

République Algérienne Démocratique et Populaire

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE DE JIJEL

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique



Projet de Fin d'Études

03

*Pour l'Obtention du Diplôme
De Master 2 en Génie Mécanique
Option : Mécanique des structures et matériaux*



Thème

**ETUDE ET CONCEPTION D'UN BANC D'ESSAIS
POUR DAIGNOSTIC DES MACHINES
TOURNANTES**

Les membres du jury :

Mr GUERAICHE LARBI
Dr WAHID BOUKHEROUBA
Dr KHELF ILYES

Président
Examineur
Encadreur

Présenté par :

Bouhanna Ibtissam
Kerdoune Fatima Zahra

Promotion 2015

Université de Jijel

Remerciements

Tout d'abord, nous tenons à remercier Dieu le tout - puissant, de nous avoir guidées à travers nos choix et notre travail.

Nous tenons à exprimer notre sincère gratitude à notre directeur de mémoire, Monsieur, Dr ***KHELF ILYES***, d'avoir accepté d'assurer la direction du présent mémoire.

Nous le remercions infiniment pour sa grande contribution à l'aboutissement de ce travail, sa disponibilité et ses judicieuses remarques. Pour tout cela, nous tenons à lui exprimer notre vive reconnaissance.

Nous remercions de même les membres du jury qui nous ont fait l'honneur de juger ce travail.

Nous tenons également à remercier chaleureusement Monsieur. Dr ***MOHAMMED KANOUNI*** chef du département de génie mécanique à l'université de Jijel pour ses encouragements.

Nos plus sincères remerciements s'adressent aux enseignants du département de génie mécanique de l'université de Jijel Monsieur Dr ***HAMOU BOUNIB***, Mr ***FENINECH HOCINE***, Mr ***RACHID BELHADEF***, Mr ***GUERAICHE LARBI***, Mr ***SAMIR BOUNNECHE***, Dr ***WAHID BOUKHEROUBA*** et Madame Dr ***BOUCHELEGHEM HAJIRA***.

Nous sommes aussi très reconnaissants envers l'ensemble du personnel du département de génie mécanique.

Nous adressons nos plus sincères remerciements à nos familles de nous avoir encouragées et soutenues durant toutes nos années d'études.

Une pensée pour tous nos amis qui nous ont soutenus au cours de ces années.



DÉDICACES



Je dédie ce travail:

A mes très chers parents « Rabah et Razika » qui m'a tant donnée sans rien à prendre, ceux qui ont vraiment octroyée la lumière pour un aveugle et la richesse pour un pauvre, je remercie infiniment pour leurs aide et leurs soutien moral.

A mes adorables et très chères sœurs : Mofida , Samira, Hanane , Sabrina et mon petit chers frère : Walid qui ma tant donnée et soutenue.

A tous mes chères amies , en particulier Nadjat

A mon binôme : Fatima

A tous mes collègues de la promotion 5eme année Mécanique 2014/2015

A ceux qui ont cru en moi,

A ceux qui croient en moi

A ceux qui croiront toujours en moi

Et A Tous ce qui mon aidée ,

Ibtissam



DÉDICACES



Je dédie ce travail:

A mes très chers parents « Houssine et Massika » qui m'a tant donnée sans rien à prendre, ceux qui ont vraiment octroyée la lumière pour un aveugle et la richesse pour un pauvre, je remercie infiniment pour leurs aide et leurs soutien moral.

A mes adorables et très chère sœur Hanane et mes chers frères : Wahid Walid, Dirar mon petit Nadir.

A toute ma grande famille sans oublier la famille Bouaza qui ma tant donnée et soutenue.

A tous mes chères amies : Fadila, Amina, lamia,

A mon binôme : Ibtissam

*A tous mes collègues de la promotion 2ème année
Master mécanique option MSM 2014/2015*

*A ceux qui ont cru en moi,
A ceux qui croient en moi
et A ceux qui croiront toujours en moi*



fatima

Sommaire

Introduction générale.....	01
CHAPITRE I : Etude bibliographique sur les machines tournantes	
I.1 Introduction	03
I.2 Politique de maintenance	03
I.3 Maintenance des machines tournantes	03
I.3.1 Différents types de maintenance	04
I.3.1.1 Maintenance Préventive	04
I.3.1.1.1 Maintenance Préventive systématique	04
I.3.1.1.2 Maintenance Préventive conditionnelle	05
I.3.1.1.3 Maintenance Préventive prévisionnelle	05
I.3.1.2 Maintenance corrective	05
I.3.1.3 Maintenance palliative (Dépannage)	05
I.3.1.4 Maintenance curative	05
I.4 Principaux défauts affectant les machines tournante	06
I.4.1 Principaux défauts des roulements	06
I.4.1.1 Usure abrasive.....	06
I.4.1.2 Grippage et usure adhésive.....	06
I.4.1.3 Empreintes	06
I.4.1.4 Déséquilibre thermique	06
I.4.1.5 La fatigue	06
I.4.2 Modes de défauts de roulement	07
I.4.3 Principaux défauts des engrenages.....	07
I.4.3.1 Défauts répartis	08
I.4.3.1.1 Usure abrasive et adhésive	08
I.4.3.1.2 Pitting ou piqûres	08
I.4.3.2 Défauts localisés	09
I.4.3.2.1 Écaillage	09
I.4.3.2.2 Fissuration.....	09
I.4.3.2.3 Grippage	09
I.4.4 Principaux défauts des courroies	10
I.4.5 Principaux défauts d'équilibre.....	11
I.4.5.1 Perte de matière	11

I.4.5.1	Fluage.	11
I.4.5.1	Érosion, dépôt de matière.	11
I.4.5.1	Déformation des rotors	12
I.4.5.1	Glissement et dilatation contrariée des bobinages de machines électriques.	12
I.4.5.1	Dissymétrie d'arbres.	12
I.4.5.1	Fissuration transverse d'arbre	12
I.5	Méthodes de surveillances.	12
I.5.1	L'analyse vibratoire	14
I.5.2	L'analyse des lubrifiants.	15
I.5.3	La thermographie infrarouge.	15
I.5.4	L'analyse acoustique	16
I.5.5	Vitesse angulaires instantanée.	17
I.5.6	Autres outils de surveillance	17
I.5.7	Choix de la méthode	17
I.6	Etat de l'art des bancs d'essais.	18
I.7	conclusion	22

CHAPITRE II : Pré-étude de conception

II.1	Introduction.	23
II.2	Le cahier des charges.	23
II.2.1	Les attentes techniques.	23
II.2.1.1	Représentatif des machines tournantes.	23
II.2.1.2	Dispositif modulable (facilité de montage et de modification des éléments)	23
II.2.1.3	Vitesse de fonctionnement variable.	23
II.2.1.4	Possibilité de chargement	24
II.2.2	Analyse de solutions vues dans les littératures.	24
II.2.2.1	Solution 1.	25
II.2.2.2	Solution 2	26
II.2.2.3	Solution 3	27
II.2.2.4	Solution 4	27
II.3	Solution proposé.	28
II.3.1	Structure générale et cinématique du banc.	28

II.3.1.1	La première configuration	29
II. 3.1.2	La deuxième configuration.	29
II. 3.1.3	La troisième configuration.	30
II. 3.1.3	La quatrième configuration.	31
II.4	Conclusion	31

CHAPITRE III : Dimensionnement des éléments du banc d'essai

III.1	Introduction	32
III.2	Choix, conception, positionnement et montage des différents éléments	32
III.2.1	Définition primaire de la structure	32
III.2.2	Moteur.	35
III.2.3	Dispositif de freinage	37
III.2.4	Accouplement	39
III.2.5	Paliers à roulements	42
III.2.5.1	Support de l'arbre disque.	43
III.2.5.2	Support Réducteur	45
III.2.6	Les engrenages	48
III.2.6.1	Engrenage à denture droite	48
a	Dimensionnement	49
b 1	Effort de contact	50
b 1.1	Action de contact $f_{2/1}$	50
b 1.2	Effort tangentiel F_T	50
b 1.3	Effort radial F_R	50
c.	Calcul de $F_{2/1}$, F_T et F_R	50
c.1	Charge supportée par les engrenages	51
c.2	Calcul de la résistance de la dent (Méthode de lewis)	52
III.2.7	Courroies	54
III.2.7.1	Courroies trapézoïdales	54
a.	Dimensionnement de courroies trapézoïdales classiques	55
b.	Calcul des courroies trapézoïdales	57
III.2.8	Conception du Carter	59
III.2.9	Support frein.	61
III.2.10	Disque d'inertie	61
III.2.11	Dimensionnement primaire des arbres	62
a.	Arbre réducteur	62

b. Arbre disque.....	63
III.2.12 Instrumentation en capteur.....	65
III.2.13 Dimensionnement de la structure.....	66
III.3 Conclusion.....	67

CHAPITRE IV : Simulation numérique

IV.1 Introduction.....	68
IV.2 Calcule des arbres.....	68
IV.2.1 Arbre Réducteur 1.....	68
IV.2.2 Arbre Réducteur 2.....	72
IV.2.3 Arbre Disque 1.....	75
IV.2.4 Arbre Disque 2.....	78
IV.3 Simulation.....	82
IV.3.1 Simulation du comportement du CARTER.....	82
IV.3.2 Simulation de support frien.....	87
IV.3.3 Simulation du comportement des profilés.....	91
IV.4 Conclusion.....	95

CHAPITRE V : Notice d'assemblage

V.1 Introduction.....	95
V.2 Dessin d'ensemble.....	95
V.3 Notice d'utilisation.....	96
V.4 Conclusion.....	107
Conclusion générale.....	108
Annexe.....	109

Nomenclature

SYMBOLE	Désignation et Unité
R_{pe}	Contrainte admissible par le matériau (traction)
C_1	Le couple moteur de la roue 1 (Nm)
C_2	Le couple récepteur de la roue 2 (Nm)
K_V	Coefficient correcteur fonction de la vitesse de la courroie
K_s	Coefficient correcteur fonction des conditions de service
K_p	Coefficient correcteur fonction du diamètre de la poulie
N_d	Vitesse de la petite poulie (tr/min)
N_D	Vitesse de la grande poulie (tr/min)
d_p	Diamètre primitif de la petite poulie
D_P	Diamètre primitif de la grande poulie
L_P	Longueur primitif de la courroie
l_p	Largueur primitive de la section de la courroie
V	Vitesse linéaire de la courroie (m/s)
P	Puissance réelle à transmettre (W)
P_S	Puissance de service ou puissance corrigé
P_b	Puissance de base de la courroie
P_a	Puissance admissible par la courroie
K_L	Coefficient correcteur fonction de la longueur primitive L_p

K_{θ}	Coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement θ
$\theta = \theta_d$	Angle d'enroulement sur la petite poulie
F_r	Force radiale (N)
F_a	Force axiale (N)
X	Facteur radiale
Y	Facteur axiale
p	Charge équivalente (N)
L_{10}	Durée de vie en millions de tours
C	Charge dynamique de base (N)
N	Vitesse de rotation (tr/min)
μ	Coefficient de frottement entre la courroie et les flasques de la poulie
T	Tension du brin tendu (N)
t	Tension du brin mou « $t < T >$ » (N)
T_0	Tension initiale de la courroie (N)
f	Coefficient de frottement entre poulie et courroie

