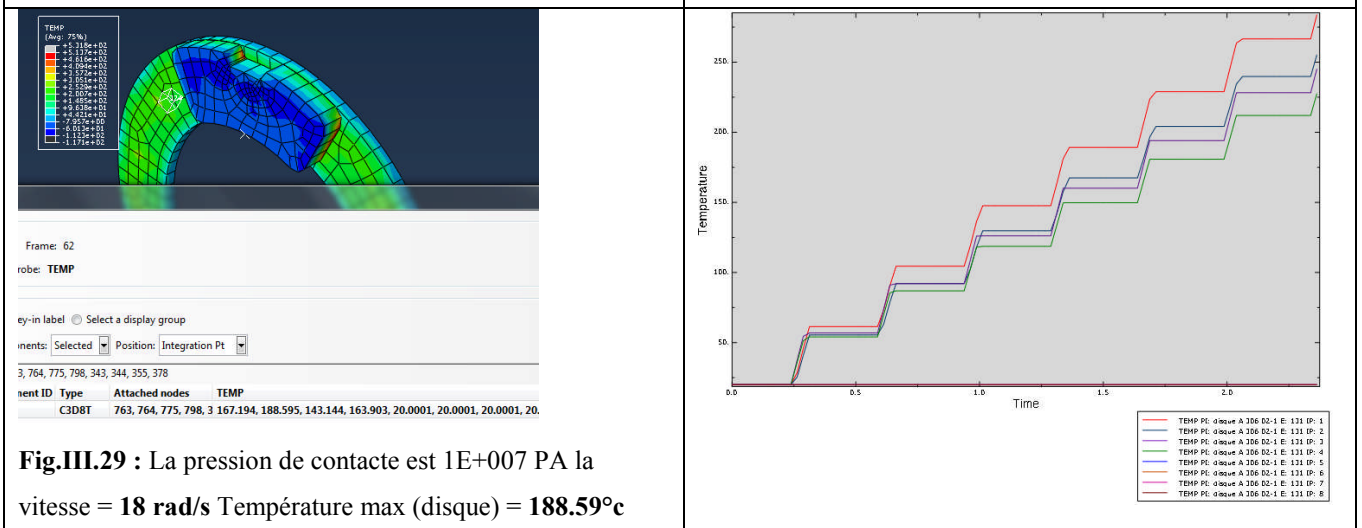
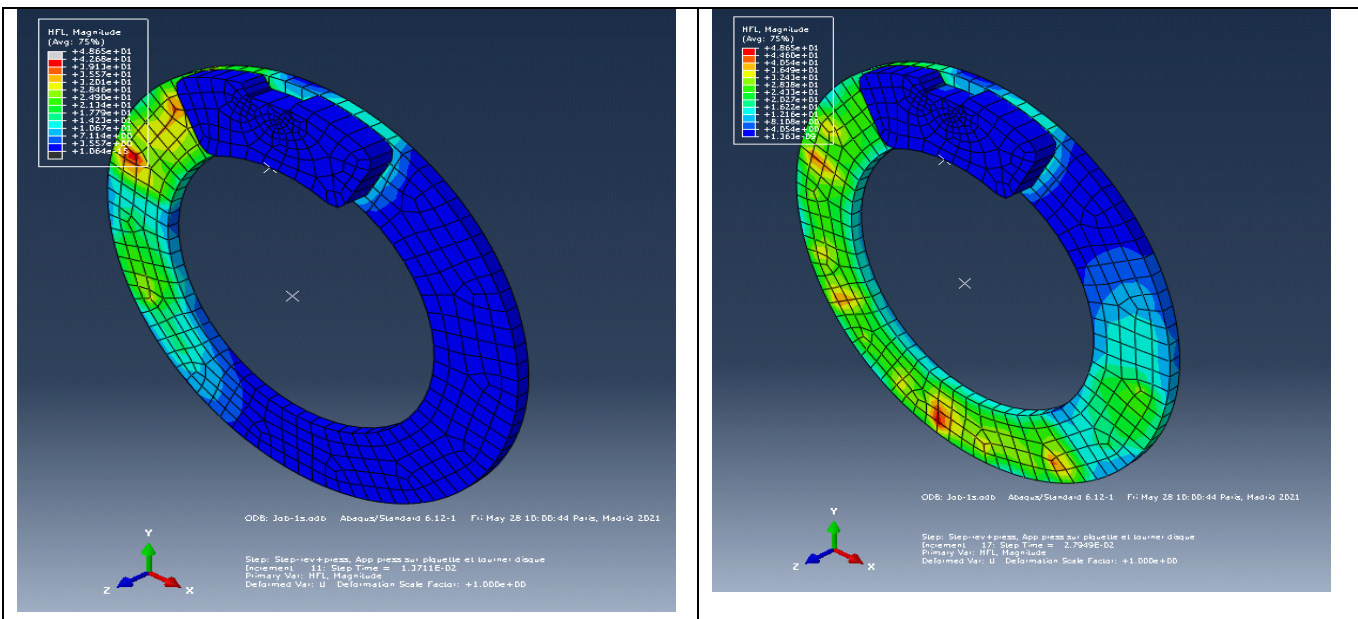
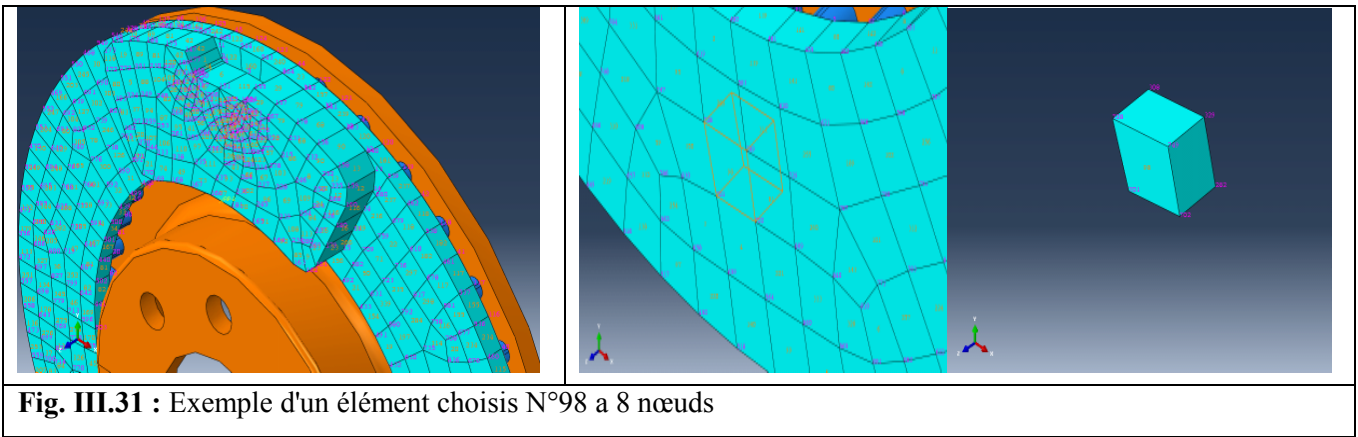
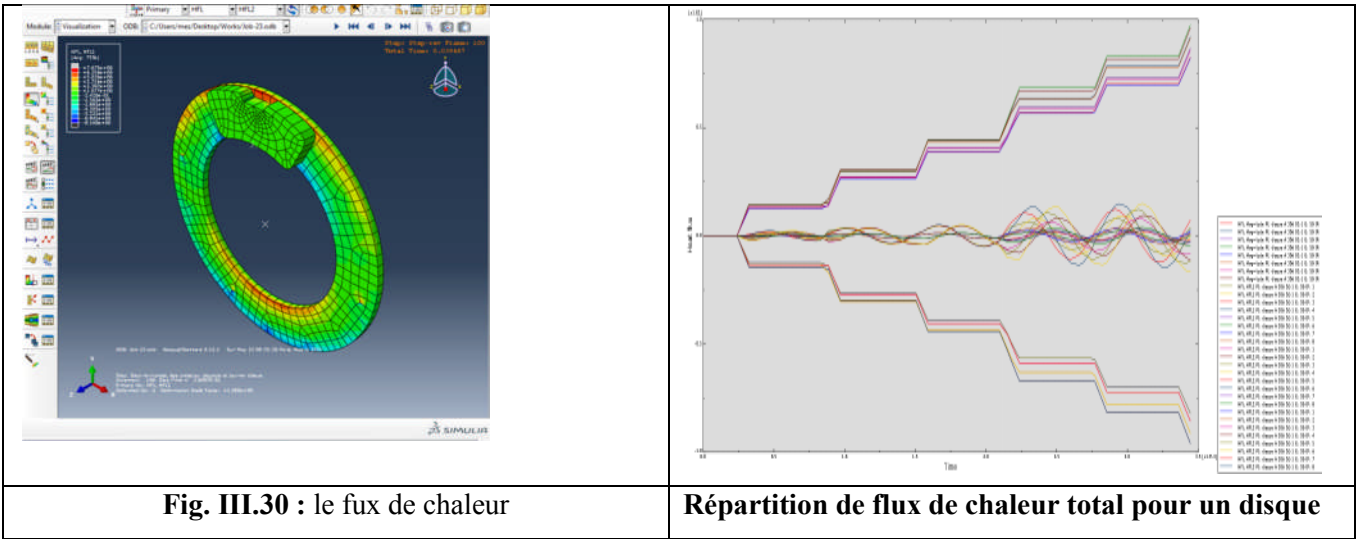


Fig.III.29 : La pression de contact est 1×10^7 PA la vitesse = 18 rad/s Température max (disque) = 188.59°C

III.5.5) le flux de chaleur :



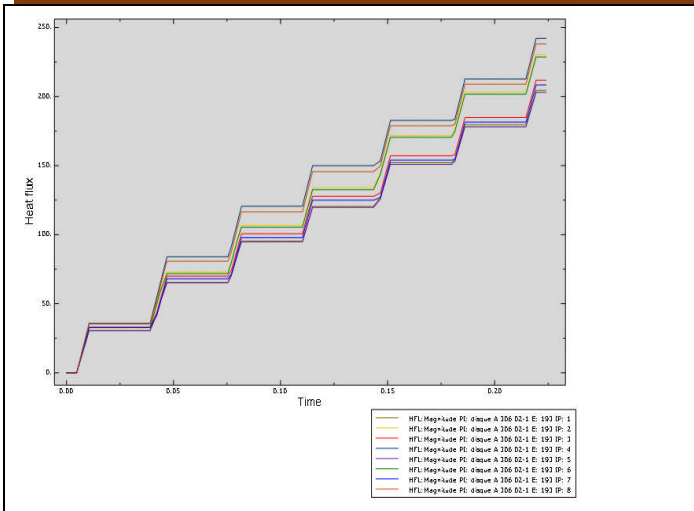


Fig. III.32 : Répartition de flux de chaleur HFL1 pour un disque

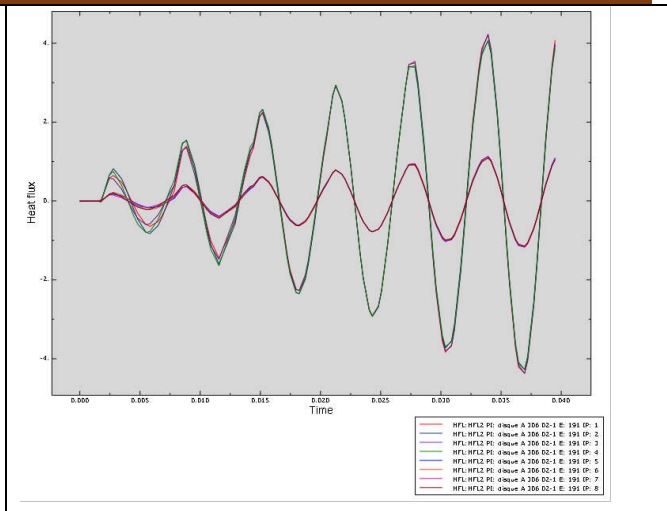


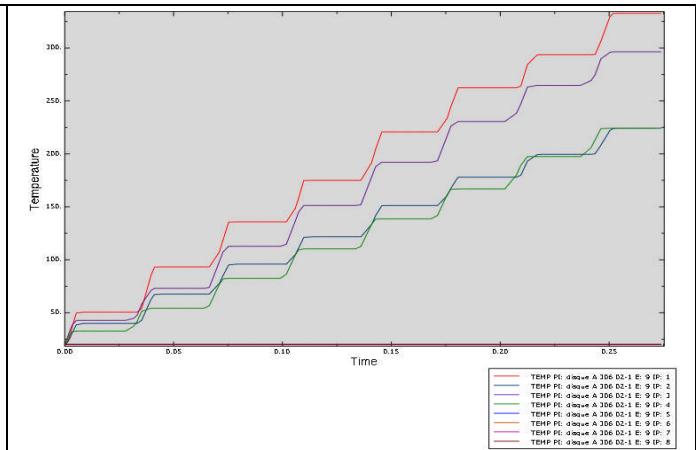
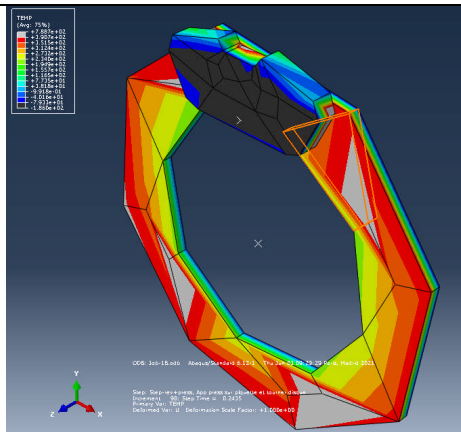
Fig. III.33 : Répartition de flux de chaleur HFL2 pour un disque.