Listes des figures

Chapitre I : Etude bibliographique sur les machines tournantes

Figure I.1: La fonction globale d'une politique de maintenance.	4
Figure I.2: Type de maintenance.	5
Figure I.3: Défauts réels de roulement réparti et localisé.	7
Figure I.4: Exemple des défauts des éléments de roulement.	7
Figure I.5: Systèmes d'engrènement.	8
Figure I.6: Exemple des défauts répartis des engrenages.	9
Figure I.7: Le grippage "Engrenage".....	9
Figure I.8: Défauts réels d'engrenage réparti et localisé.	10
Figure I.9: Exemple d'une transmission par courroies.	10
Figure I.10: Photo d'un balourd.	11
Figure I.11: Défaut de balourd.	12
Figure I.12: Exemple de l'analyse vibratoire.	14
Figure I.13: Exemple de la thermographie infrarouge pour détecter un défaut d'engrenage.	16
Figure I.14 : Analyse acoustique.	16
Figure I.15: Vue de dessus de la transmission de puissance.	19
Figure I.16: Photo du banc d'essai.	20
Figure I.17: Banc d'essai du laboratoire LDYA de boumerdes	21

CHAPITRE II : Pré-étude de conception

Figure II.1: Banc bruit.	25
Figure II. 2: Architecture du banc d'essais (RB : Roulement à billes RR : Roulement à rouleaux cylindrique.	26
Figure II. 3: Banc d'essai de roulements.	26
Figure II. 4: Schéma du banc d'essai.	27
Figure II. 5: Photo du banc d'essai.	28
Figure II.6: Schéma de la première configuration.	29
Figure II.7: Schéma de la deuxième configuration.	30
Figure II. 8: Schéma de la troisième configuration.	30
Figure II. 9: Schéma de la quatrième configuration.	31

CHAPITRE III : Dimensionnement des éléments de banc d'essai

Figure III.1: Profilé12.	32
Figure III.2: Définition du profilé12 utilisé.	33
Figure III.3: Embouts.	33
Figure III.4: Eléments de fixation.	34
Figure III.5: Ecrou 12 St M12, zingué.	34
Figure III.6: Eléments de liaison au sol	35
Figure III.7: Eléments d'un moteur asynchrone.	36
Figure III.8: Définition du moteur asynchrone.	37
Figure III.9: Définition du frein.	38
Figure III.10: Courbe d'étalonnage du frein.	39
Figure III.11: Principe d'accouplement des arbres de transmission	39
Figure III.12: Caractéristique géométrique de l'accouplement	41
Figure III.13: Schématisation des éléments d'accouplement élastique.	41
Figure III.14 : Accouplement élastique utilisé.	42
Figure III.15: Palier y à semelle	43
Figure III.16: Définition du palier à semelle Y.	44
Figure III.17: Rainure pour paliers monté en palier libre	45
Figure III.18: Palier monté sur le profilé	45
Figure III.19: Montage des deux paliers	46
Figure III.20: Définition d'un palier à roulement YAR 205	46
Figure III.21: Définition du pallier appliqué	47
Figure III. 22: Montage d'un palier à rouleaux cylindrique	47
Figure III.23: Roulements NU205.	48
Figure III. 24: Engrenages à denture droit	49
Figure III.25: Efforts sur une denture droite.	51
Figure III.26: Efforts exercés sur une dent.	52
Figure III.27: Exemple de transmission de trois courroies en parallèle	54
Figure III.28: Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale.	55
Figure III.29: Largeur de la courroie	59
Figure III.30: Définition du carter	60
Figure III.31: Définition du couvercle.	60
Figure III.32: Définition du support frein.	61
Figure III.33: Montage de l'assemblage frein support	61

Figure III.34: Définition du disque d'inertie	62
Figure III.35: Arbre réducteur	62
Figure III.36: Arbre disque	63
Figure III.37: Méplat pour fixation d'accéléromètre	65
Figure III.38: Montage du codeur sur son support	66
Figure III.39 : Définition de la structure.	66
Figure III.40: Isométrique de la structure.	67

Chapitre IV : Simulation Numérique

Figure IV.1: Schématisation du problème	69
Figure IV. 2: Force de cisaillement.	70
Figure IV.3: Moment de flexion.	70
Figure IV.4: Flèche.	70
Figure IV.5: Contrainte réduite.	71
Figure IV.6: Diamètre idéal	71
Figure IV.7: Schématisation du problème.	72
Figure IV.8: Force de cisaillement.	73
Figure IV.9: Moment de flexion.	73
Figure IV.10: Flèche.	74
Figure IV.11: Contrainte réduite.	74
Figure IV.12: Diamètre idéal.	74
Figure IV. 13: Schématisation du problème.	75
Figure IV.14 : Force de cisaillement.	76
Figure IV.15: Moment de flexion.	77
Figure IV.16: Flèche.	77
Figure IV.17: Contrainte réduite.	77
Figure IV.18: Diamètre idéal.	78
Figure IV.19: Schématisation du problème.	79
Figure IV.20: Force de cisaillement.	80
Figure IV.21: Moment de flexion.	80
Figure IV. 22: Flèche.	80
Figure IV.23: Contrainte réduite.	81
Figure IV.24: Diamètre idéal.	81
Figure IV.25: Charges sur les profilés 4 et 5.	90

Chapitre V : Notice d'assemblage

Figure V.1: Première configuration de montage	105
Figure V.2: Deuxième configuration de montage	106
Figure V.3: Troisième configuration de montage	106
Figure V.4: Quatrième configuration de montage	107

Liste des tableaux

CHAPITRE I : Etude bibliographique sur les machines tournantes

Tableau I.1: Localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenage	10
Tableau I.2 : Principales méthodes de détection.	13
Tableau I.3: Caractéristique de chaque méthode de surveillance.	18

CHAPITRE II : Pré-étude de conception

Tableau II.1: Banc d'essais vus dans les littératures.	24
--	----

CHAPITRE III : Dimensionnement des éléments du banc

Tableau III.1: Caractéristiques de moteur triphasé	36
Tableau III.2: Données techniques de frein	38
Tableau III.3: Type d'accouplement en fonction du rapport Puissance vitesse.	40
Tableau III.4: Caractéristique géométriques de l'accouplement.	40
Tableau III. 5: Caractéristiques et formules des engrenages à dentures droits.	49
Tableau III.6: Organigramme de calcul.	51
Tableau III.7: Principe de calcul des courroies trapézoïdales.	56
Tableau III.8: Dimensionnement de l'arbre réducteur.	63
Tableau III.9: Dimensionnement de l'arbre réducteur.	64
Tableau III.10: Dimensions normalisées des clavettes.	64

CHAPITRE IV : Simulation numérique

Tableau IV.1: Caractéristique de l'acier d'usinage général	68
Tableau IV.2: Valeurs des charges et supports.	69
Tableau IV.3: Résultats de simulation	71
Tableau IV.4: Valeur des charges et supports.	73
Tableau IV.5: Résultats de simulation.	75
Tableau IV.6: Valeur des charges et supports.	76
Tableau IV.7: Résultats de simulation.	78
Tableau IV.8: Valeur des charges et supports.	79
Tableau IV.9: Résultats de simulation.	81

Tableau IV.10: Propriétés du matériau Alliage 1060.	87
Tableau IV.11: Masses des composants du carter.	90
Tableau IV.12: Masses des composants de l'assemblage arbre-disques.	91
Tableau IV.13: Propriétés du matériau 5052-H32.	91

Introduction générale

Les ventilateurs industriels, pompes centrifuges, moteurs électriques, réducteurs de vitesse, entre autres machines tournantes font partie intégrante et indissociable de l'industrie moderne. Un défaut de roulement, de fixation ou d'alignement peut compromettre la production et conduire à la baisse technicoéconomique de l'entreprise. L'installation d'un contrôle efficace et constant de ces machines est donc un aspect important à prendre en considération dans les différentes politiques de gestion de tout système de production.

Pour cela un intérêt particulier est donné par la communauté académique à la recherche et l'amélioration d'outils de surveillance de ces machines.

Les travaux de recherches pour être valides doivent être accompagnés d'essais et de mesures expérimentales.

Le coût important des manœuvres grandeur nature sur des équipements industriels ainsi que la difficulté de contrôle des différents paramètres régissant leur comportement rendent difficile leur exploitation dans ce but. Pour pallier cela, les chercheurs se tournent vers des essais sur banc simulant le comportement des machines pour valider leurs recherches.

Ces bancs d'essais la plupart du temps trop spécifiques, sont mis à l'abandon dès la fin de la recherche. Ceci représente une perte et un gâchis vu que ces machines (si bien conçus) peuvent servir pour d'autres projets de recherche ou même dans des activités pédagogiques.

Dans cette voie notre projet de fin d'étude attaque ce problème en proposant la conception d'un banc d'essais flexible modulable, et permettant dans différentes configurations de représenter une variété de machines tournantes.

Dans le premier chapitre une revue bibliographique liée au domaine de la maintenance des machines tournantes sera abordée, présentant les différentes techniques mises en place. Les principales défaillances pouvant atteindre les organes stratégiques des machines tournantes seront décrites par la suite avant d'aborder les techniques servant à leur surveillance.

Une présentation des travaux effectués dans le milieu académique sera donnée mettant à jour un état de l'art du domaine.

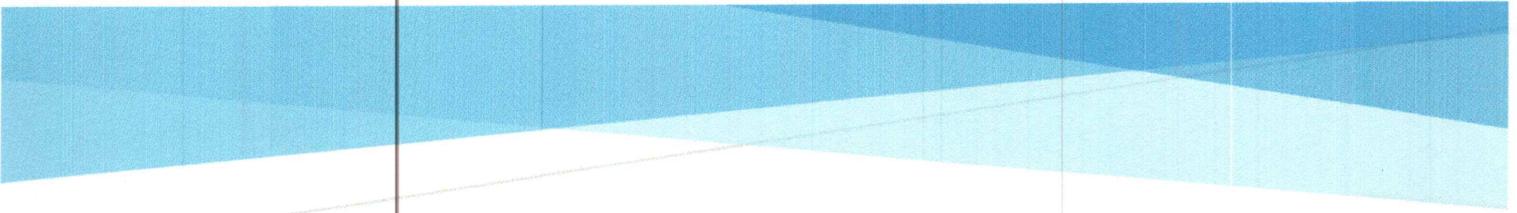
Suivra une pré-étude nécessaire avant d'entamer toute procédure de conception avec une définition et étude d'un cahier des charges mettant au clair les principales contraintes relatives à la conception ; une études des principales solutions vues dans la littérature et la proposition d'une solution optimale.

Le chapitre suivant sera consacré à la démarche de conception. Ceci part du choix préalable des éléments de structure jusqu'à la définition et la modélisation complète des composants sous Solidworks.

Des outils de la CAO seront par la suite combinés dans le but de jauger la résistance des composants à priori fragiles à travers des simulations de comportement.

Le dernier chapitre sera consacré à l'assemblage du banc en développant sous forme de notice les étapes nécessaires pour le montage du dispositif.

Ceci avant de relever les conclusions générale de ce travail et de lancer quelques perspectives.



CHAPITRE I ETUDE
BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA
SURVEILLANCE DES
MACHINES TOURNANTES

En cas de panne on parle alors d'une maintenance corrective, qui est abandonnée dès que les exigences de coûts, de qualité et de sécurité deviennent plus importantes. La maintenance devient alors préventive, et peut être systématique ou conditionnelle.

La lubrification, les purges, ou le resserrage de connexions, c'est des opérations d'entretien qui constituent un autre type de maintenance préventive systématique. Il ne s'agit pas d'interventions curatives pour renouvellement de composants, mais d'actions visant à minimiser le taux de défaillances, qui sont de plus généralement simples et peu coûteuses. Les défaillances peuvent apparaître avant la date optimale prévue à cause de la dispersion de géométrie, l'hétérogénéité des matériaux utilisés ou les surcharges d'utilisation c'est pourquoi, la maintenance préventive conditionnelle est appliquée pour des systèmes mécaniques où la sécurité est un paramètre de grande importance. Elle permet de dégager les éléments nécessaires au cas de l'étude, la surveillance des organes mécaniques des machines tournantes, et surtout pour la transmission réalisée par les engrenages et les roulements.

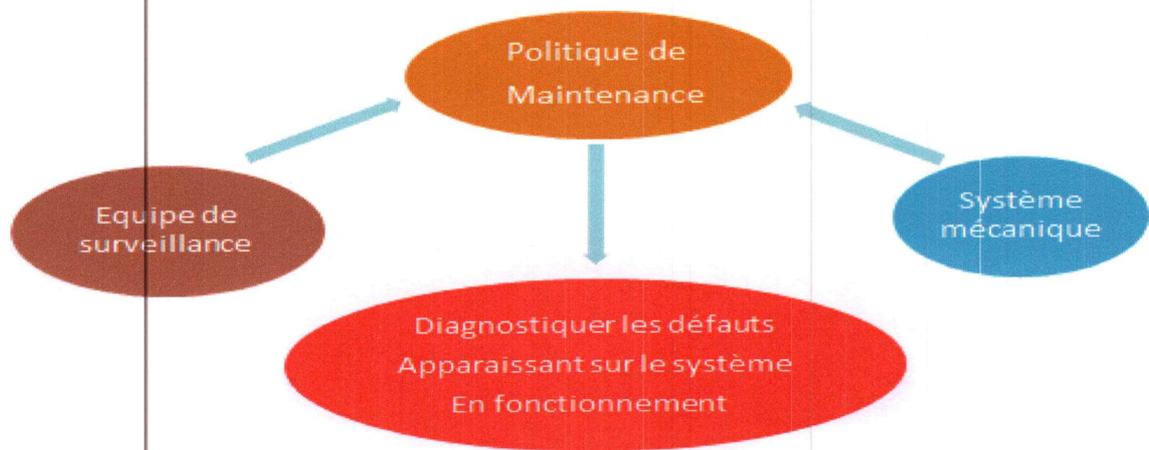


Figure I.1 : La fonction globale d'une politique de maintenance.

I.3.1 Les différents types de maintenance

I.3.1.1 Maintenance Préventive

Elle doit permettre d'éviter les défaillances des matériels en cours d'utilisation. Selon l'AFNOR : « la maintenance Préventive est une maintenance ayant pour objet de réduire la probabilité de défaillance ou de dégradation d'un bien » [2].

I.3.1.1.1 Maintenance Préventive systématique

Selon l'AFNOR : « Maintenance effectuée selon un échéancier établi selon le temps ou un nombre prédéterminé d'unité d'usage ».

I.3.1.1.2 Maintenance Préventive conditionnelle

Selon l'AFNOR : « Maintenance Préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé ». Ces indicateurs sont généralement les vibrations, pression, bruit, température.

I.3.1.1.3 Maintenance Préventive prévisionnelle

Parfois appelée « maintenance prédictive », la maintenance prévisionnelle est, selon l'AFNOR :

« Maintenance exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien ». Elles sont basées sur l'analyse de l'évolution des paramètres techniques qui permettent de quantifier l'état du bien et de détecter les dégradations potentielles dès leur apparition, elle permet d'anticiper et de prévoir au mieux le moment où l'intervention devra être réalisée.

I.3.1.2 Maintenance corrective

Selon la norme l'AFNOR : « Ensemble des activités réalisées après la défaillance d'un bien ou la dégradation de sa fonction pour lui permettre d'accomplir une fonction requise, au moins provisoirement, ces activités comportent notamment la localisation de la défaillance et son diagnostic, la remise en état avec ou sans modification, le contrôle du bon fonctionnement ». On distingue deux types :

I.3.1.3 Maintenance palliative (Dépannage)

C'est une remise en état de fonctionnement effectuée in-situ parfois sans interruption du fonctionnement de l'ensemble concerné. Elle a un caractère « provisoire » et doit être suivie par une action corrective durable.

I.3.1.4 Maintenance curative :

Il s'agit des réparations faites in-situ ou en atelier central parfois après dépannage, ce type de maintenance a un caractère « définitif ».

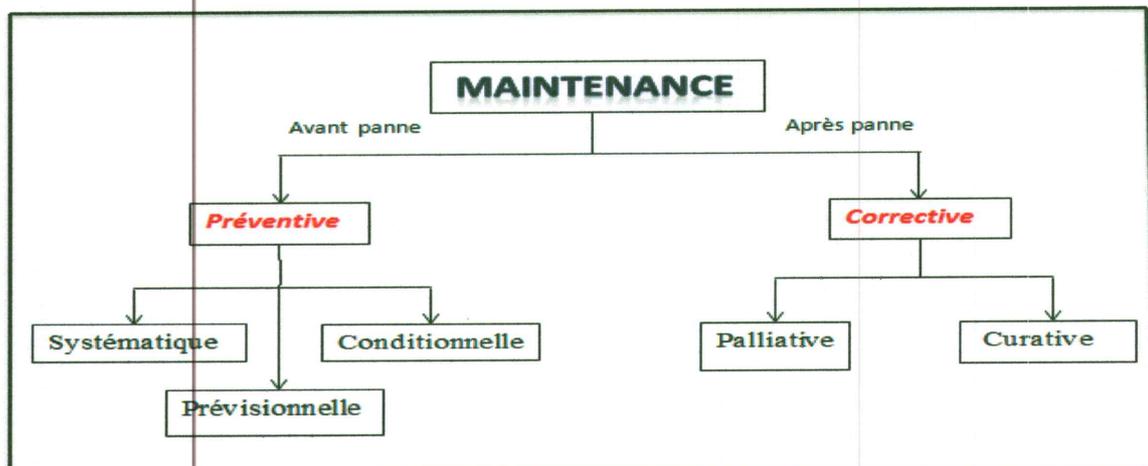


Figure I.2 : Type de maintenance.

I.1 Introduction

Les machines tournantes occupent aujourd'hui une place importante dans toute industrie. Assurer donc un rendement optimal de ces machines devient un élément stratégique.

Dans ce chapitre une revue bibliographique liée au domaine de la maintenance des machines tournantes sera abordée en présentant les différentes techniques mises en place. Les principales défaillances pouvant atteindre les organes stratégiques des machines tournantes seront décrites par la suite avant d'aborder les techniques servant à leur surveillance.

Une présentation des travaux effectués dans le milieu académique sera donnée en mettant à jour un état de l'art du domaine.

I.2 Politique de maintenance

Le monde de l'industrie et le monde des transports disposent de machines et d'installations de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

Nous nous intéresserons principalement aux machines tournantes utilisées dans différents domaines de l'industrie tels que l'aéronautique, l'automobile, les transports ferroviaires.

La maintenance des machines tournantes occupe un temps relativement important par rapport à leur temps d'utilisation, Les travaux de recherche dans ce domaine ont donc pour objectif de définir une politique de maintenance basée sur l'utilisation d'outils appropriés et adaptés à un système mécanique complexe.

Le choix d'une politique de maintenance permettra ainsi à l'équipe de surveillance de diagnostiquer les défauts apparaissant sur le système en fonctionnement, et de décider des interventions de réparation [1]

I.3 Maintenance des machines tournantes

L'utilisation des différents équipements technologiques tels que les machines tournantes demande un suivi de comportement visant à garantir la sécurité, la qualité des produits, la disponibilité des installations, et la minimisation des coûts d'exploitation.

Le choix des méthodes de surveillance est régi par la nature des installations et des dégradations éventuelles apparaissant sur le système mécanique en fonctionnement (mesures de température, surveillance vibratoire ou acoustique, consommation électrique, analyse de lubrifiant).

I.4 Principaux défauts affectant les machines tournante

Une bonne surveillance et maintenance des équipements passe forcément par une identification au préalable des différents modes de défaillance pouvant l'affecter.

I.4.1 Principaux défauts des roulements

Les roulements sont les organes les plus fragiles des machines tournantes alors il faut une surveillance en continue pour garantir une maîtrise totale. Ils sont localisés entre la partie fixe et la partie mobile [3].

Les roulements sont composés de quatre éléments essentiels : une bague extérieure, une bague intérieure, une cage et des corps roulants qui peuvent être des billes, des rouleaux ou des aiguilles.

Ces différents éléments et particulièrement les billes produisent de fortes contraintes mécaniques radiales et axiales, dues à leur passage répétitif sur la piste ce qui conduit à une dégradation du métal par fatigue. Cette dégradation se traduit par un écaillage d'une des pistes ou d'un élément roulant du roulement, suite à une conception ou une installation incorrecte du roulement, le manque de lubrification et la déformation plastique des billes, ce qui produit un choc dans chaque passage des billes sur la piste.

Les principaux défauts sont : l'usure abrasive, le grippage, les empreintes, gommage et dégradation des matériaux et la fatigue au contact des éléments roulants :

I.4.1.1 Usure abrasive : Destruction d'un élément par enlèvement progressif de la matière en surface et formation de particules. Cette usure est généralement liée à des roulements mal protégés ou mal lubrifiés.

I.4.1.2 Grippage et usure adhésive : Il est produit lors de fort glissement qui entraîne une soudure localisée, des aspérités de surfaces et un transfert de matière entre les surfaces.

I.4.1.3 Empreintes: Elles sont liées au contact hertzien, métal sur métal. L'effet de la charge produit une déformation plastique lorsqu'une particule est pincée dans le contact, provoquant des défauts de surfaces.

I.4.1.4 Déséquilibre thermique: Il est lié au dégagement de chaleur des surfaces en contact. Si cette énergie thermique n'est pas dissipée en continu, une élévation de température est possible et engendre une destruction du lubrifiant ainsi qu'une réduction de la dureté des matériaux en contact.

I.4.1.5 La fatigue : C'est naturellement un phénomène aléatoire, qui apparaît même dans les conditions idéales de fonctionnement. La charge dans le roulement est transmise d'une bague à autre par des éléments roulants. En rotation, il se crée donc un champ de contrainte cyclique qui

est responsable de la fatigue du roulement. Ce type d'avarie se manifeste par l'apparition de fissure qui croît lentement jusqu'à l'écaillage.