III.5.6) Influence du raffinement et le type d'élément de maillage dans les calcule :

<p>Total number of nodes: 8759 Total number of elements: 17506 11796 triangular boundary elements 5710 triangular boundary elements</p>	<p>Total number of nodes: 9931 Total number of elements: 12543 2947 linear hexahedral elements of type C3D8T 9596 linear tetrahedral elements of type C3D4T</p>	<p>Total number of nodes: 464721 Total number of elements: 498470 49314 linear hexahedral elements of type C3D8T 35782 linear hexahedral elements of type C3D8R 208862 linear tetrahedral elements of type C3D4T 204512 quadratic tetrahedral elements of type C3D10</p>

Fig. III.34 : différents raffinement de maillage de disque

Les figures montrent les model de maillage de couple disque frein On va choisir une pression de 1E+007 PA et une vitesse de rotation 181.1 rad/s de avec ces 3 différentes type de maillage



Maillage

Total number of nodes: 96

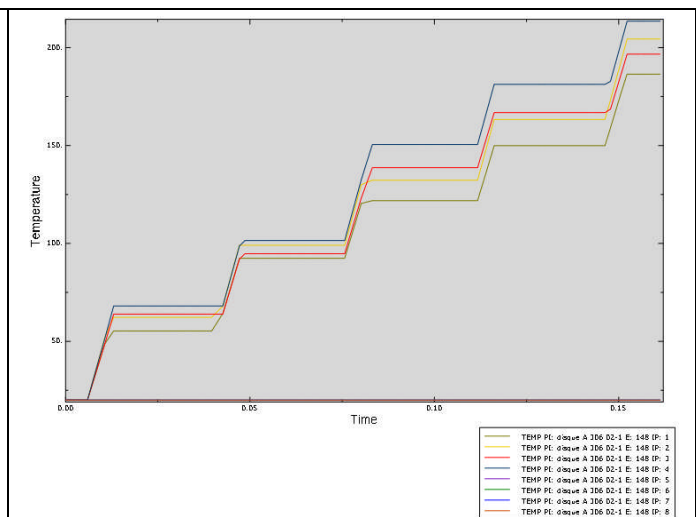
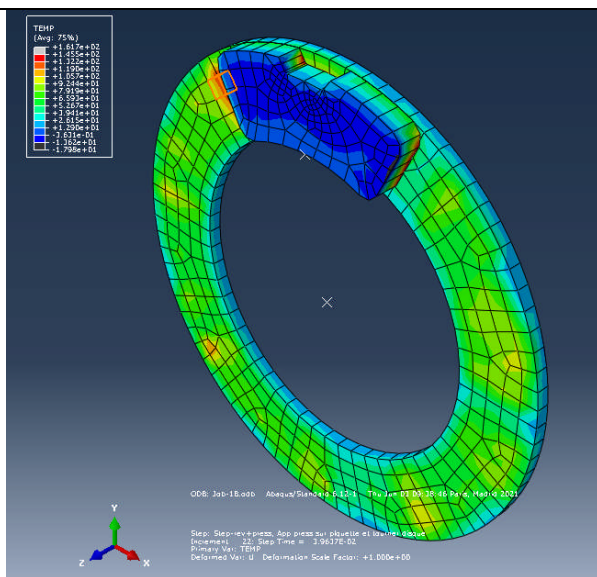
Total number of elements: 32

32 linear hexahedral elements of type C3D8T

Element 9

Fig. III.35 : Maillage simple 1E+007 PA 181.1 rad/s

Température max = 100°C t = 0.1s



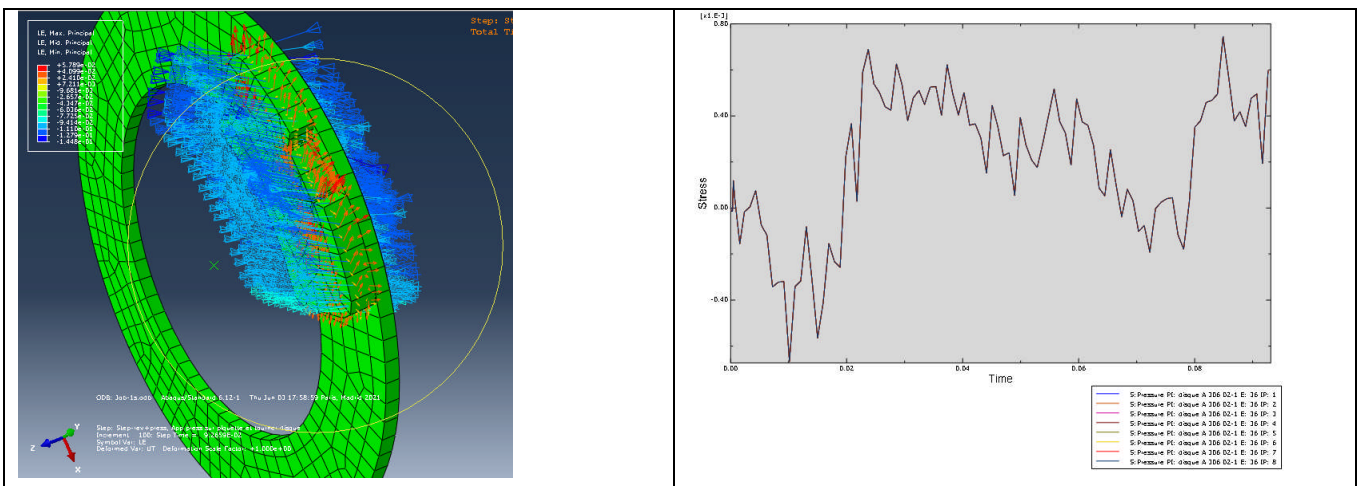
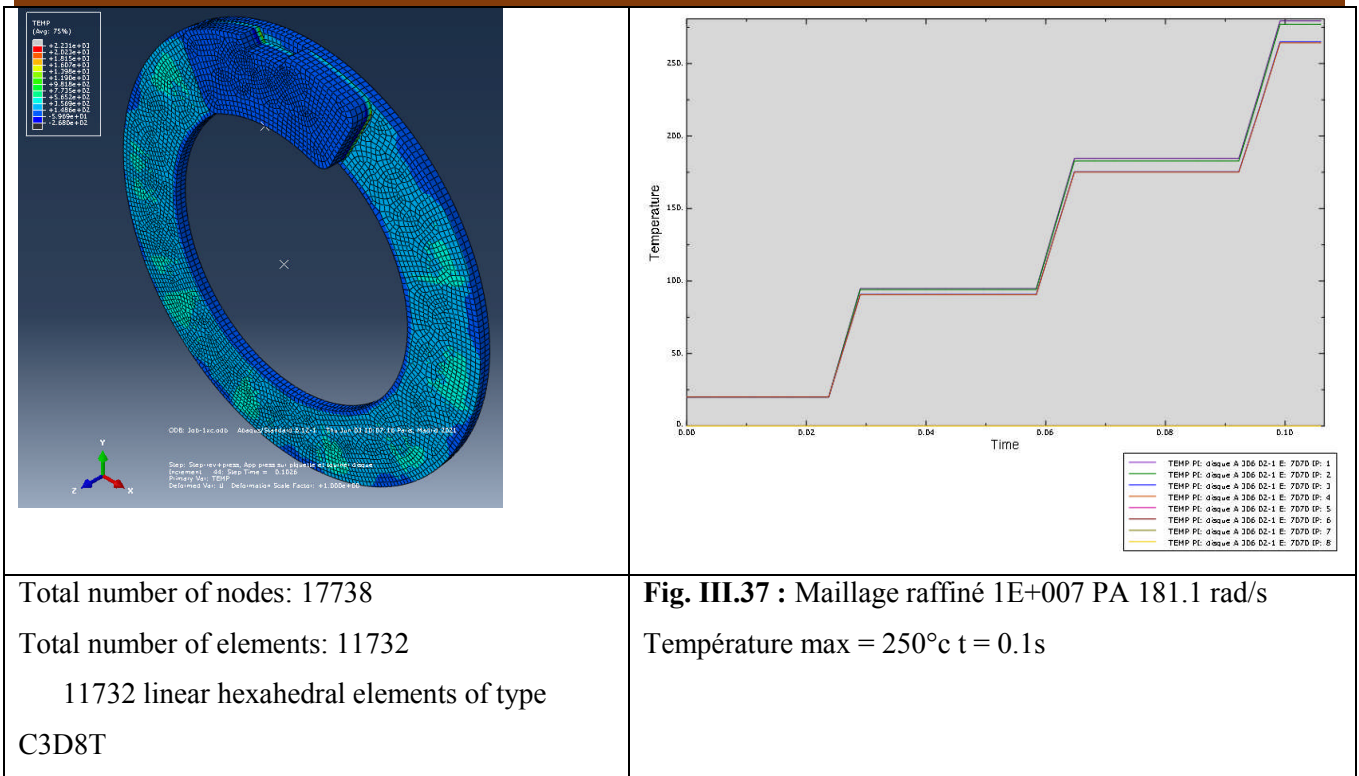
Total number of nodes: 1132

Total number of elements: 476

476 linear hexahedral elements of type C3D8T

Fig. III.36 : Maillage refine 1E+007 PA 181.1 rad/s

Température max = 150°C t = 0.1s.



D’après les résultats de simulation obtenus , on a pu constater que le vitesse de rotation joue un rôle non-négligeable dans l’augmentation de la température du disque Ainsi la pression de contact de plaquette sur le disque et le freinage continu non couper ‘ ABS ’ dans la phase de freinage..

A travers les différents résultats des simulations, on a remarqué que la répartition de la température est influencée par plusieurs paramètres :

- Paramètres physiques « matériaux ».
- Paramètres technologiques « conception, »
- Mode de freinage.
- Paramètres numériques représentés par le nombre d’élément « maillage ».

III.6 Conclusion :

Ce travail porte sur l'analyse du comportement du thermomécanique des disques de frein ; c'est une étape incontournable dans la conception des systèmes de freinage, le diamètre, l'épaisseur des données sont reportés dans le **Tableau . III.1** **Tableau. III.3**.

Pour la sécurité des passagers ; les constructeurs auto font appel à des études approfondies telles que : l'élévation de la température, l'usure des pièces et les vibrations.

Les résultats des simulations effectués (thermomécanique, Fatigue) sur les différents (matériaux disque et phénomène physique) ont un comportement élastique linéaire jusqu'à la rupture. Nous avons pu déterminer les caractéristiques des disques.

Chapitre IV

Processus d'usinage d'un disque de frein ventilé

PARTIE IV : Dossier de fabrication :

IV.1) Introduction :

Toute pièce mécanique évolue d'un état initial, correspondant à la pièce brute, vers un état final, représentatif du contrat de départ qu'est le dessin de définition. Les analyses morphologiques montrent qu'on peut séparer les pièces mécaniques en deux grands groupes :

- le groupe des pièces cylindriques.
- le groupe des pièces prismatiques.

Après avoir effectué une analyse morphologique sur les dessins de définitions proposés par le bureau d'études, il s'est avéré que le disque de frein est une pièce cylindrique car la géométrie générale et la majorité des surfaces comportent un axe de révolution.

De plus, on nous a fournis deux autres paramètres qui nous servirons à mieux élaborer notre projet : La cadence et la matière première

IV.1.1) La matière première : Fonte à graphite lamellaire :

C'est un alliage de fer et de carbone sous forme de lamelles constituant des pièces d'utilisation courantes obtenues par procédé de moulage (fonderie).