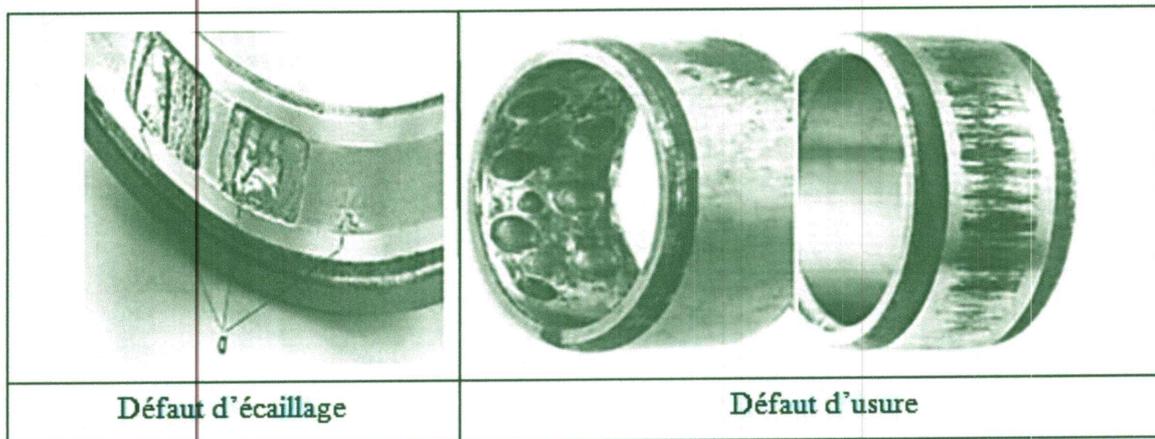
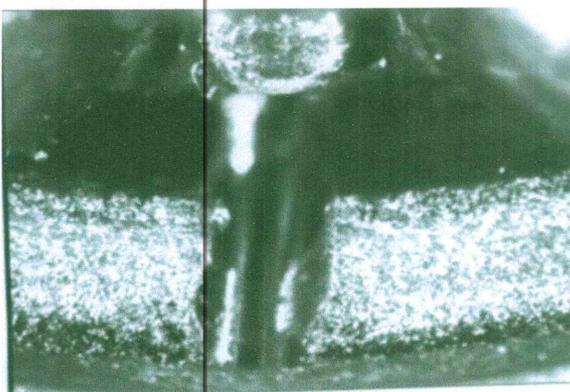


Figure I.3 : Défauts réels de roulements répartis et localisés.

I.4.2 Modes de défauts de roulement

La durée de vie normale d'un roulement sous une charge est déterminée par l'usage et la fatigue des surfaces des éléments du roulement. Des échecs précoces de roulement peuvent être provoqués par un grand nombre de facteurs. Les plus communs sont les effets des contraintes mécaniques, les défauts de montage, la circulation de courants électriques, la corrosion, la contamination des roulements, les propriétés de la lubrification et la température de fonctionnement.



(1) Grand défaut sur la bague extérieure



(2) Défaut sur la bille et la cage

Figure I.4 : Exemple des défauts des éléments de roulement.

I.4.3 Principaux défauts des engrenages

Un engrenage est un ensemble de deux roues dentées complémentaires. Le but des engrenages est d'assurer la transmission de puissance entre deux arbres rapprochés avec modification du

couple transmis et de la vitesse de rotation. L'entraînement s'effectue par obstacle et non par adhérence d'où la possibilité de transmettre des couples importants.

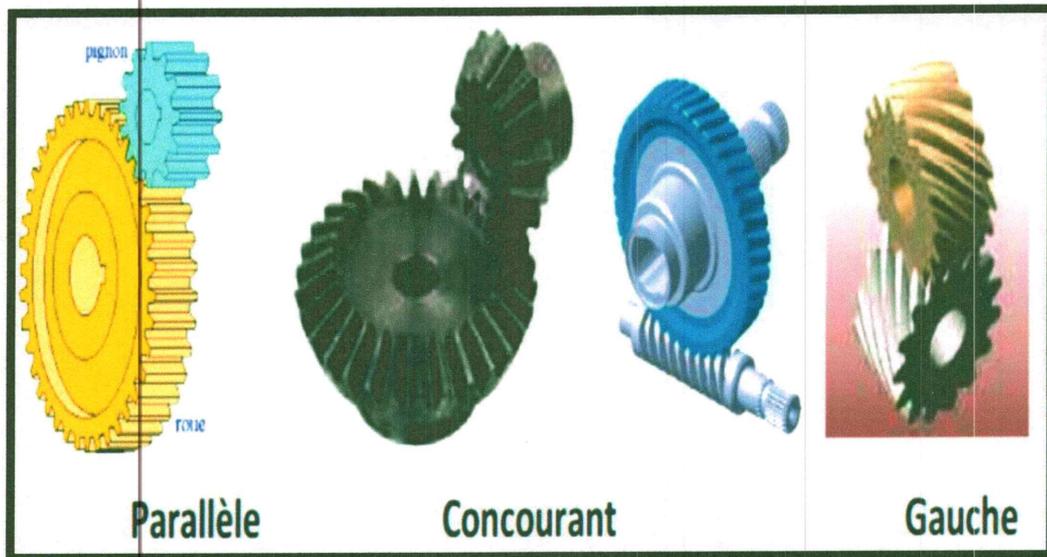


Figure I.5 : Systèmes d'engrènement.

Les défauts des engrenages apparaissant lors du fonctionnement à cause des défauts de fabrications et de montage on distingue notamment deux espèces de défauts : les défauts répartis et localisés.

I.4.3.1 Défauts répartis

I.4.3.1.1 Usure abrasive et adhésive

Enlèvement de matière dû au glissement des deux surfaces de contact. C'est un phénomène qui peut être développée par la charge mécanique à transmettre et la vitesse de glissement, et la présence d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. On distingue deux types d'usure :

- L'usure normale est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture et elle progresse lentement. Elle est négligeable pour les dentures de petit module et très durcies.
- L'usure anormale est produite lorsque le lubrifiant est pollué de particules abrasives ou lorsqu'il est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement voire à une mise hors service.

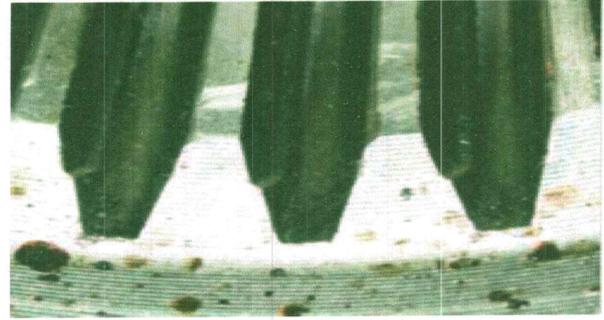
I.4.3.1.2 Pitting ou piqûres

Il s'agit également de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents, en particulier dans la zone du cercle primitif. Cette avarie se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur, et donc plus fragile aux effets complémentaires des fissures. Lorsque la viscosité du lubrifiant est importante, Le pitting est moins à craindre car dans

ce cas, le film d'huile séparant les surfaces en contact. Cette avarie peut apparaître à la suite de légers désalignements d'axes par exemple, à cause de surpressions locales.



1-Piqûres



2-Usure abrasive

Figure I.6 : Exemple des défauts répartis des engrenages.

I.4.3.2 Défauts localisés

I.4.3.2.1 Écaillage

Il s'agit également de trous mais ce sont moins nombreux et plus profonds que ceux du pitting. Les dégradations sont produites par fatigue en sous-couche, au point de cisaillement maximal. Ce type d'avarie peut apparaître dans les engrenages cimentés (couche superficielle durcie). L'écaillage est le défaut principal, évolue très rapidement vers la rupture, sans passer par une phase d'usure.

I.4.3.2.2 Fissuration

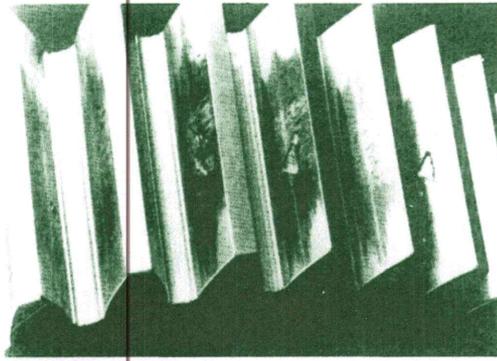
Elle progresse à chaque mise en charge, et elle est située généralement au pied de dent. Ce type d'avarie peut apparaître sur des aciers fins et durcis à cause d'un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction.

I.4.3.2.3 Grippage

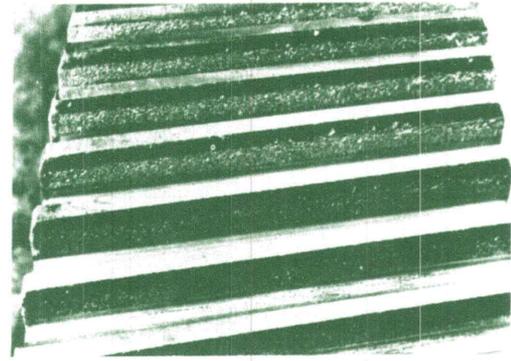
Due à une destruction brutale du film d'huile, ou d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé particulièrement par des vitesses haussées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact.



Figure I.7 : Le grippage "Engrenage".



Défaut local d'écaillage



Pitting réparti sur les dents

Figure I.8 : Défauts réels d'engrenage réparti et localisés.

Localisation des défauts	%
Dentures	60
Paliers	19
Arbres	10
Carters	7
Autres	4

Tableau I.1 : Localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenage.

I.4.4 Principaux défauts des courroies

Les courroies sont des liens souples et des organes de transmission dont le rôle est de transmettre une puissance d'un organe tournant à un autre. Les axes des arbres peuvent être parallèle ou concourants les entraxes sont relativement grand.

Le principal défaut rencontré sur ce type de transmission est lié à une détérioration localisée d'une courroie (partie arrachée, défaut de jointure,...) impliquant un effort ou un choc particulier à la fréquence de passage de ce défaut telle que : Les fréquences de Rotation des deux roues (poulies).



Figure I.9 : Exemple d'une transmission par courroies.

Il existe deux autres types de défaut pour ce mode de transmission

- Lorsqu'une ou plusieurs courroies sont insuffisamment tendues, il peut se produire un phénomène de battement visible sur le spectre, créé par des fréquences de passage des courroies différentes et très proches les unes des autres ; ces différences sont produites par un glissement plus au moins important selon la tension exercée sur la courroie.
- Lorsque les courroies trapézoïdales ont subi une usure importante et ont des tendances à venir se coincer au fond de la gorge, il apparaît une vibration d'amplitude importante à hautes fréquences. Le défaut est directionnel; sa direction privilégiée est celle de la tension de la courroie.

I.4.5 Principaux défauts d'équilibre

Le balourd est la principale cause des problèmes de vibrations liés à l'équilibre des rotors. Il est caractérisé par un déséquilibre massique autour de l'axe de rotation qui produit des forces d'inertie. Ces forces agissent sur les corps en rotation et surtout sur les roulements et excitent les paliers. Il est causé par une mauvaise répartition de masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l'axe géométrique du rotor.

Ces déséquilibres peuvent avoir comme initiateur plusieurs origines: défauts d'usinage, d'assemblage des rotors ou de montage [4].

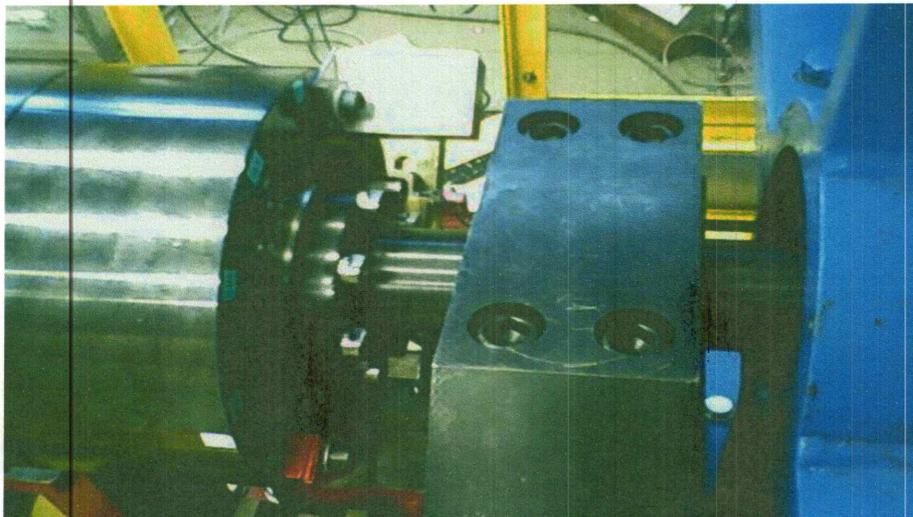


Figure I.10: Photo d'un balourd.

L'apparition de balourd est causée par les phénomènes suivants :

I.3.5.1 Perte de matière : Par exemple par la perte d'une ailette ou la rupture d'une aube.

I.3.5.2 Fluage : Il produit une déformation permanente de l'arbre et des vibrations élevées.

I.3.5.3 Érosion, dépôt de matière.

I.3.5.4 Déformation des rotors : Sous l'effet de contraintes thermiques.

I.3.5.5 Glissement et dilatation contrariée des bobinages de machines électriques : Il provoque une torsion du rotor et des vibrations.

I.3.5.6 Dissymétrie d'arbres : Elle est créée par la présence d'entailles ou de bobinage.

Une modification brusque de l'amplitude correspond systématiquement à une modification du balourd dont l'origine peut être une rupture ou la déformation d'une partie du rotor. Si cette modification d'amplitude est plus lente, il peut s'agir d'une usure ou d'un encrassement de la partie tournante (dépôt).

- Le phénomène se caractérise par une vibration radiale importante à la fréquence de rotation.

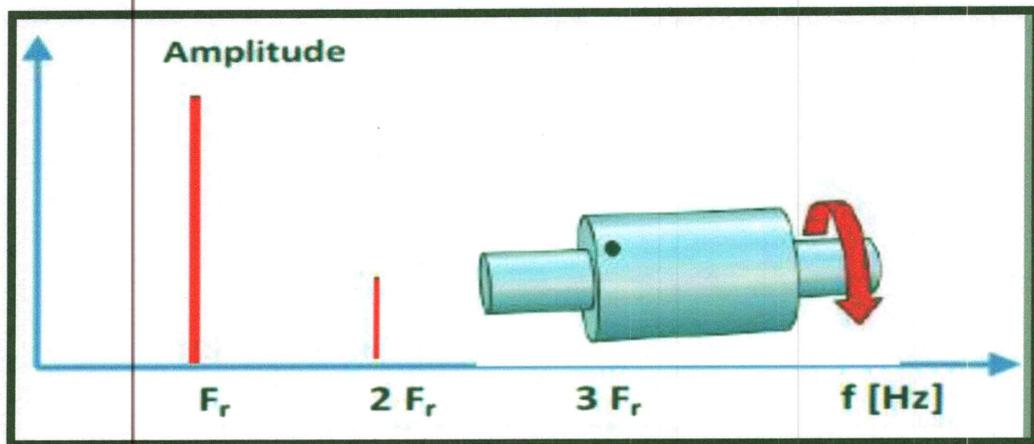


Figure I.11 : Défaut de balourd.

I.3.5.7 Fissuration transverse d'arbre :

Les fissures dans les matériaux sont très dangereuses pour les machines tournantes la présence de fissuration provoque une variation de raideur lors de la rotation pour la dissymétrie d'arbre.

I.5 Méthodes de surveillances

Lorsque la machine joue un rôle vital dans la production, les défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et les pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller en permanence ces équipements et "traquer" tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela, il existe une grande variété de techniques [5].

Analyse vibratoire, analyse d'huiles, thermographie infrarouge et analyse acoustique sont les principales méthodes de surveillance des machines tournantes. Toutes ne permettent pas de "voir" les mêmes types de défauts, ni de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine et la gravité. Avant de choisir, il faut bien cerner la criticité de sa machine, et définir le

Type de surveillance qu'elle nécessite.

Type de défauts	Analyse vibratoire	Analyse d'huile	Thermographie Infrarouge	Analyse acoustique
Déséquilibres, balourd	Oui	Non (sauf s'il y a usure)	Oui (s'il y a un échauffement)	Non
Jeux, défauts de serrage	Oui	Non (sauf s'il y a usure)	Oui (s'il y a un échauffement)	Oui (s'il y a une Résonnance)
Défauts spécifique aux roulements	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts spécifique aux engrenages	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts de courroies	Oui	Non	Oui	Oui
Défauts d'alignement	Oui	Non	Oui	Non
Défauts liés a la lubrification : Dégradation de la qualité d'huile	Non (sauf palier fluides)	Oui	Non	Oui
Manque d'huile	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts de nature électrique ou électromagnétique	Oui	Non	Oui	Oui
Défauts liés à l'écoulement (pour pompes et machines hydrauliques)	Oui	Non	Non	Oui

Tableau I.2 : Principales méthodes de détection.

I.5.1 Analyse vibratoire

La plus connue et la plus largement employée. Il faut dire qu'elle permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé...

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs.

On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par les structures de la machine et, grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise [6].

De plus, si l'on possède la « signature » vibratoire de la machine lorsqu'elle était neuve, ou réputée en bon état de fonctionnement, on pourra, par comparaison, apprécier l'évolution de son état ou déceler l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement.

L'analyse du signal vibratoire est basée sur la transformée de Fourier. Cette méthode est Très efficace dans le cas des signaux périodiques et en régime stable.

« La méthode présente trois gros avantages : les mesures sont faciles à prendre, les défauts sont détectés à un stade précoce, et il est possible de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine »



Figure I.12 : Exemple de l'analyse vibratoire.

I.5.2 Analyse des lubrifiants

Le lubrifiant (huile) est comparable au sang de la machine, il reflète le comportement et l'état du système dans lequel il circule, Application de cette analyse sur les machines a pourvu qu'elles contiennent un fluide (huile ou graisse) que l'on peut prélever.

L'analyse de lubrifiant constitue un moyen efficace de surveillance de systèmes tels que les moteurs thermiques, les réducteurs, les systèmes hydrauliques.

Les modifications des caractéristiques d'un lubrifiant peuvent être de deux natures principales : la dégradation, liée à l'oxydation du lubrifiant, ou la contamination, liée à la présence de débris d'usure provenant des organes mécaniques du système. De ce fait, les moyens de surveillance permettent de surveiller les deux types d'altérations, il s'agit de l'analyse physico-chimique, et du contrôle du taux de contamination par chromatographie, photométrie, spectrométrie...Le contrôle de la contamination fournit des informations concernant la présence et l'identification de métaux, ainsi qu'un ordre de grandeur de la taille des particules trouvées. Ces données permettent d'apprécier la sévérité de l'endommagement des organes mécaniques

Cette technique permet notamment de déceler des cas de micro-pitting, non identifiables à partir d'analyse vibratoire. Cependant, il est souvent impossible d'isoler le ou les composants incriminés, puisque le nombre d'éléments d'un système susceptibles de produire des particules métalliques est important. D'autre part, les avaries à évolution rapide ne peuvent être suivies par analyse de lubrifiant.

I.5.3 Thermographie infrarouge

Le contrôle par thermographie a pour objet de détecter et de localiser les variations de température en surface. Une caméra infrarouge associée à un logiciel de traitement d'image, permet d'obtenir une image en 2 dimensions, appelée thermo-gramme, de la zone contrôlée. La couleur de chaque pixel de l'image peut être reliée à la température en chaque point de l'objet, en faisant des hypothèses sur la valeur d'émissivité de la surface La thermographie est utilisée lors des opérations de maintenance sur site pétrochimique notamment pour le contrôle :

- de l'état des calorifuges et frigorifuges d'équipement fonctionnant hors température normale,
- de l'état des matériaux réfractaires utilisés sur les fours, cheminés et le gunitage de réacteurs,
- de niveaux dans les réservoirs.

La thermographie est bien adaptée à la détection des points chauds (surchauffe, température anormale) sur les machines tournantes et les armoires électriques. Il est également envisageable de surveiller un processus comme le soudage, le remplissage d'un moule.

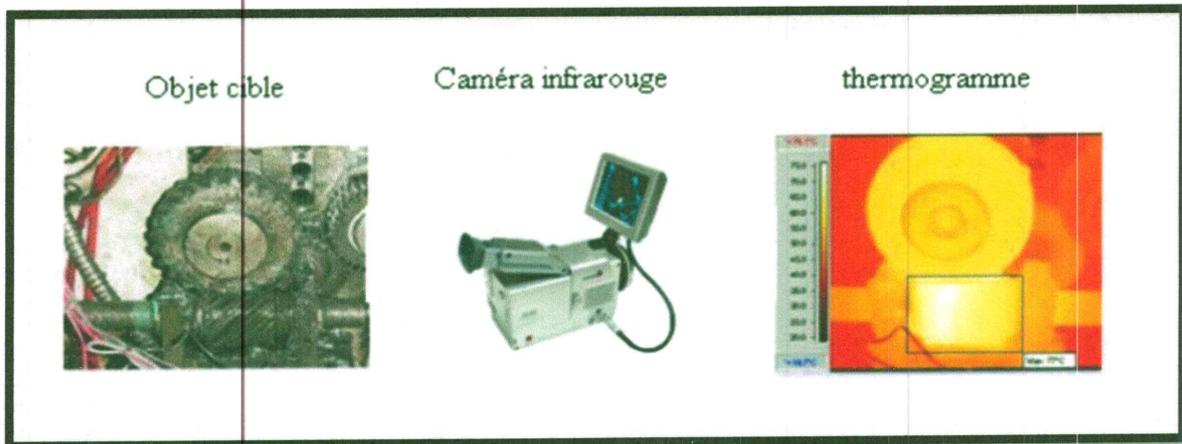


Figure I.13 : Exemple de la thermographie infrarouge pour détecter un défaut d'engrenage.

La thermographie permet de réaliser des mesures à distance, et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée.

I.5.4 Analyses acoustiques

Elle permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés (le plus souvent) à distance de l'équipement, ou le contrôle ultra sonore, qui permet de détecter des défauts de faible amplitude à haute fréquence (tels que l'initiation de la dégradation d'un roulement).

L'analyse acoustique, est une méthode moins répandue que les précédentes mais néanmoins intéressante.

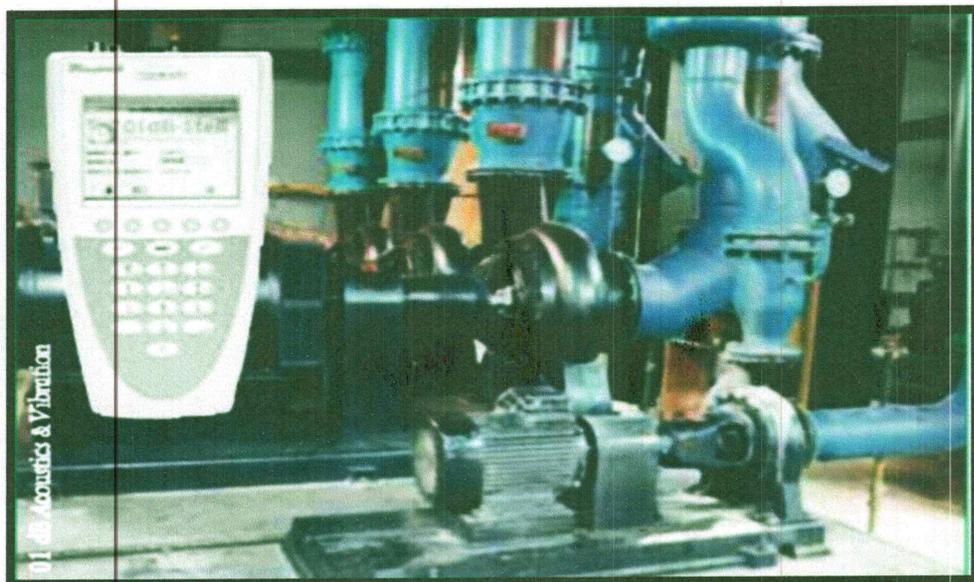


Figure I.14: Analyse acoustique.