La fonte grise à graphite lamellaire est la plus communément utilisée dans l'industrie automobile. En effet, la fonte est peu chère, se fabrique aisément et peut être coulée facilement. Elle présente également une bonne conductivité, une assez bonne résistance mécanique, et une faible usure [63]

VI.1.2) Analyse du dessin définition du disque :

Les points essentiels dans l'analyse de fabrication sont les suivants :

- Le nombre de pièces à réaliser par unité de temps.(Cadence)
- La matière du disque.
- Le formes globale de la pièce(complexité géométrique du disque).
- Analyser les spécifications suivant les trois axes : valeurs des IT, spécifications géométriques, surfaces fonctionnelles.
- Choix des montages porte pièces pour chaque phase.

IV.1.3) Phase, sous-phase, opérations :

Chaque phase correspond à un poste d'usinage donné: Une fraiseuse, un tour

Les sous phases correspondent à une série d'usinages sans démonter la pièce Les opérations correspondent aux différents usinages sans changement d'outil. [2]

IV.1.4) Dessin de définition :

Afin d'avoir une vue en 3D du disque de frein ventilé étudié (état brut-état usiné), on a effectué à partir des dessins donnés un model décrivant toutes les cotations exigés

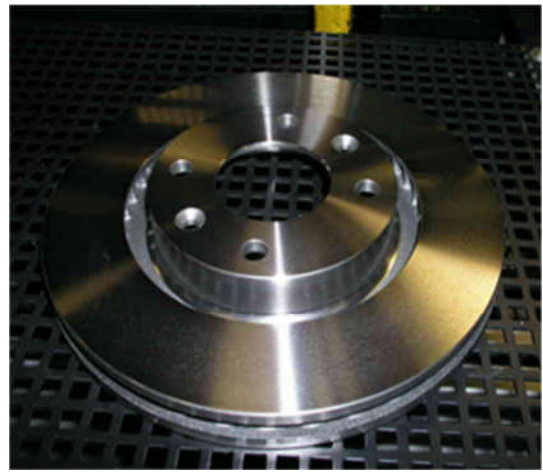
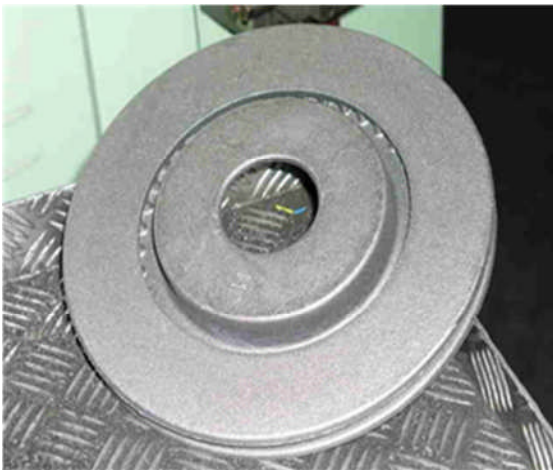


Fig. IV.1 : disque de frein ventilé (état brut). [64]

Fig. IV.2 : disque de frein ventilé (état usiné).

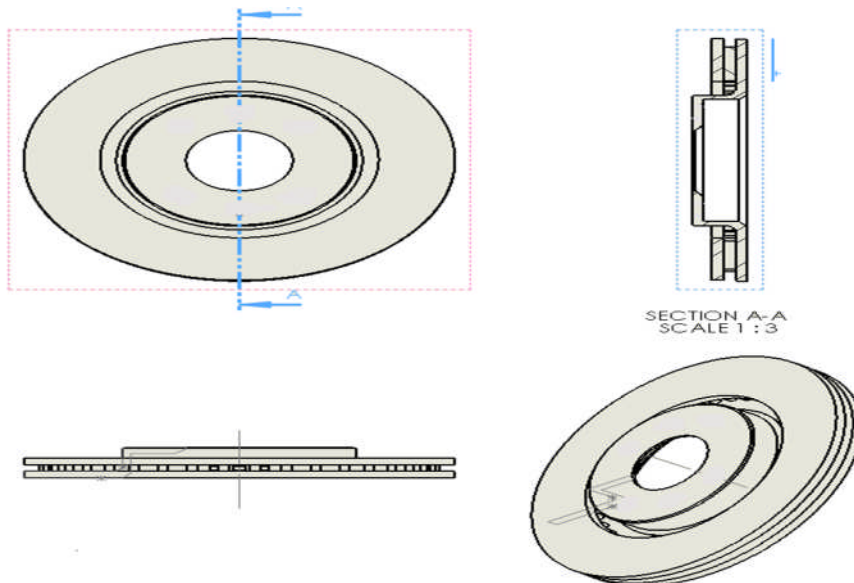


Fig. IV.3 : quelques vues du disque de frein (BRUT)

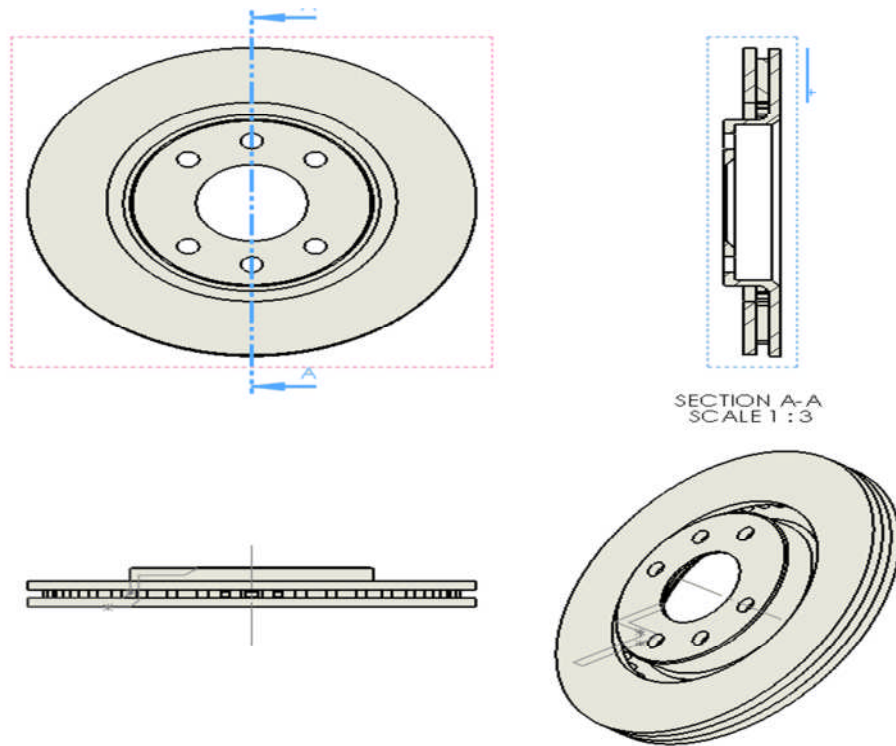


Fig. IV.4: quelques vues du disque de frein (USINE).

IV .2)Les démarches d’élaboration du processus :

L'étude de fabrication représente la recherche des solutions permettant l'obtention de pièces bonnes au coût minimum tout en respectant la cadence déjà calculé par la combinaison des informations relatives à l'ordre chronologique des opérations, à l'utilisation de main d'œuvre, de parc machines et d'outils déterminés.

Sa réalisation dépend de plusieurs étapes :

Etape :1	Etape :2	Etape :3	Etape :4
<ul style="list-style-type: none"> •détermination des surfaces à usiner •mise en position •maintien en position •choix du mandrin 	<ul style="list-style-type: none"> •Nombre d'opérations pour réaliser une surface •Tableaux d'élaboration de la gamme opérationnelle 	<ul style="list-style-type: none"> •Gamme d'usinage •Choix d'outils 	<ul style="list-style-type: none"> •contrats de phase •temps de cycle

IV .2.1) Etape 1 :

IV.2.1.1) Détermination des surfaces à usiner :

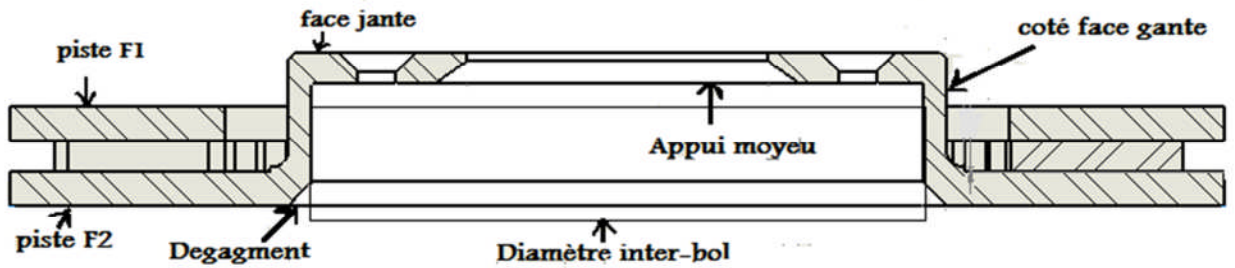


Fig. IV.5 : Coupe réalisée du disque de frein ventilé (ETAT USINE).

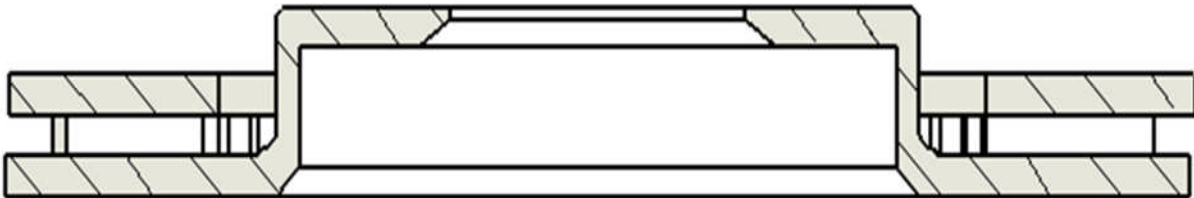


Fig. IV.6: Coupe réalisée du disque à frein ventilé (ETAT BRUT).



Fig. IV.7 : les différentes surfaces à usiner sont marqués en rouge

* Après avoir déterminé les surfaces à usiner, on constate qu'ils existent deux opérations essentielles afin d'obtenir un disque de frein usiné. Ces deux opérations sont l'enlèvement de la matière et le perçage.

L'enlèvement de la matière se fait par deux machines-outils : Tour – Fraiseuse. Puisque le disque de frein est une pièce de révolution, on a choisit comme machine d'outil le Tour. Par ailleurs, le perçage s'effectuera à l'aide d'une Perceuse.

Mais la question qui restera ambiguë, «quelle sera alors le minimum d'opérations

Qu'effectuera Le Tour Et La Perceuse ? »

IV .2.1.2) Généralités sur la mise et le maintien en position :

La mise en position permet de déterminer le nombre et le contenu des phases pour une pièce et une unité de production données. De plus, afin d'assurer la fabrication de pièce en série sur une machine, en respectant la cotation et les conditions de fonctionnement, il faut maintenir en position les pièces à fabriquer.

A - Mise en position :

Elle correspond à l'isostatisme qui est l'étude de la suppression des degrés de liberté d'un solide. D'ailleurs, le mouvement d'un solide dans l'espace se décrit suivant la combinaison de 3 translations et de 3 rotations. Ces 6 mouvements représentent les 6 degrés de liberté du solide. Pour notre cas, on étudie une pièce de révolution, on se contentera de supprimer 5 degrés de liberté car la rotation suivant Z est obligatoire.

Centrage Court Et Appui Plan	Centrage Long Et Appui Ponctuel
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Liaison linéaire annulaire (2 normales de repérage) + liaison appui plan (3 normales de repérage : 1,2 et 3) ➤ Si $D > 1.5 * L$ 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Liaison pivot glissant (4 normales de repérage : 1,2,3 et 4) + liaison ponctuel(1 normale de repérage :5) ➤ Si $D < L < 10D$

Disque De Frein :

$D=266\text{mm}$, $L=34\text{mm}$ $1.5 * L=51$ $D > 51$ Centrage Court Et Appui Plan

B- Maintien en position :

C'est immobiliser temporairement une ou plusieurs pièces pendant la fabrication ou l'assemblage. Le maintien a pour but d'immobiliser par un effort de serrage le solide. Il se réalise dans le sens inverse des axes de référence. Le maintien se définit par des symboles.

IV .2.1.3) Mise, Maintien en position du disque et choix du mandrin :

A- La 1ère surface à usiner :

Pour positionner la pièce afin de réaliser le premier usinage on ne dispose que des surfaces brutes et d'un référentiel :

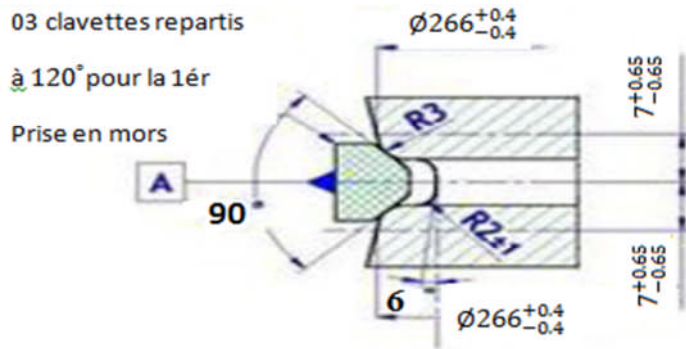


Fig. IV.8 : Définition du référentiel

La définition du référentiel ci-dessus montre que la première prise de la pièce sera par 3 clavettes repartis à 120° positionnées sur la surface contenant les ailettes. En effet, on remarque que toutes les cotations du dessin de définition sont données à partir d'un axe de symétrie. Le choix de la 1ère surface à usiner dépendra donc d'une surface qui deviendra une référence pour les prochaines étapes d'usinage



Fig. IV.9 : Dessin de surface de référence

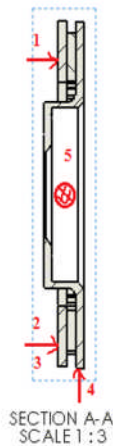
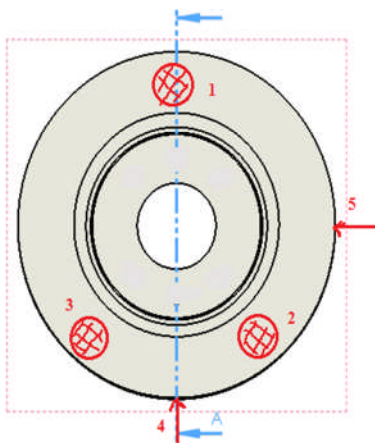


Fig. IV.10 : MIP et MAP de la 1ère OP

Fig. IV.11 : mandrin à 3 clavettes

B- La 2ème opération :

Après avoir usiné la piste F2, il reste le bol, la piste F1 et les cotés des deux faces. Il faut trouver alors une position qui nous permettra de maintenir la pièce de façon à usiner ce qui reste.

On a proposé que la pièce soit maintenue par l'intérieur et serrée par un mandrin :

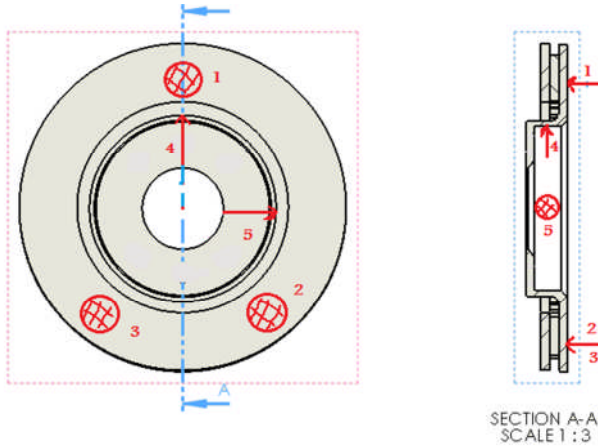


Fig. IV.12 : MIP et MAP de la 2ème OP



Fig. IV.13 : Mandrin à 3 mor

C- La 3ème opération :

Les spécifications géométriques portées sur le dessin technique, ont pour objet la maîtrise de la géométrie de la pièce à fabriquer.

En usinage, il est nécessaire d'ajouter une dernière étape de finition de certaines surfaces vu qu'elles comportent des tolérances géométriques. En effet, le démontage de la pièce d'une machine à une autre entraîne des déformations aux niveaux des tolérances déjà effectuées. Dans ce cadre, on est obligé d'ajouter une 3ème étape qui sera maintenue de la même façon que la deuxième afin d'usiner toutes les surfaces qui auront besoin d'une finition.

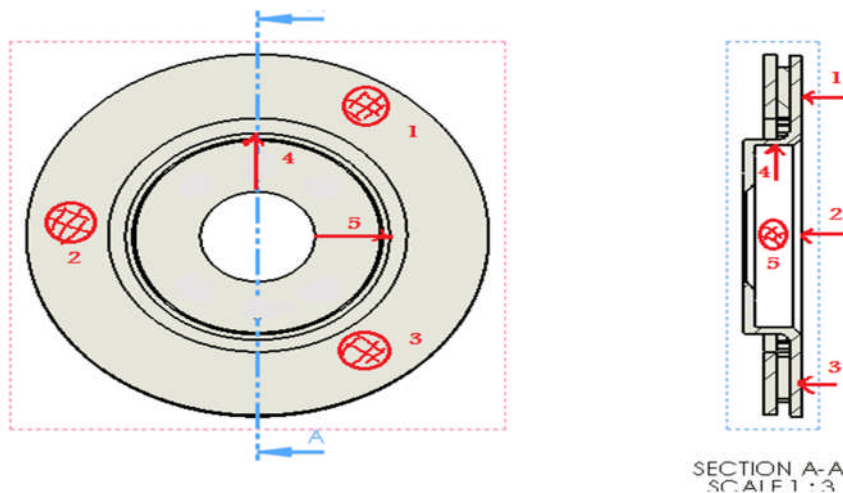


Fig. IV.14 : MIP et MAP de la 3ème OP

D- La 4ème opération :

En ce qui concerne l'opération de perçage, on utilisera un mandrin différent des précédents, celui-ci effectuera un serrage concentrique au niveau du diamètre centrage du bol. En parallèle, la broche de la perceuse serre la pièce de la face extérieure du bol.

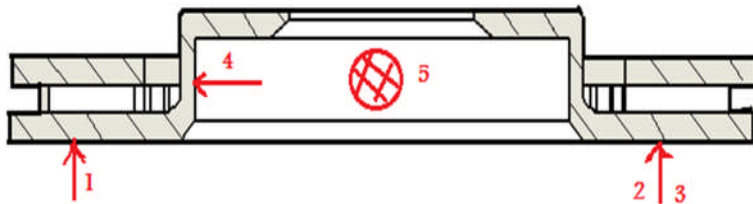


Fig. IV.15 : MIP et MAP de la 4ème OP



Fig. IV.16 : mandrin expansible

IV .2.2) Etape 2:

IV .2.2.1) Nombre d'opérations pour réaliser une surface en tournage :

En fonction de la valeur de la tolérance dimensionnelle, de la tolérance géométrique et de la tolérance de l'état de surface, une surface élémentaire est réalisée par une ou plusieurs opérations :

L'ébauche : Permet d'enlever un maximum de matière en un minimum de temps.

La ½ finition : Préparer une finition précise en corrigeant les défauts géométriques résultants d'une ébauche. Cela permet d'assurer une surépaisseur constante et faible en finition.

La finition est le dernier usinage d'une surface, son rôle est de respecter toutes les spécifications imposées par le dessin de définition sur la ou les surfaces concernées par l'opération.

Dans un premier temps, nous allons calculer les IT (intervalle de tolérance) pour pouvoir définir les nombres des opérations en se référant du tableau ci-dessous :

Tolérance dimensionnelle t_1	Jusqu'à 0,05 inclus	0,05 à 0,15	0,15 à 0,4	> 0,4
Nombre d'opérations	3 à 4	2 à 3	1 à 2	1

Tableau . IV.1 : Nombre nécessaire d'opérations au dépend des tolérances[65]

A- 1ère phase :

Les cotations du dessin de définition montré en *figure 17*, qui sont en rouge, sont ceux qui doivent être usinés pendant la 1ère phase. *Le tableau 2* ci-dessous, définit le nombre d'opérations pour chaque cotation et leurs dénomination qui ont été déterminer par le calcul des tolérances dimensionnelles.

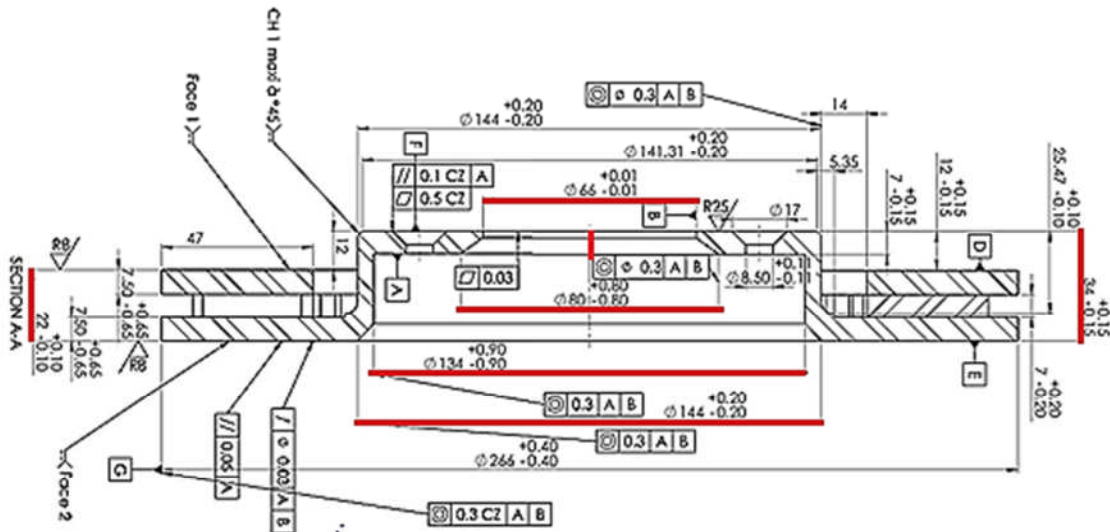


Fig. IV.17 : Dessin démontrant les cotes à usiner de la 1ère phase

Cotations (mm)	Tolérances dimensionnelle (mm)	Nombre d'opérations	Dénomination
144 ^{+0.2} / _{-0.2}	0.4	1 à 2	-Ebauche -Finition
134 ^{+0.9} / _{-0.9}	0.4	1 à 2	-Ebauche -Finition
0.75 ^{+0.25} / _{-0.25}	0.5	1	Finition directe
66 ^{+0.01} / _{-0.01}	0.02	2 à 3	-Ebauche - ½ Finition -Finition
80 ^{+0.8} / _{-0.8}	1.6	1	Finition directe
7 ^{+0.15} / _{-0.15}	0.3	1 à 2	Ebauche -Finition
Ch 1.5 Maxi 45°	1.5	1	Finition directe
27 ^{+0.1} / _{-0.1}	0.2	1 à 2	-Ebauche -Finition
22 ^{+0.1} / _{-0.1}	0.2	1 à 2	-Ebauche -Finition

Tableau . IV.2 : Dénomination de la 1ère phase

B – 2ème phase:

On refait les mêmes étapes pour les opérations du 2ème tour :

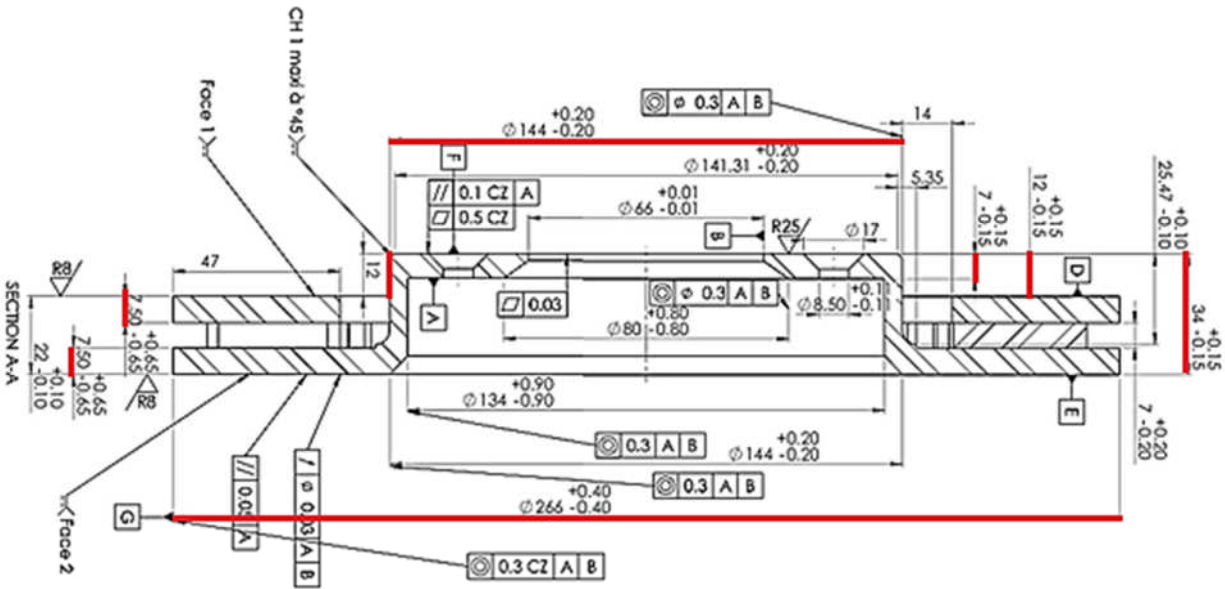


Fig. IV.18 : Dessin démontrant les cotes à usiner de la 2ème phase

Cotations (mm)	Tolérances dimensionnelles (mm)	Nombre d'opérations	Dénomination
144 ^{+0.2} / _{-0.2}	0.4	1à2	-Ebauche -Finition
7 ^{+0.65} / _{-0.65}	1.3	1	-Ebauche -Finition
7 ^{+0.15} / _{-0.15}	0.3	1à2	-Ebauche -Finition
12 ^{+0.15} / _{-0.15}	0.3	1à2	-Ebauche -Finition
34 ^{+0.15} / _{-0.15}	0.3	1à2	-Ebauche -Finition
Ch 1.5 maxi 45°	1.5	1	Finition directe
266 ^{+0.4} / _{-0.4}	0.8	1	Finition directe
Ch 1 maxi 45°	1	1	Finition directe

Tableau . IV.3 : Dénomination de la 2ème phase

C - 3ème phase :

Cette phase correspond à l'usinage des surfaces qui contiennent des tolérances géométriques.