I.5.5 Vitesse angulaire instantanée

De nouvelles approches basées sur l'exploitation de l'information angulaires commencent à s'imposer. Ces techniques du fait du caractère cyclique des événements liés à la rotation des machines tournantes sont plus adaptées que les techniques temporelles classiques. Pour se faire, l'information position extraite par le biais de capteurs, Codeurs, Tachymètres... est utilisée soit pour le calcul de la vitesse angulaire instantanée ou pour l'échantillonnage ou l'échantillonnage des signaux vibratoires à pas angulaire fixe [3].

I.5.6 Autres outils de surveillance

D'autres techniques sont aussi utilisées dans la surveillance des machines dans le cas des signaux aléatoires, non périodiques, non stationnaires, il est intéressant d'utiliser d'autres méthodes très avancées telles que l'analyse castrale, la détection par l'analyse d'enveloppe et l'analyse par la transformation en ondelettes, l'émission acoustique, les réseaux de neurones, la méthode de reconnaissance de forme.

I.5.7 Choix de la méthode

Entre ces différentes méthodes, le choix n'est curieusement pas si difficile. Chaque méthode a son champ d'application privilégié. C'est pourquoi elles entrent rarement en concurrence. L'analyse vibratoire, par exemple, convient aux défauts liés à la cinématique et à la structure de la machine, mais dans une plage de fréquence déterminée (située généralement entre quelques hertz et plusieurs dizaines de kilohertz). Elle couvre alors les défauts structurels (basse fréquence), les défauts spécifiques aux roulements (à plus haute fréquence). Il en est de même avec l'analyse acoustique, qui se limite à la détection de bruits dans des fréquences audibles. Tout dépend donc des défauts que l'on souhaite détecter... Ainsi, dans le cas d'un défaut de roulement, qui commence à se manifester à haute fréquence puis se déplace à une fréquence de plus en plus faible (avec une énergie croissante) au fur et à mesure de sa dégradation, les ultrasons vont permettre de réaliser une détection à un stade plus précoce que l'analyse vibratoire ou l'analyse acoustique.

Du côté de l'analyse d'huiles, c'est un peu une même démarche. «Elle permet d'abord de s'assurer que l'huile joue bien son rôle, autrement dit que ses caractéristiques physico-chimiques (sa viscosité, par exemple) ne sont pas altérées, et ne vont pas nuire au bon fonctionnement de l'équipement». D'autre part. Les particules présentes dans l'huile vont révéler l'usure anormale d'un ou de plusieurs organes. Ou alors la présence d'une pollution extérieure (des poussières dues au mauvais état d'un filtre).

	Principaux avantages	Principales limitations	Champ d'applications privilégié
Analyse vibratoire	<ul style="list-style-type: none"> -Détection de défauts à un stade précoce -Possibilité de réaliser un diagnostic approfondi -Autorise une surveillance continue -Permet de surveiller l'équipement à distance 	<ul style="list-style-type: none"> -Spectres parfois difficiles à interpréter -Dans le cas de la surveillance continue, installation relativement coûteuses 	<ul style="list-style-type: none"> -Détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, ect.) et de sa structure
Analyse d'huile	<ul style="list-style-type: none"> -Détection, d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement -Possibilité de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules 	<ul style="list-style-type: none"> -Ne permet pas de localiser précisément le défaut -Nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon 	<ul style="list-style-type: none"> -contrôle des propriétés physico-chimies du lubrifiant, détection d'un manque de lubrification, analyse des éléments d'usure, analyse de contamination par le process (étanchéité),etc.
Thermographie IR	<ul style="list-style-type: none"> -Permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation -Interprétation souvent immédiate des résultats 	<ul style="list-style-type: none"> -Détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire -Contrôle limité à ce que voit la camera (échauffement de surface) -Ne permet pas de réaliser un diagnostic 	<ul style="list-style-type: none"> -détection de tous les défauts engendrons un échauffement (manque de lubrification en particulier
Analyse acoustique	<ul style="list-style-type: none"> -Permet de détecter l'apparition des défauts audibles -Autorise une surveillance continue 	<ul style="list-style-type: none"> -Sensibilité au bruit ambiant -Diagnostic difficile à réaliser -Problèmes de répétabilité des mesures 	<ul style="list-style-type: none"> -détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire

Tableau I.3: caractéristique de chaque méthode de surveillance.

I.6 Etat de l'art des bancs d'essais

Durant les dernières décennies, des recherches actives et considérables se sont effectuées en vue de développer des méthodes de détection et de diagnostic des défauts sur les machines

Chapitre I Etude bibliographique sur la surveillance des machines tournantes

tournantes. De nombreux chercheurs se sont appuyés pour valider leurs approches sur des manipulations expérimentales réalisées pour la plupart sur des bancs d'essais.

Nous pouvons relever déjà sur les travaux précurseurs de A. Y. ATTIA [7] l'utilisation d'un banc d'essais composé de deux arbres reliés l'un à l'autre par deux couples d'engrenages assemblés en back to back. Ces travaux ont mis en évidence le lien qui existe entre géométries des roues dentées et pressions acoustiques émises en faisant des relevés sur différents couples d'engrenages par le biais d'un dispositif d'acquisition acoustique judicieusement positionné.

Le banc peut être considéré comme spécifique vu qu'aucune attention n'a été portée aux paliers ou aux accouplements. Aussi la présence de charge semble manquer élément essentiel quant à la simulation de conditions réelles de fonctionnement.

Le laboratoire CASM (Actuellement La MCOS) a travaillé pendant plusieurs années sur le comportement dynamique des transmissions de puissance à engrenages. En 1987, EUROCOPTER a fourni un banc d'essais (noté par la suite Banc Bruit) pour l'étude de l'influence des caractéristiques de denture sur le bruit et les vibrations. Les caractéristiques analysées sont : La géométrie des dentures, les corrections de dentures, et les conditions de montage (désalignement, variation d'entraxe, défauts d'engrenages et de roulements...).

Les travaux ne portant uniquement que sur le comportement dynamique des engrenages, il a été conçu avec les critères suivants :

Banc d'essais constitué d'un train simple, facilité de montage et démontage des deux roues d'engrenages, architecture permettant une isolation de l'engrenage du reste du système (roulements, carter), conditions de fonctionnement représentatives d'une transmission de puissance utilisée dans les hélicoptères.

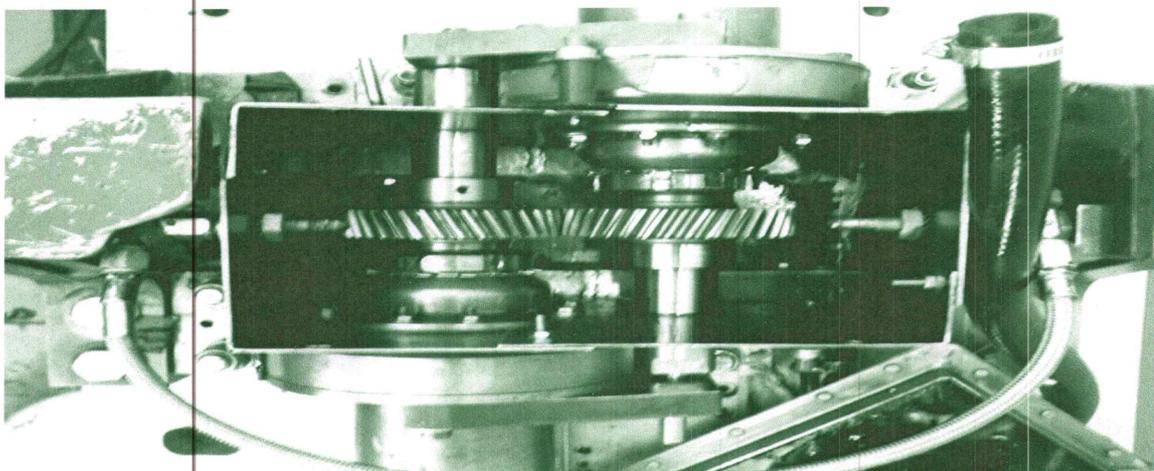


Figure I.15 : Vue de dessus de la transmission de puissance.

Chapitre I Etude bibliographique sur la surveillance des machines tournantes

La conception intelligente du banc a permis le développement de nombreux travaux de recherches [8, 9,10], passant de la modélisation dynamique au diagnostic de défaillance et à la maintenance des équipements.

Carine ALAUZE [11] a proposée dans ces travaux une technologie visant un équilibrage actif des rotors et a utilisé un banc d'essai pour sa mise en œuvre expérimentale, dans le but de valider la technologie ainsi que les principes présentés. Cette expérimentation avait pour but de montrer la pertinence de la modélisation par comparaison avec l'expérience.

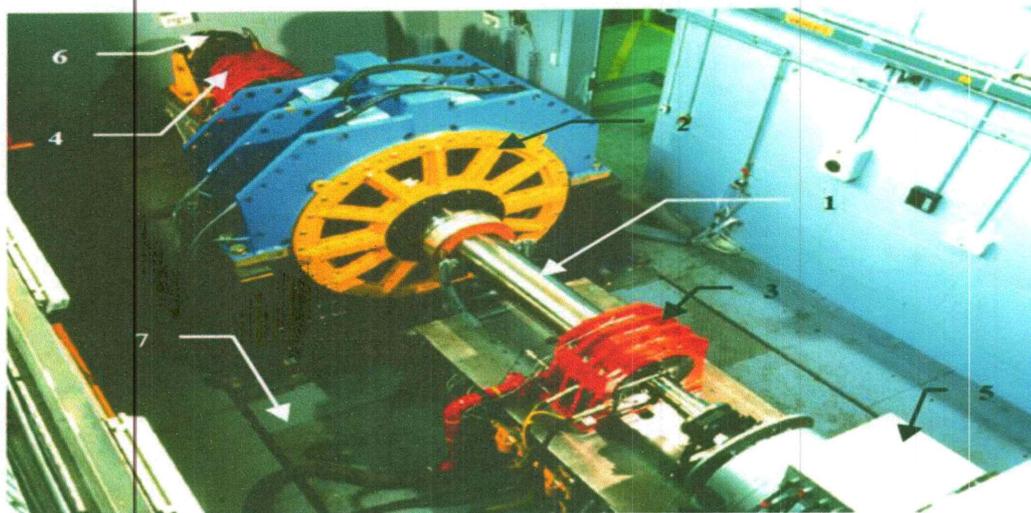


Figure I.16 : Photo du banc d'essai.