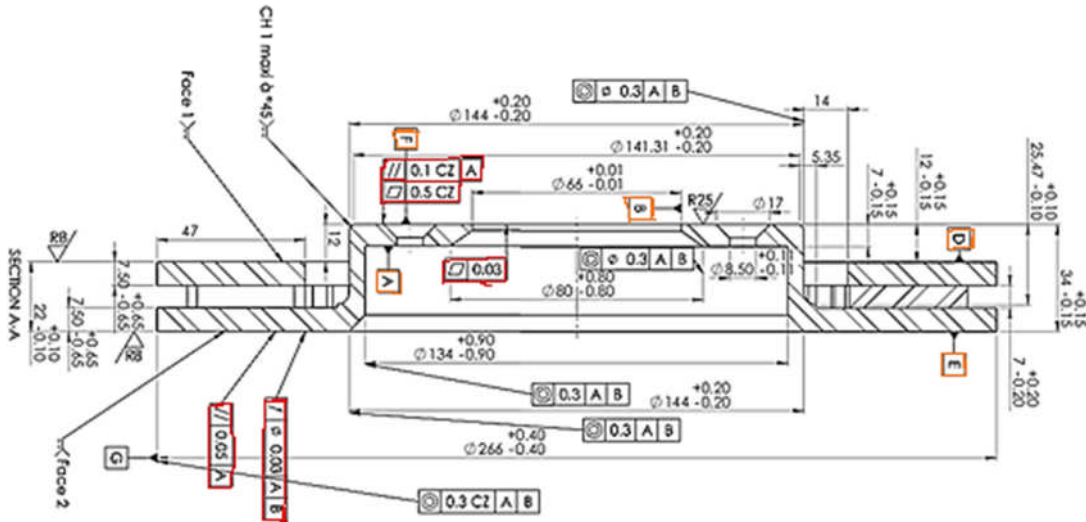


Fig. IV.19 : Dessin démontrant les cotes à usiner de la 3ème phase

Le tableau ci-dessous décrit ces tolérances et leurs définitions par rapport au dessin de la figure

Tolérances géométrique	Désignation	Tolérances géométrique	Désignation
	La face 2 doit être comprise entre 2 plans // distants de 0.05mm par rapport à la surface A.		L'axe de Ø144 doit être compris dans une zone de Ø 0.3mm coaxial à A et B.
	En tout point de la face B le battement axial (// à A) ne doit pas dépasser 0.03 pendant une rotation complète autour de A.		L'axe de Ø 134 doit être compris dans une zone de Ø 0.3mm coaxial à A et B.
	La face F doit être comprise entre 2 plans // distants de 0.1 (Zone commune) par rapport à la surface A. CZ : Groupe d'éléments tolérances, extraits, surfaces du skin model (non idéales) nominalement planes.		L'axe de Ø 266 doit être compris dans une zone de Ø 0.3mm coaxial à A et B
	La surface F doit être comprise entre 2 plans // distants de 0.5mm.		La surface A doit être comprise entre 2 plans // distants de 0.03mm

Tableau . IV.4 : Désignation des tolérances

IV .2.2.2) Tableaux d'élaboration de la gamme opérationnelle :

Après avoir déterminé le nombre d'opérations nécessaires à l'obtention de la qualité souhaitée, on définira l'ensemble des opérations d'usinage qu'il convient d'effectuer pour arriver au produit final. On ajoutera aussi, les outils utilisés pour chaque surface.

A - Tableau de la 1ère opération :

Caractéristiques à effectuer	Valeur (mm)	Outillage
Chanfrein de la face 2, finition directe	1.5 Maxi à 45°	Outil coudé à charioter
Dressage de la face (2), -Ebauche	22.5(±0.2)	Outil à dresser
DEGAGEMENT de la face (2) Ebauche	144 (±0.2)	Outil à dresser
Alésage des diamètres inter bol, finition directe	134 (±0.9)	Outil à aléser
Dressage face appuie moyeu, ébauche	27(±0.1)	Outil à dresser
Chanfrein diamètre centrage coté face appuie moyeu, finition directe	80(±0.8)	Outil coudé à charioter
Alésage diamètre centrage, ébauche	66(±0.01)	Outil à aléser

Tableau . IV.5 : Valeur et outillage de chaque caractéristique (1ère OP)**B - Tableau de la 2ème opération :**

Caractéristiques à effectuer	Valeur(mm)	Outillage
Chanfrein de face (1), finition directe	1.5 Maxi à 45°	Outil coudé à charioter
Dressage de face (1), ébauche	47 (±0.2)	Outil à dresser
Diamètre extérieur bol, finition directe	144(±0.2)	Outil à dresser
Chanfrein bol, finition directe	1.5 maxi 45°	Outil coudé à charioter
Dressage face jante, ébauche	34 (±0.15)	Outil à dresser
Dressage dégagement de marquage coté face jante, finition directe	72	Outil à dresser
Chanfrein diamètre centrage coté face jante	1.5 maxi à 45°	Outil coudé à charioter

Tableau . IV.6 : Valeur et outillage de chaque caractéristique (2ème OP)**C - Tableau de la 3^{ème} opération :**

Caractéristiques à effectuer	Valeur(mm)	Outillage
Dressage de F1 et F2, finition	12±0.25 22±0.2	Outil à dresser
Dressage face jante, finition	34±0.15	Outil à dresser
Dressage face appui moyeu, finition	7±0.15	Outil à dresser
Alésage diamètre centrage, finition	66±0.01	Outil à aléser

Tableau . IV.7 : Valeur et outillage de chaque caractéristique (3ème OP)

D - Tableau de la 4ème opération :



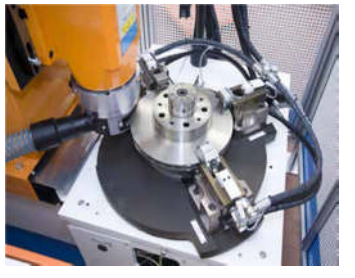
Caractéristiques à effectuer	Valeur (mm)	Outils
Perçage 4 trous	13.6±0.4	Foret
Perçage et fraisage des 2 trous	8.5±0.1	Foret étagé




Tableau . IV.8 : Valeur et outillage de chaque caractéristique (4ème OP)

IV .2.3) Etape 3 :**IV .2.3.1) Gamme d'usinage :**

Le processus d'usinage englobe les quatre opérations traitées auparavant, en plus de d'autres opérations qui servent à améliorer l'état final du disque ventilé. Ces dernières vont être démontrées dans la gamme d'usinage.

La gamme de fabrication est un document d'archive qui précise clairement les différentes phases de fabrication du produit. Ce document englobe toutes les étapes réalisées auparavant

Gamme de fabrication				
Elément : Disque ventilé		Matière : FONTE GL		Cadence : 100 disques/heure
N°	Opération	Machine-outil	Image correspondante	
10	Réception du disque brut			
20	Tournage	TOUR CNC		
30	Tournage	TOUR CNC	//	
40	Tournage	TOUR CNC	//	
50	Perçage	Perceuse multibroche		Réalisation de 6 trous de diamètres différents simultanément
60	Equilibrage	Machine à équilibrer		Enlever de la matière de la surface contenant les ailettes. Elle est programmée à faire une différence entre une pièce bonne et une pièce défectueuse

70	Lavage	Machine de nettoyage		Dégraissage Lavage Séchage
80	Contrôle final	Machine de control		Contrôle de toutes les cotations
90	Protection peinture	Machine de peinture		Peindre des surfaces spécifiques pour protéger le disque du rouillage

IV .2.3.2) Choix des outils :

A-Outil de tournage :

Il existe deux types d'outil de tournage :

- Outil carbure brasé et outil à plaquette.

En effet, notre choix portera sur les outils constitués d'une plaquette caractérisée par un rayon de bec et se limitant par deux arêtes montées sur un corps d'outil car ils sont les plus répandus.

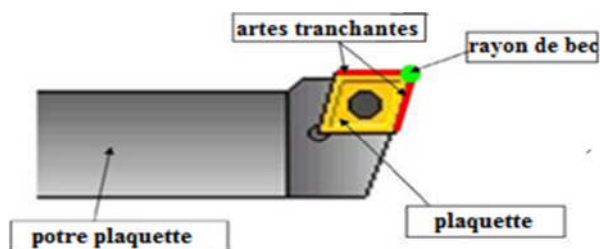


Fig. IV.20 : Outil à plaquette

Ces outils sont choisis en se basant sur plusieurs critères définis par notre fournisseur Sandvik Coromant :

- 1- Présentation des solutions d'attachement : - Outil Coromant Capto® ou à Manche
- 2- Définition du nombre de plaquettes pour chaque opération
- 3- Définition des systèmes d'outillage : - Négatif - Positif
- 4- Choix de la plaquette : - Forme et Nuance

1- Solutions d'attachements :

Différences entre les solutions d'attachements	
Coromant Capto®	Outil à manche
<ul style="list-style-type: none"> - Serrage/Desserrage en moins d'un demi-tour de clef - Les tours standards s'adaptent facilement aux outils à changement rapide - Taille et poids réduits, ce qui facilite leur manipulation 	<ul style="list-style-type: none"> - Gros outils, très lourds et difficiles à manipuler ce qui rend le changement des outils très long

Tableau . IV.9 : Différences entre les solutions d'attachements

2- Nombre de plaquettes nécessaires pour chaque OP :

a- 1ère Opération :

La figure 21 montre le nombre nécessaires de plaquettes pour la 1ère opération.

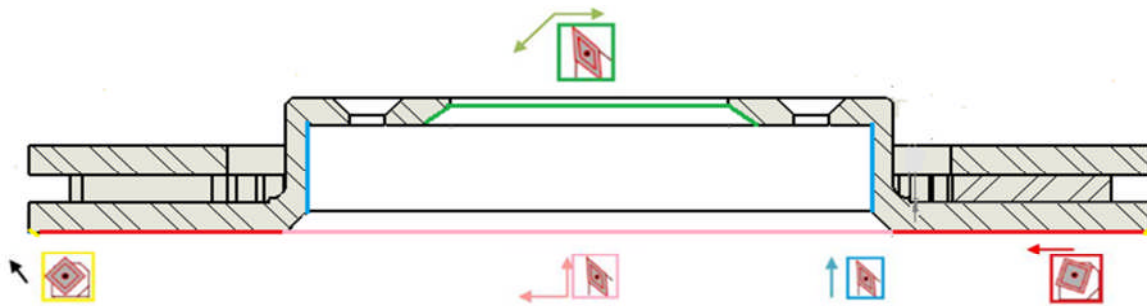


Fig. IV.21 : Démonstration de l'opération de chaque plaquette (1^{ère} OP)

b- 2ème Opération :

La figure 22 montre le nombre nécessaires de plaquettes pour la 2ème opération

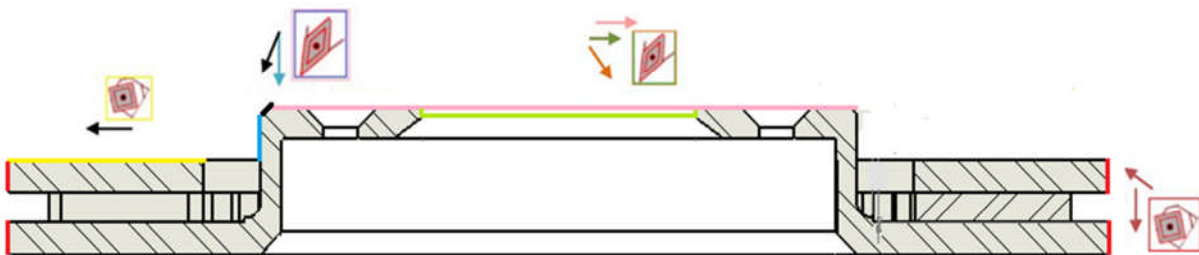


Fig. IV.22 : Démonstration de l'opération de chaque plaquette (2ème OP)

c- 3ème Opération :

La figure 23 montre le nombre nécessaires de plaquettes pour la 3ème opération.