Il s'agit d'un rotor constitué d'un arbre (1) en acier et d'un disque (2) équipé du dispositif d'équilibrage actif. Le rotor est supporté par deux paliers hydrodynamiques de type cylindrique lisse (3 et 4). Un moteur électrique asynchrone et piloté en vitesse (5) entraîne l'arbre en rotation. Un frein électromagnétique (6) équipe le système pour les arrêts d'urgence. La structure est montée sur un bâti (7) décollé du sol. Un pupitre de commande permet de piloter et de surveiller le rotor durant son fonctionnement et le banc d'essai est surveillé par deux caméras vidéo. La vitesse de rotation nominale est de 1200 tr/mn. Le banc d'essai peut être balourdé par des masses additionnelles placées sur le disque (2). Bien qu'il s'agisse d'un banc d'essais assez spécifique ayant rempli sa fonction spécifique (confrontation avec la modélisation), son utilisation pour autre chose que l'étude des défauts d'équilibre reste complexe.

Au début des années 2000 plusieurs essais étudiant des défauts de roulement ont été établis sur un banc d'essais au niveau de la case western university. Ce banc d'essai se compose principalement d'un moteur et d'une génératrice, d'un accouplement (centre), d'un dynamomètre (droit) et des circuits de commande (non montrés). Les roulements testés soutiennent l'arbre du

Chapitre I Etude bibliographique sur la surveillance des machines tournantes

moteur des deux côtés (coté entraînement et coté ventilateur). De simples défauts sous forme de points ont été créés sur les roulements d'essai, en utilisant l'usinage électro-décharge.

Les signaux ont été enregistrés à l'aide d'accéléromètres, fixés à la cage du moteur par aimant. Ces capteurs ont été placés à la position 12 heures "vertical", des deux côtés "accouplement et ventilateur" de la cage du moteur.

Les données ont été enregistrées pour :

- Les roulements sans défaut.
- Les défauts uniques du cotés accouplement (12.000 et 48.000 points/second).
- Les défauts uniques du cotés ventilateur (12.000 points/second.)

Bien que focalisant uniquement sur les défauts de roulement, la publication en ligne de la base de donnée sous la dénomination de bearing data center a permis l'avènement d'une centaine de travaux de recherches citant les premiers travaux et ont donné une réputation mondiale au laboratoire de recherche de l'université [13].

Plus récemment en Algérie le laboratoire dynamique des moteurs et vibroacoustique de Boumerdes à investi dans la conception et la réalisation d'un banc d'essais pour l'étude des modes de défaillances des machines tournantes. Le banc d'essais bien qu'il soit assez basique, permettant uniquement d'étudier les défauts d'équilibres et de roulements, a servi en plus de participer à la tache pédagogique de support pour plusieurs travaux de recherches dans le laboratoire [14,15].



Figure I.17 : Banc d'essai du laboratoire LDYA de boumerdes.

Plus récemment Su et al. [16] ont utilisé un banc d'essai clefs en main pour valider leur approche, basée sur la combinaison d'une technique de réduction de dimensionnalité et d'une technique de classification, pour le diagnostic de défauts de roulement dans les machines tournantes. Le banc d'essais dont le cout d'acquisition reste assez élevé, présente plusieurs avantages. Le banc comporte un moteur AC dirigé par un variateur de vitesse permettant de tester une large gamme de vitesse. Le moteur est accouplé avec un arbre tournant supporté par des paliers à roulements, et dispose de deux disque d'inertie permettant à la fois un équilibrage et un déséquilibre du rotor. Une transmission par courroie permet de relier le premier arbre à un deuxième équipé d'un petit réducteur de vitesse.

I.7 Conclusion

Ce premier chapitre a permis de bien cerner le domaine de recherche présenté dans ce mémoire.

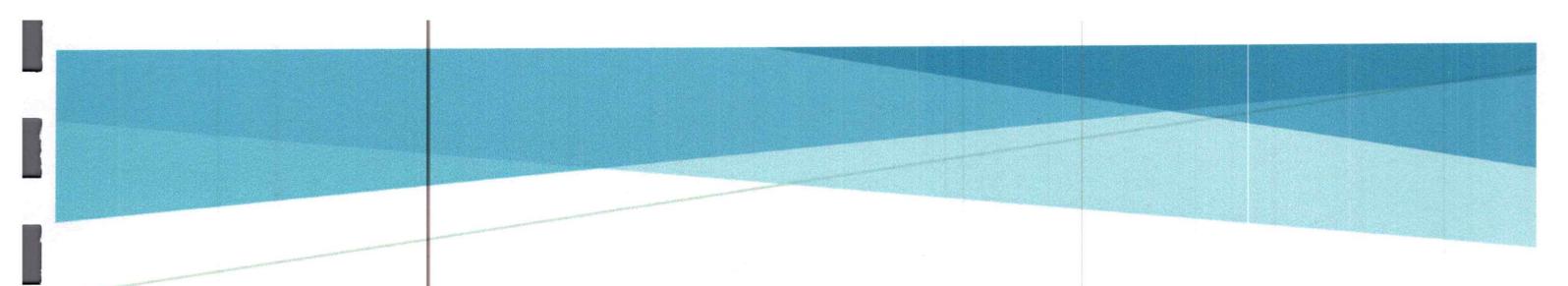
Nous avons parlé de machines tournantes et de leur importance dans l'industrie. Une étude bibliographique a été présentée par la suite montrant les différents types de maintenance et leurs domaines d'application.

Nous avons aussi vu quelques organes les plus importants et les plus courants dans les machines tournantes: les engrenages, les roulements...etc. Nous avons aussi identifié quelques avaries spécifiques et les plus importantes défaillances qui peuvent les atteindre et modifier leurs fonctionnements, les causes de ces avaries et les localisations des défauts dans ces différents organes de transmission de puissances.

Ensuite on a présenté les méthodes et les moyens de surveillance utilisés tels que l'analyse vibratoire, analyse d'huile, thermographie infrarouge permettant d'identifier avec plus ou moins de précision l'origine des défauts.

Un état de l'art comportant des travaux de recherche dans le domaine qui ont été publiés par des chercheurs de divers laboratoires a suivi, mettant au clair l'importance de la recherche dans ce domaine. Des bancs d'essais conçus spécifiquement pour la réalisation de ces manipulations expérimentales, ont permis le développement de ces travaux, ce qui montre l'utilité d'avoir dans un laboratoire de recherche de tels équipements, et c'est ce qui nous a motivés pour entamer ces démarches de conception d'un banc d'essais spécifique au diagnostic des machines tournantes.

Le chapitre suivant sera donc consacré à la définition et au dimensionnement d'un banc d'essais simulant le fonctionnement de machines tournantes.



CHAPITRE II
PRE-ETUDE DE CONCEPTION

II.1 Introduction

Dans le but d'étudier les différents aspects liés aux défaillances des machines tournantes, la conception et la réalisation d'un banc d'essais simulant le comportement de ces machines est nécessaire.

Une pré-étude est nécessaire avant d'entamer toute procédure de conception se composant des éléments suivants :

- La définition et l'étude d'un cahier des charges mettant au clair les principales contraintes relatives à la conception.
- Etudes des principales solutions vues dans la littérature.
- Proposition d'une solution optimale.

Dans cette voie ce présent chapitre sera consacré à la pré-étude de conception

II.2 Cahier des charges

II.2.1 Attentes techniques

Le système mécanique à concevoir devra respecter le cahier des charges suivant :

II.2.1.1 Représentatif des machines tournantes

Le banc d'essais devra comprendre les principaux composants pouvant équiper une machine tournante industrielle (arbres, roulement, jeux d'engrenage, courroies, disque d'inertie), dans le but de pouvoir simuler son fonctionnement avec et sans la présence.

II.2.1.2 Dispositif modulable (facilité de montage et de modification des éléments)

- Le banc d'essais devra être modulaire en permettant différentes dispositions : mise en fonctionnement de un à trois arbres en rotations selon les besoins d'essais.
- Une facilité de montage et de démontage devra être garantie dans des délais acceptables et sans causer la ruine des différents composants

II.2.1.3 Vitesse de fonctionnement variable

- Le banc devra fonctionner sous différentes vitesses de rotation ; de 0 à 3000 tr/min.

II.2.1.4 Possibilité de chargement

- L'installation d'un dispositif de freinage devra être considérée dans l'étude mécanique du banc.

I.3 Analyse de solutions vues dans la littérature

Comme décrit dans le chapitre précédant différents travaux ont été établis basés sur des manipulations sur banc d'essais. Le tableau II-1 montre un récapitulatif de plusieurs travaux, les défaillances pouvant être étudiées sur les bancs et les principales techniques de surveillances utilisées.

Réf	Année	Défaillances pouvant être étudiées sur le banc					Flexibilité	Technique de surveillance expérimentée
		Roulement	Transmission par engrenage	Courroie	Accouplement	Equilibre		
[7]	1970	Non	Oui	Non	Non	Non	Non	Emission acoustiques
[17]	1984	Non	Non	Non	Non	Non	Non	Analyse vibratoire
[18]	1999	Oui	Oui	Non	Non	Non	Non	Analyse vibratoire
[19]	2001	Oui	Non	Non	Non	Oui	Non	Analyse vibratoire
[20]	2006	Non	Non	Oui	Non	Non	Non	Vitesses instantanée
[21]	2012	Non	Oui	Non	Non	Non	Non	Analyse vibratoire Vitesses
[22]	2014	Non	Non	Oui	Non	Non	Non	Analyse vibratoire mesures d'efforts
[9]	2015	Oui	Oui	Non	Non	Oui	Non	Analyse vibratoire

Tableau II.1 : Banc d'essais vus dans la littérature.

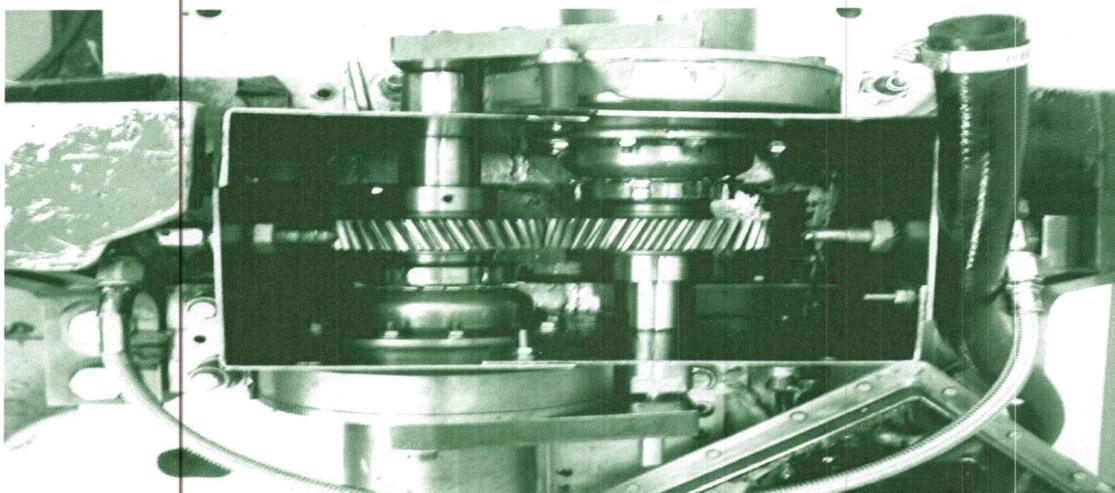
Après analyse des travaux, on constate qu'uniquement le banc utilisé dans [9] permet de simuler les principaux défauts affectant les machines tournantes sauf qu'il n'est pas flexible et qu'il ne permet pas une évolution rapide de son état.

A partir de ces travaux nous allons analyser de plus près quatre solutions.