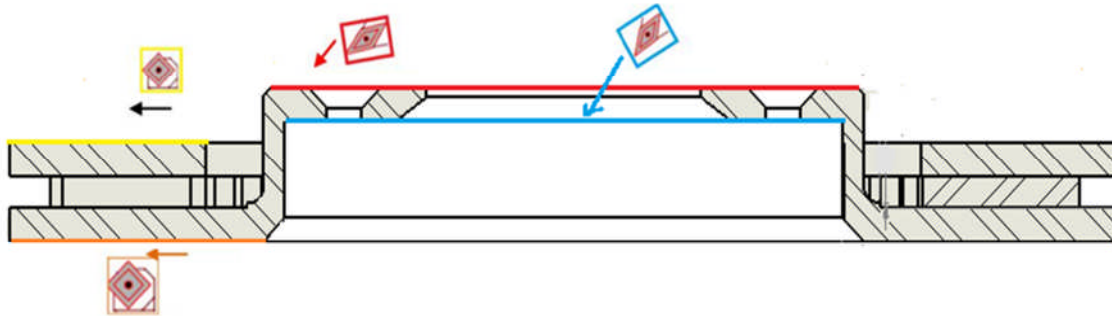


Fig. IV.23 : Démonstration de l'opération de chaque plaquette (3ème OP)

On a besoin donc de 5 plaquettes pour effectuer la 1ère OP et de 4 plaquettes pour la 2ème et la 3ème OP, d'après le catalogue du fournisseur Sandvik, nous aurons besoin de 5 outils pour la 1ère OP, 4 pour la 2ème et pour la 3ème OP. En effet, ce n'est pas une bonne solution vu que notre but ne porte pas juste sur l'usinage mais aussi sur la gestion du temps. Donc, la solution qui sera convenable c'est de commander auprès du fournisseur Sandvik des outils qui se constituent de deux plaquettes ou plus afin de diminuer le temps d'usinage.

3- Définition des systèmes d'outillage :

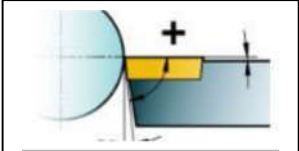
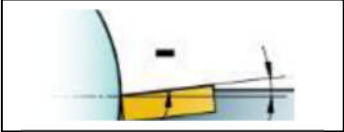
Types de plaquettes		
<p>Positive Non réversible</p>	<p>Négative Réversible (Elle peut être retournée sur son corps d'outil et voit le nombre de ses arêtes doublé, ce qui la rend particulièrement intéressante du point de vue économique)</p>	<p>Positive :</p>  <p>Negative:</p>  <p>Par cette comparaison, on conclut que la forme des plaquettes négatives répond à nos besoins</p>

Tableau . IV.10 : Types de plaquettes

4- Choix de la plaquette :

a-nuance :

Comme on l'a déjà mentionné, la matière du disque de frein est la fonte grise qui est difficile à usiner, donc on aura à faire à des outils de très grandes vitesses de coupe .Ainsi, la fonte devra être usinée à sec pour éviter la corrosion. Donc, les plaquettes choisies doivent supporter la chaleur résultée par les efforts de coupe. La nature de la matière des plaquettes d'après SANDVIK qui répond à ces critères : soit la CBN (nitride de bore cubique) soit la céramique. On choisit la céramique car c'est la moins couteuse.

La nuance choisie est : CC6190

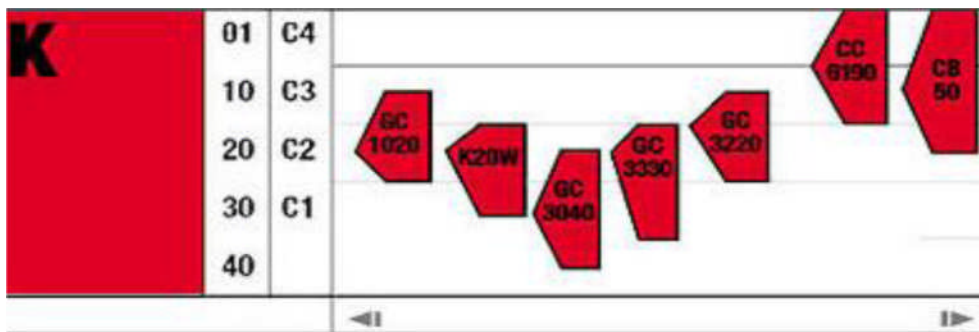


Fig. IV.24 : les nuances des plaquettes selon Sandvik [66]

b-Forme :

Thombique	Thombique	Ronde	Carré	Triangle	Thombique	Trigone
80° C	55° D	 R	 S	 T	35° V	80° W

Tableau . IV.11 : la forme du plaquettes

B-Outil de perçage :

L'offre du fournisseur Sandvik comporte trois solutions de perçage : forets carbure monobloc, forets à embout amovible et forets à plaquettes indexables. Le diamètre est le principal paramètre à prendre en compte dans le choix d'un foret.

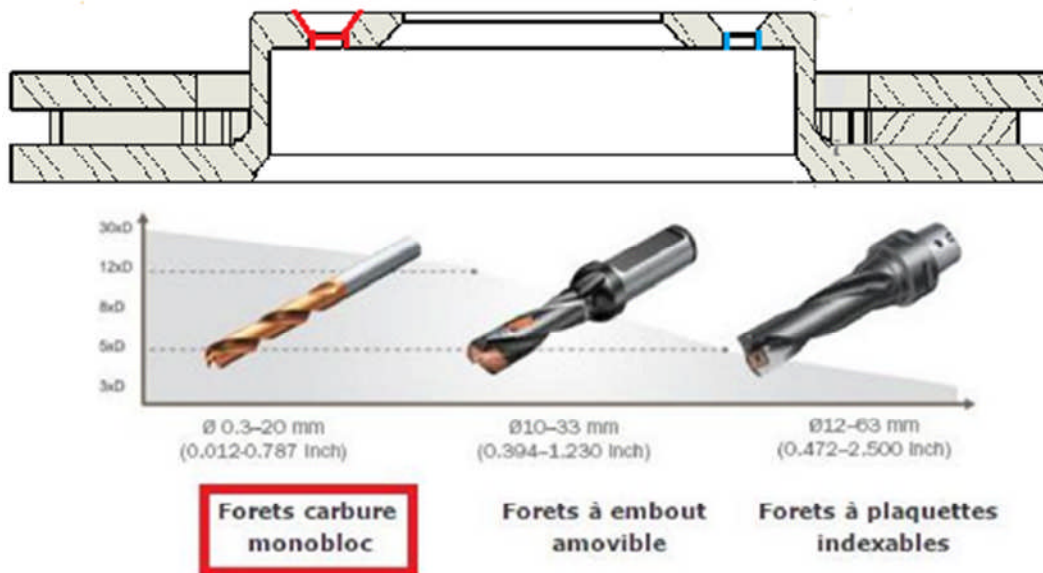


Fig. IV.25 : types de forets selon Sandvik


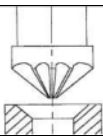
	Longueur (mm)	Diamètre (mm)	Foret choisi
Trou En Bleu	7	13.6	 R842
Trou En Rouge	3.6	D1=8.5 D2=12	

Tableau . IV.12 : choix de forets

IV .2.3.3) Paramètres de coupe et d'avance :

Lors de l'usinage d'une pièce, l'enlèvement de la matière est réalisé par la conjonction de deux mouvements relatifs entre la pièce et l'outil : Mouvement de coupe (vitesse de coupe) et le mouvement d'avance (vitesse d'avance).

- La vitesse de coupe est la longueur du copeau enlevé exprimée en mètre par un outil de coupe en une minute. Elle est utilisée pour déterminer la fréquence de rotation (Vitesse de Rotation n)

Cette vitesse qui s'exprime toujours en mètres par minute (m/min) se calcule ainsi: $Vc = \pi \times d \times n / 1000$

Avec :

- Vc vitesse de coupe en *m/min*
- d : diamètre en mm au point d'usinage
- N : correspond à la fréquence de rotation de la pièce en *tour/minute*

La vitesse d'avance Vf c'est la vitesse du déplacement entre la pièce et l'outil. Cela correspond à la longueur d'usinage réalisé pendant la durée d'une minute.

Elle est définie par : $Vf = f \times n$

f : avance en *mm/tour*

Vf : vitesse d'avance en *mm/min*

En effet chaque outil choisi est caractérisé par des conditions de coupe et d'avance donnés par le fournisseur Sandvik :

$Vc = 650 \text{ m/min (490-750)}$, $f = 0.25 \text{ mm/tour (0.15-0.6)}$

Sans oublier de respecter ces deux relations de calcul d'avance :

$F(\text{Ebauche}) = 0.4 \times \text{Rayon De Bec}$

$F(\text{Finition}) = 0.2 \times \text{Rayon De Bec}$ T.Q : Rayon De Bec = 1.6 Mm

- **Longueur Usinée L (Mm)** : Distance Parcourue Par L'outil En Usinant Une Surface.

- **Temps de copeaux T (min)** : Temps nécessaire qu'effectue l'outil en usinant la longueur.

$T = L / Vf$

Ce tableau montrera les différentes vitesses choisies dépendant des opérations de la 1ère OP :

Opérations	Ebauche				Finition				Justification
	Vc	f	d	N	Vc	f	d	N	
Chanfrein piste F2	650	0,25	266	777.8	700	0,4	266	837.6	-1ère Op effectuée sur la pièce brute Avance très faible. -Chanfrein loin de l'origine de la pièce Vc importante
Dressage piste F2	630	0,5	122	1695.9					-F2 grande surface à usiner Avance augmentée -f augmentée Vc diminuée
Alésage des diamètres inter bol	650	0,6	134	1544	700	0,3	134	1662.8	//
Alésage diamètre centrage	500	0,6	66	2411.4					L'approche de l'outil de l'origine de la pièce Vc diminuée
Chanfrein diamètre centrage	530	0,6	80	2108.8	510	0,3	80	2029.2	//

Tableau . IV.13 : calcul des paramètres de coupe et d'avance de l'op 20

Les mêmes démarches sont appliquées au niveau des deux autres opérations de tournage. (Ceci est rédigé clairement dans les contrats de phase)

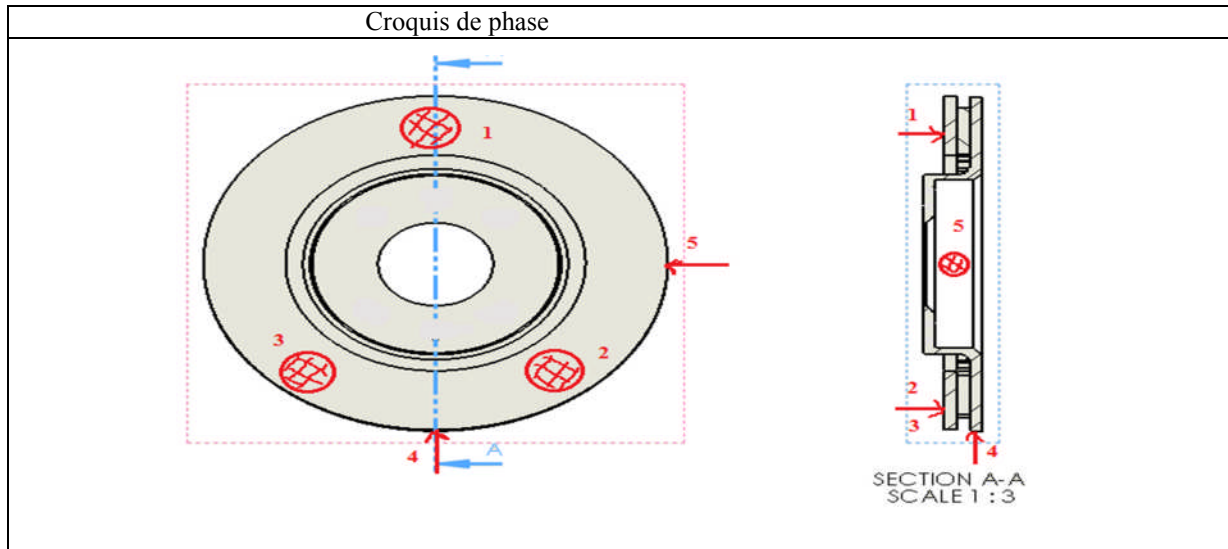
IV .2.4) Etape 4:

IV .2.4.1) Contrat de phase :

C'est un document qui peut être prévisionnel ou définitif. Il indique précisément pour chaque phase: la mise en position de la pièce avec les éléments technologiques et son maintien en position, la référence des outils avec leurs paramètres de coupe et de passe ainsi que les temps de coupe utiles. Le contrat de phase de l'OP 20 est le suivant (pour les autres OP, voir Annexe).

Contrat de phase

Mode d'usinage : Tournage	Matière : Fonte GL
Elément : Disque de frein ventilé	Cadence : 100 disques/ h
Phase : OP20	Machine : TOUR CNC



Désignation des opérations		Outillages	Éléments et conditions						
			Fabrication	De coupe			De passe		
				Vc	f	n	Vf	L	temps copeaux
1	Chanfrein piste F2(EB)	T1.a1	650	0.25	777.8	194.5	3	0.015	
2	Chanfrein piste F2(FI)	T1.a2	700	0.4	837.6	335.04	3	0.009	
3	Dressage piste F2 (EB)	T1.b	630	0.6	2110.9	1266.3	46	0.036	
4	Dégagement (EB)	T2.a1	650	0.6	1285	771.06	11	0.014	
6	Alésage des diamètres inter-bol(EB)(RAPIDE SUR DEBUT)	T2.a2	650	0.6	1427	856.2	26.5	0.031	
7	Alésage des diamètres inter-bol(EB)(RALENTISSEMENT EN FIN)	T2.a2	650	0.6	1426.9	856.1	7	0.008	
8	Alésage diamètre centrage (EB)	T3.a1	500	0.6	2411.4	1446.8	8	0.005	
9	Chanfrein diamètre centrage (EB)	T3.a2	530	0.6	2029.2	1217.5	14	0.011	
10	Dressage face appui moyeu (EB)	T3.a3	650	0.6	2424	1579.4	42.5	0.026	
11	Chanfrein diamètre centrage(FI)	T3.b1	510	0.3	2029.2	608.76	7	0.011	
12	Alésage des diamètres inter-bol(FI)	T3.b2	700	0.3	1782.5	534.7	24.5	0.045	
13	Dégagement (FI)	T3.b3	700	0.3	1401.3	420.4	8	0.019	

IV .2.4.2) Temps de cycle :

C'est le temps nécessaire à un article pour passer d'un point d'entrée à un point de sortie d'une gamme. Connaître le temps de cycle c'est connaître la cadence et donc savoir dimensionner les ressources nécessaires pour faire face à un besoin ou connaître la capacité de traitement d'un processus.

Le temps de cycle est composé de trois temps nécessaire :

Les Temps Manuels (Tm): pour les tâches réalisées par un opérateur uniquement.

Les Temps Technologiques(Tt) : pour les tâches réalisées par une machine seule.

Les temps masqués (Tz) : c'est le temps correspondant à un travail manuel effectué pendant que l

a machine travaille. Ce temps n'est donc pas pris en compte dans la durée du cycle.

ETUDE DE PHASE		Pièce : disque de frein ventilé Machine : tour à commande numérique Phase :20		
		Temps en secondes		
Désignation des opérations et éléments de travail		Tt	Tm	Tz
1	Prendre et monter pièce dans montage		4	
2	Fermer le capotage		3	
3	Appuyer sur départ cycle		3	
4	Serrage de la pièce	2.5		
5	Mise en rotation de la broche	2.5		
6	Approcher outil 1 et avance rapide	2.5		
7	Usinage outil T1	7.2		
8	Recul rapide et évoluer tourelle	2.5		
9	Approcher outil 2 et avance rapide	2.5		
10	Usinage outil T2	2.1		
11	reculer et évoluer tourelle	2.5		
12	Approche outil 3 et avance rapide	2.5		
13	Usinage outil T3	9.1		
14	Retour rapide	2.5		
15	Arrêt rotation de la broche	2.5		
16	Desserrage de la pièce	2.5		
17	Ouvrir le capotage		3	
18	Démonter la pièce		5	
19	Poser la pièce		6	
20	Nettoyer le montage		5	
21	Contrôler la pièce			25
		Totaux	43.4	29
		Temps total	72.4 secondes	

Tableau . IV.14 : Temps de cycle OP 20

ETUDE DE PHASE		Pièce : disque de frein ventilé Machine : tour à commande numérique Phase :30		
Désignation des opérations et éléments de travail		Temps en secondes		
		Tt	Tm	Tz
1	Prendre et monter pièce dans montage		6	
2	Fermer le capotage		3	
3	Appuyer sur départ cycle		3	
4	Serrage de la pièce	2.5		
5	Mise en rotation de la broche	2.5		
6	Approcher outil 1 et avance rapide	2.5		
7	Usinage outil T1	11.3		
8	Recul rapide et évoluer tourelle	2.5		
9	Approcher outil 2 et avance rapide	2.5		
10	Usinage outil T2	3.1		
11	Retour rapide	2.5		
12	Arrêt rotation de la broche	2.5		
13	Desserrage de la pièce	2.5		
14	Ouvrir le capotage		3	
15	Démonter la pièce		5	
16	Poser la pièce		6	
17	Nettoyer le montage		5	
18	Contrôler la pièce			25
		Totaux	34.4	31
		Temps total	65.4 secondes	

Tableau . IV.15 : Temps de cycle OP 30

ETUDE DE PHASE		Pièce : disque de frein ventilé Machine : tour à commande numérique Phase :40		
Désignation des opérations et éléments de travail		Temps en secondes		
		Tt	Tm	Tz
1	Prendre et monter pièce dans montage		6	
2	Fermer le capotage		3	
3	Appuyer sur départ cycle		3	
4	Serrage de la pièce	2.5		
5	Mise en rotation de la broche	2.5		
6	Approcher outil 1 et avance rapide	2.5		
7	Usinage outil T1	6.4		
8	Reculer rapide et évoluer tourelle	2.5		
9	Approcher outil 2 et avance rapide	2.5		
10	Usinage outil T2	6.4		
11	reculer et évoluer tourelle	2.5		
12	Approche outil 3 et avance rapide	2.5		
13	Usinage outil T3	3.25		
14	Retour rapide	2.5		
15	Arrêt rotation de la broche	2.5		
16	Desserrage de la pièce	2.5		
17	Ouvrir le capotage		3	
18	Démonter la pièce		5	
19	Poser la pièce		6	
20	Nettoyer le montage		5	
21	Contrôler la pièce			20
		Totaux	41.05	31
		Temps total	72.05 secondes	

Tableau . IV.16 : Temps de cycle OP 40

ETUDE DE PHASE		Pièce : disque de frein ventilé Machine : perceuse Phase :50		
Désignation des opérations et éléments de travail		Temps en secondes		
		Tt	Tm	Tz
1	Prendre et monter pièce dans montage		6	
2	Fermer le capotage		3	
3	Appuyer sur départ cycle		3	
5	La descente de la broche	4.5		
6	Serrage de la pièce	2.5		
7	Usinage	1.5		
16	Desserrage de la pièce	2.5		
8	Recul rapide de la broche	4.5		
17	Ouvrir le capotage		3	
18	Démonter la pièce		5	
19	Poser la pièce		6	
20	Nettoyer le montage		5	
21	Contrôler la pièce			20
Totaux		15.5	31	
Temps total		46.5 secondes		

Tableau . IV.17 : Temps de cycle OP 50

Le temps de cycle de notre processus= $\text{MAX}(T(\text{OP}20), T(\text{OP}30), T(\text{OP}40), T(\text{OP}50))$
 $= 72.4$ secondes.

IV .3) Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons mentionné toutes les étapes de la fabrication d'un disque de frein jusqu'au contrat de phase, nous n'avons réalisé qu'une seule étape pour tenir le contrat de phase et calculer tous les temps pour les autres étapes. Il ne reste plus que passer à la fabrication de la pièce en atelier. Nous avons utilisé le programme SOLIDWORKS pour concevoir le dessin de définition avec toutes ses données, et nous allons utiliser le programme CAMWORK pour terminer la pièce dans des machines à commande numérique, et ce travail, nous l'avons fait dans le rapport de stage.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans ce mémoire, nous avons présenté une modélisation numérique du contact disque – plaquettes, en utilisant le logiciel ABAQUS car il est considéré comme un logiciel de calcul par éléments finis très puissant pour la résolution des problèmes statiques et dynamiques. nous avons fait une étude de comportement de disque frein, les résultats de calcul obtenus suivant les testes et les paramètres donnés par le logiciel était bien . Le but était l'étude de la simulation et de la conception jusqu'à la fabrication de la commande numérique (code G) de ce disque à l'aide des résultats obtenus :

L'analyse des résultats des simulations nous a donné quelques informations, nous avons donc vérifié la possibilité de l'effet de la température sur la torsion, et vice versa, l'effet de la torsion sur la chaleur, mais la torsion ne produit pas de chaleur élevée ou significative phénomène thermomécanique.

On a vérifié a $t = 0.23s$ Les Répartitions du champ des contraintes équivalentes de Von Mises et de Tresca, nous avons pris la position des valeurs maximale et minimale de déformations dans la plaquette. ABAQUS a donné automatiquement la courbe présentée dans le chapitre 3 d'un élément choisis dans la position de valeur max dans la plaquette.

la répartition de la pression de contact de la plaquette intérieure pour $t = 0.23s$. la pression de contact tend vers des valeurs maximales au niveau du bord inférieur ; on trouve aussi que la pression de contact des plaquettes augmentent dans le couplage thermique et mécanique thermomécanique.

Pour l'Influence de la pression de contact sur la température de disque sont $32.5^{\circ}c$; $219.46^{\circ}c$; $745.38^{\circ}c$ pour la pression de contact $0.77 \times 10^6 Pa$; $1 \times 10^6 Pa$; $1 \times 10^7 Pa$; $1 \times 10^8 Pa$. et $126^{\circ}c$; $624.66^{\circ}c$; $2482.02^{\circ}c$ pour la plaquette.

L'effet de la pression de freinage affecte d'une manière négative sur l'augmentation de la température du disque, comme montre les résultats. Elle produit une chaleur pouvant atteindre 2400 degrés, ce qui dépasse la tolérance du disque en métal, et qui peut entraîner son endommagement rapide. Aussi pour une pression de contact fixe sur $1 \times 10^7 Pa$, l'Influence de la Vitesse de contact sur la température les résultat était $425^{\circ}c$; $353.97^{\circ}c$; $188.59^{\circ}c$ pour les valeurs de vitesse suivant $1810.1 rad/s$; $181.1 rad/s$; $18.1 rad/s$. Quant à la vitesse de rotation, lors d'un freinage brutal à une vitesse de rotation élevée,

Le changement de raffinement de maillage à donner de différents résultats avec une pression de $1E+007 PA$ et une vitesse de rotation $181.1 rad/s$ et $t = 0.1s$. $100^{\circ}c$; $150^{\circ}c$; $250^{\circ}c$ pour 32 ; 476 ; 11732 éléments.

Conclusion Générale

Les résultats ont montré que :

- Les résultats de l'analyse numérique et de simulation sont très similaires aux expériences réelles. Avec la grande différence de gain et de perte de temps qui résulte d'expériences réelles. Cela montre la puissance de l'analyse numérique avec des simulations, sa facilité d'utilisation et tout ce qu'elle rapporte avec un quart de temps et d'argent.
- Le disque ventilé peut réduire la propagation de la chaleur et limiter sa propagation uniquement à la surface où se produit la friction
- La vitesse de rotation a une grande influence sur le comportement Mécanique et thermique
- Les résultats de maillage fine est bien précis.
- ABAQUS est bien précis et spécialisé dans la simulation mécanique thermique mais difficile par rapport à ANSYS.
- ABAQUS C'était un programme très précis et puissant en termes d'analyse des données de température, de tension et de pression qui nécessite des connaissances préalables avant de travailler avec. C'est un programme non exhaustif comme d'autres programmes tels que Katia et le programme SOLIDWORKS, mais chaque programme a son domaine de travail

Dans le dernier chapitre, nous avons essayé de dessiner le dessin de définition du disque, en utilisant le programme ABAQUS, mais nous n'avons pas pu, donc nous l'avons dessiné en utilisant un autre programme de conception, qui est le programme SOLIDWORKS. En fin de compte, tous les résultats obtenus ont prouvé que la technologie utilise toujours des moyens nouveaux et innovants pour améliorer l'efficacité des appareils automobiles, et le disque ventilé est le meilleur exemple.

Références bibliographiques

- [1] Coudeyras, N. (2009). *Analyse non-linéaire des instabilités multiples aux interfaces frottantes: application au crissement de frein* (Doctoral dissertation, Ecullly, Ecole centrale de Lyon).
- [2] Cherirou, A., & Boudab, S. (2015). Etude d'un système de frein à disque.
- [3] Fazio, O. (2016). *Amélioration de la prédictivité des calculs de crissement de frein* (Doctoral dissertation, Lyon).
- [4] Belhocine, A. (2012). *Thermomécanique des disques de frein Application du Code de Calcul ANSYS v11. 0* (Doctoral dissertation, oran; Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf)..
- [5] <https://www.piecesauto-pro.fr/magazine/changer-frein-a-tambour-au-frein-a-disque-1933>
- [6] Benhamel, F.2018 *Etude et réalisation d'un banc d'essai pour un système de freinage* (Doctoral dissertation).
- [7] <https://www.ornikar.com/code/cours/mecanique-vehicule/freins>
- [8] <http://www.entretien-auto.org/quelques-rappels-sur-les-freins.html>
- [9] Rebbah, A. E. (2019). Etude, Conception et Simulation Sous-SOLIDWORKSd'un Système de freinage «frein-disque type ABS et EBD».
- [10] <https://www.piecesauto-pro.fr/magazine/freins-qui-grincent-1588>
- [11] <https://www.ornikar.com/code/cours/mecanique-vehicule/freins/disque>
- [12] Méresse, D. (2011). *Approche thermomécanique de la tribologie à grande vitesse-Application au freinage* (Doctoral dissertation, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis)..
- [13] Nguyen-Tajan, T. M. L. (2002). *Modélisation thermomécanique des disques de frein par une approche eulérienne* (Doctoral dissertation, Ecole Polytechnique X)..
- [14] Yildiz, Y., & Duzgun, M. (2010). Stress analysis of ventilated brake discs using the finite element method. *International Journal of Automotive Technology*, 11(1), 133-138.
- [15] CARRE, J. J. (1993). Technologie du freinage. Freins à disque. *Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, (B5574), B5574-1.
- [16] <http://lir-racing.com/freinage/51-dba-4000-kit-ap-racing.html>
- [17] <https://www.atomix-r.fr/m-189-disques-perces-ou-rainures-sport-.html>
- [18] <http://www.diamax.fr/portfolio/plaquettes-de-frein/>
- [19] <https://forums.audipassion.com/topic/199202-comment-savoir-si-il-faut-changer-disque-de-frein/>
- [20] Limpert, R. (2011). *Brake design and safety* (pp. i-xv). SAE.
- [21] Maluf, O., Angeloni, M., Milan, M. T., Spinelli, D., & Bose Filho, W. W. (2007). Development of materials for automotive disc brakes. *Minerva*, 4(2), 149-158.

- [22] Tumbrink, H. J. (1989). *Measurement of load distribution on disc brake pads and optimization of disc brakes using the ball pressure methods*. *SAE transactions*, 98, 970-979.
- [23]. Djilali, K. A. (2017). *Étude de l'impact de l'humidité sur la tenue tribologique des matériaux de contact glissant*. *Revue des Composites et des Matériaux Avancés*, 27(3-4), 249.
- [24] Berthelot, J. M. (1999). *Matériaux composites: comportement mécanique et analyse des structures*. &, 245, 172.
- [25] Bezazi, A., Amroune, S., Scarpa, F., Dufresne, A., & Imad, A. (2020). Investigation of the date palm fiber for green composites reinforcement: Quasi-static and fatigue characterization of the fiber. *Industrial Crops and Products*, 146, 112135.
- [26] Amroune, S., Bezazi, A., Belaadi, A., Zhu, C., Scarpa, F., Rahatekar, S., & Imad, A. (2015). Tensile mechanical properties and surface chemical sensitivity of technical fibres from date palm fruit branches (*Phoenix dactylifera* L.). *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 71, 95-106.
- [27] Amroune, S., Bezazi, A., Dufresne, A., Scarpa, F., & Imad, A. (2021). Investigation of the date palm fiber for green composites reinforcement: thermo-physical and mechanical properties of the fiber. *Journal of Natural Fibers*, 18(5), 717-734.
- [28] Belaadi, A., Amroune, S., & Bouchak, M. (2020). Effect of eco-friendly chemical sodium bicarbonate treatment on the mechanical properties of flax fibres: Weibull statistics. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 106(5), 1753-1774.
- [29] Bedjaoui, A., Belaadi, A., Amroune, S., & Madi, B. (2019). Impact of surface treatment of flax fibers on tensile mechanical properties accompanied by a statistical study. *International Journal of Integrated Engineering*, 11(6), 10-17.
- [30] Amroune, S., Belaadi, A., Bouchak, M., Makhlof, A., & Satha, H. (2020). Statistical and experimental analysis of the mechanical properties of flax fibers. *Journal of Natural Fibers*, 1-15.
- [31] Amroune, S., Belaadi, A., Dalmis, R., Seki, Y., Makhlof, A., & Satha, H. (2020). Quantitatively Investigating the effects of fiber parameters on tensile and flexural response of flax/epoxy biocomposites. *Journal of Natural Fibers*, 1-16.
- [32] Belaadi, A., Boumaaza, M., Amroune, S., & Bouchak, M. (2020). Mechanical characterization and optimization of delamination factor in drilling bidirectional jute fibre-reinforced polymer biocomposites. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 111(7), 2073-2094.
- [33] Makhlof, A., Belaadi, A., Amroune, S., Bouchak, M., & Satha, H. (2020). Elaboration and Characterization of Flax Fiber Reinforced High Density Polyethylene Biocomposite: Effect of the Heating Rate on Thermo-mechanical Properties. *Journal of Natural Fibers*, 1-14.

- [34] AMROUNE, S. (2016). Caractérisations mécaniques et étude de l'endommagement des matériaux composites renforcés par des fibres de palmier (Doctoral dissertation, GUELMA).
- [35] Maache, M., Bezazi, A., Amroune, S., Scarpa, F., & Dufresne, A. (2017). Characterization of a novel natural cellulosic fiber from *Juncus effusus* L. Carbohydrate polymers, 171, 163-172.
- [36] Kennedy Jr, F. E., & Ling, F. F. (1974). *A thermal, thermoelastic, and wear simulation of a high-energy sliding contact problem*.
- [37] Tirovic, M., & Day, A. J. (1991). Disc brake interface pressure distributions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 205(2), 137-146.
- [38] Jaenudin, Jamari, J., & Tauviqirrahman, M. (2017, January). *Thermal analysis of disc brakes using finite element method*. In *AIP Conference Proceedings* (Vol. 1788, No. 1, p. 030028). AIP Publishing LLC.
- [39] BERDJI, M. E. B., GHERIBI, N., & Hecini, A. *Modélisation d'une structure en matériaux isotropes par la méthode des éléments finis* (Doctoral dissertation).
- [40] Cook, R. D. (2007). *Concepts and applications of finite element analysis*. John Wiley & sons.
- [41] Oudin, H. (2008). *Méthode des éléments finis* (Doctoral dissertation, Ecole Centrale de Nantes (ECN)).
- [42] Bouleftour, A. (2014). *Evaluation d'éléments finis volumiques dans Abaqus sur des cas tests non linéaires géométriques* (Master's thesis).
- [43] MEFTEH KAMEL. Cours : Introduction général au logiciel Abaqus université de Biskra. 2013.
- [44] Bazergui, A. (2002). *Résistance des matériaux*. Presses inter Polytechnique.
- [45] DENIS, A. (2008). *Présentation général d'Abaqus. Formation des masters*. école central de paris.
- [46] ROZICHI, P. (2007). Formation ABAQUS; Université de Nantes.
- [47] Thomas J. Mackin , Steven C .Noe, K.J .Ball, B.C. Bedell , " *Thermal cracking in disc brakes*" Department of Mechanical and Industrial Engineering, The university of Illinois at Urbana – Champaign. USA September 2000.
- [48] Mackin, T. J., Noe, S. C., Ball, K. J., Bedell, B. C., Bim-Merle, D. P., Bingaman, M. C., ... & Zimmerman, R. S. (2002). *Thermal cracking in disc brakes*. *Engineering Failure Analysis*, 9(1), 63-76.
- [49] Vasudevan, R., & Mayuram, M. M. *SIMULATION OF THERMOELASTIC INSTABILITY IN DISC BRAKES THROUGH FINITE ELEMENT PROGRAMMING*.
- [50] Choi, J. H., & Lee, I. (2004). *Finite element analysis of transient thermoelastic behaviors in disk brakes*. *Wear*, 257(1-2), 47-58.
- [51] Augustins, L. (2014). *Dimensionnement à la fatigue thermomécanique de disques de frein automobiles en fonte à graphite lamellaire* (Doctoral dissertation, Université Pierre et Marie Curie-Paris VI).

- [52] Coudeyras, N. (2009). *Analyse non-linéaire des instabilités multiples aux interfaces frottantes: application au crissement de frein* (Doctoral dissertation, Ecully, Ecole centrale de Lyon).
- [53] Belhocine, A., & Abdullah, O. I. (2020). *Thermomechanical model for the analysis of disc brake using the finite element method in frictional contact*. Multiscale Science and Engineering, 1-15.
- [54] Nathi, G. M., Charyulu, T. N., Gowtham, K., & Reddy, P. S. (2012). Coupled structural/thermal analysis of disc brake. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 1(04), 539-553.
- [55] Ali, B. (2015). Finite Element Analysis of Automotive Disk Brake and Pad in Frictional Model Contact. *International Journal of Manufacturing, Materials, and Mechanical Engineering (IJMMME)*, 5(4), 32-62.
(IJMMME), 5(4), 32-62.
- [56] Collignon, M. (2013). *Compréhension des mécanismes de dégradation de disques de frein pour véhicule «poids lourd» et définition de nouvelles solutions matériaux* (Doctoral dissertation, Ecole Centrale de Lille).
- [57] Amroune, S., Mohamad, B., Moussaoui, M., & Saaidi, H. (2018). *Geometric regeneration and mechanical analysis of a gas turbine blade type Frame 9001 GE*. *Engineering Solid Mechanics*, 6(2),
- [58] Amroune, S., Belaadi, A., Menasri, N., Zaoui, M., Mohamad, B., & Amin, H. (2019). *New approach for computer-aided static balancing of turbines rotors*. *Diagnostyka*, 20.
- [59] Moussaoui, M., Amroune, S., Tahiri, A., & Hachi, B. (2020). *Brittle fracture investigation from disc specimen weakened by U-notch in mixed mode I+ II*. *Engineering Solid Mechanics*, 8(4), 337-352
- [60] Madani, G. R. I. N. E., & Mustapha, G. H. E. B. O. U. L. I. (2019). Étude de l'effet de l'orientation des fibres sur la rupture des bétons polymères (BP) (Doctoral dissertation, UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF-M'SILA).
- [61] RTA .2016 *Revue technique automobile* Peugeot 306 Diesel 02/1993>03/2002 2.0HDI
- [62] EUROPÉENNE, O. D. L. U. (2004). Commission européenne. *Journal officiel de l'Union européenne C*, 17, 1.
- [63] - MRABTI LAMIAE - IDRISSE BOUYAHYAOUY YASMINA, 8 Juin (2016). *Processus d'usinage d'un disque de frein ventilé*. Université de Fès Maroc
- [64] <https://forum-auto.caradisiac.com/topic/211722-reportage-fabrication-dun-disque-de-frein/>
- [65] Guide pratique de la productique A.Chevalier , J.Bohan , A.Molina Hachette technique 2000
- [66] Coromant, S. A. N. D. V. I. K. (2009). Catalogue Général. *Outils de coupe Sandvik Coromant, Tournage–Fraisage–Perçage–Alésage-Attachements*.