I.3.1 Solution 1

Le Banc Bruit [10] est constitué d'un châssis en béton armé, isolé du sol par des plots amortissant. Les deux lignes d'arbres ayant chacune un diamètre de 60 mm et une longueur de 680 mm sont montées en boucle ouverte et fixées sur ce châssis par l'intermédiaire de quatre paliers à roulement. Les lignes d'arbre sont liées en rotation par les engrenages d'essais. Un support intermédiaire, constitué d'une plaque montée sous les paliers et entre le socle, permet d'effectuer des désalignements d'arbres dans deux plans perpendiculaires (possibilité d'introduction des défauts de déviation et inclinaison). La vitesse et le couple sont appliqués par l'intermédiaire d'un dispositif électronique comportant un moteur et une génératrice-frein, ainsi qu'une armoire de commande. Les vitesses de rotation des arbres peuvent atteindre 6000 tr/min. La puissance délivrée par les moteurs électriques est de 120 kW, ce qui permet d'obtenir des couples de fonctionnement de 15 da N.m. La zone active du dispositif d'engrènement est délimitée par un boîtier à huile métallique qui confine la lubrification par jet d'huile sur les engrenages. Ce boîtier ne joue en aucun cas le rôle d'un carter au sens de « liaison entre les différents organes actifs », il remplit uniquement la fonction de « réceptacle de liquide de lubrification ».

Le banc reste tout de même assez lourd de par son encombrement et la difficulté que peuvent rencontrer d'autres utilisateurs afin de le faire évoluer vers d'autre applications, tels que l'étude d'autres mécanismes de transmission (essais sur courroies, chaînes...), ni l'isolation de certains équipement dont les composantes vibratoires sont moins énergétiques (Roulements...).



FigureII.1 : Banc bruit.

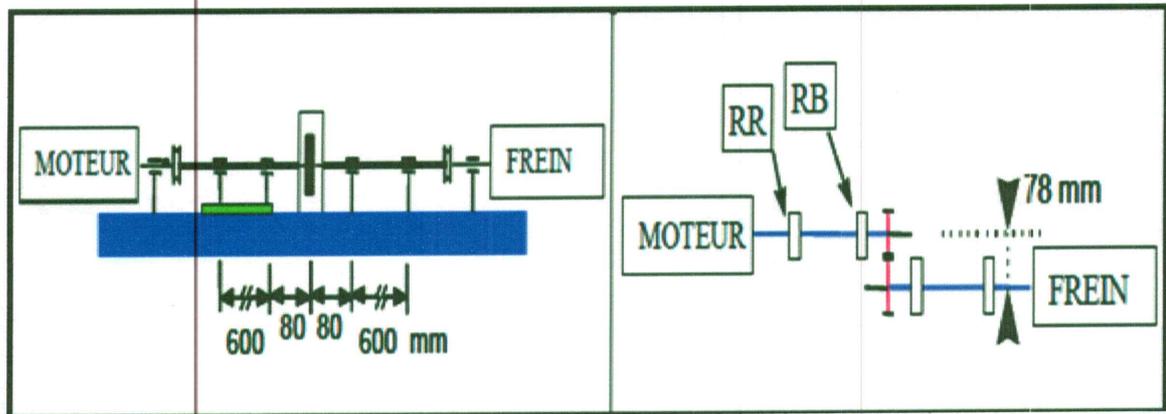


Figure II.2: Architecture du banc d'essais (RB : Roulement à billes RR : Roulement à rouleaux cylindrique).

I.3.2 Solution 2

Ce banc d'essai [12] se compose principalement d'un moteur (à gauche), d'un accouplement transducteur/encodeur (centre), d'un dynamomètre (droit) et des circuits de commande (non montrés). Les roulements testés soutiennent l'arbre du moteur des deux côtés (coté entraînement et coté ventilateur). De simples défauts sous forme de points ont été créés sur les roulements d'essai, en utilisant l'usinage électro décharge.

Les signaux ont été enregistrés à l'aide des accéléromètres, qui ont été fixés à la cage du moteur par aimant. Ces capteurs ont été placés à la position 12 heures "vertical", des deux côtés "accouplement et ventilateur" de la cage du moteur.

Bien que ce banc ait été largement vu et utilisé dans la littérature, il reste assez spécifique à l'étude des défauts de roulement et ne permet pas l'étude d'autres modes de défaillance ni l'évolution vers d'autres configurations.

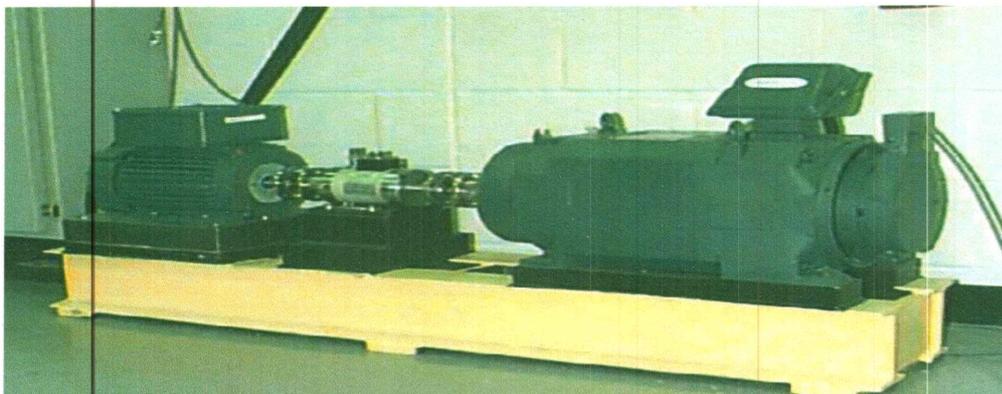


Figure II.3 : Banc d'essai de roulements.

I.3.3 Solution 3

Le banc développé en Algérie [14] se compose d'un rotor (arbre plus disque d'inertie) supporté par deux roulements à billes de type SKF6208. Un roulement d'essai de même type est monté dans le palier (2) est entraîné par un moteur AC, entre les paliers ont été placés deux disques d'inerties permettant l'étude des défauts d'équilibres. Le banc d'essai est fixé sur une table métallique solidaire du sol par le biais de plusieurs vis de serrage.

Le banc reste tout de même assez basique où l'absence de charge reste une lacune importante, mais aussi l'absence d'autres organes (engrenages, courroies), et avec une structure rigide ne permettant pas de possible évolutions.

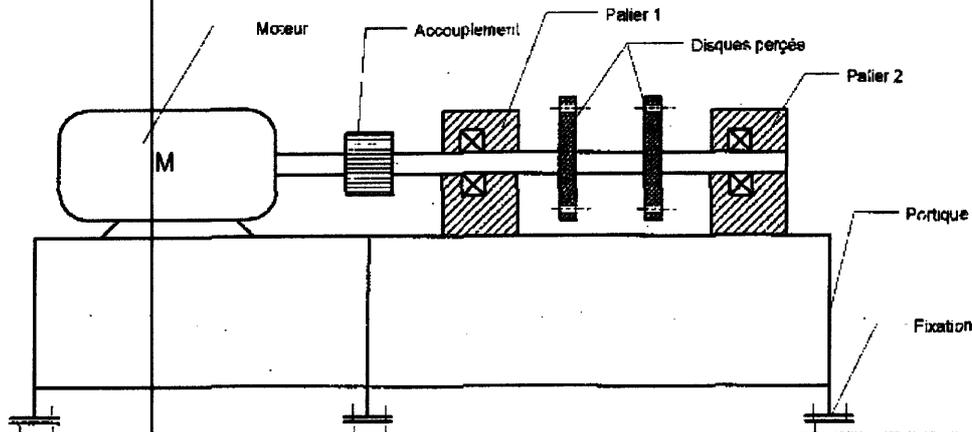


Figure II.4 : Schéma du banc d'essai.

I.3.4 Solution 4

Le dernier banc [16] semble assez complet puisqu'il permet la simulation de défauts de roulement, courroies, engrenages et équilibre des arbres. Il présente néanmoins quelques inconvénients :

- L'absence de charge, indispensable pour la simulation de conditions réelles
- Une isolabilité des défauts rendu difficile par le positionnement des différents composants, en effet, il est impossible sur ce banc d'isoler les défauts d'engrènement (par exemple) sans passer par la liaison courroie.
- La rigidité induite par le montage et le positionnement des composants peut aussi poser des problèmes pour de évolutions futures.
- L'absence de documentation complète (sur l'introduction de défauts sur les composants)

- peut poser certains obstacles face à la compréhension des différents phénomènes induits (exemple sur le papier où les auteurs ont du mal à détailler les défauts de roulement étudiés).

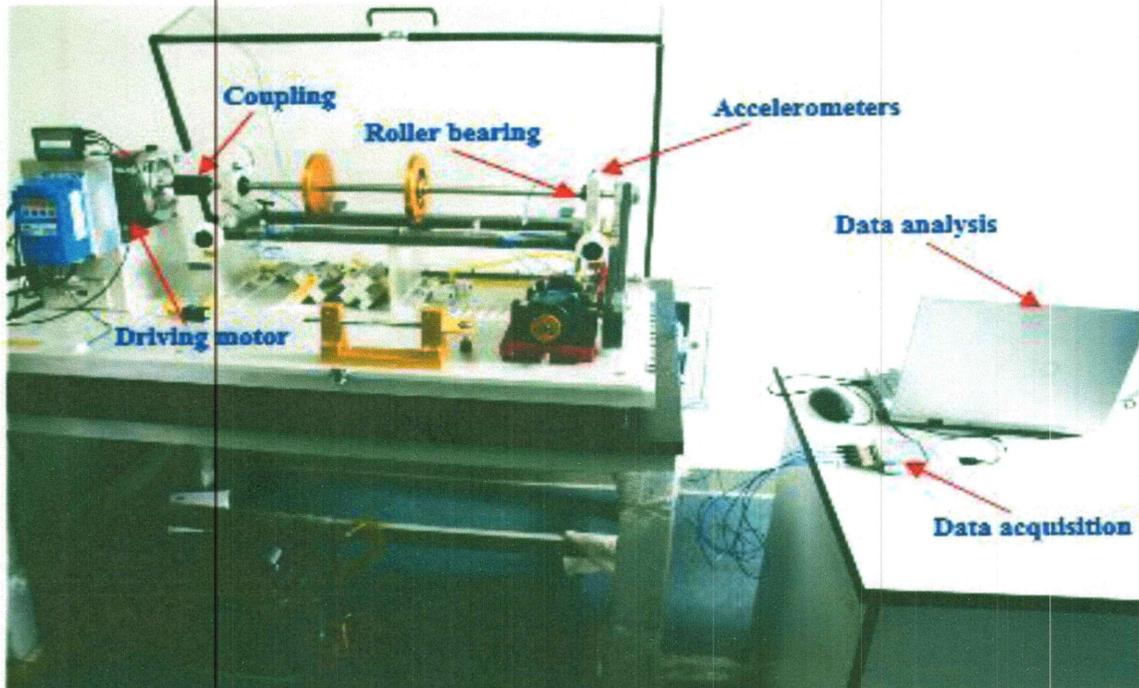


Figure II.5 : Photo du banc d'essai.

I.4 Solution proposé

I.4.1 Structure générale et cinématique du banc

La conception d'un banc d'essai impose avant tout une étude spécifique sur la structure générale et cinématique du banc. Afin de satisfaire les contraintes posées dans le cahier des charges la solution proposée comportent :

- Une structure en profilé de construction, permettant une rigidité à priori satisfaisante, en parallèle d'une souplesse de montage et de reconfiguration.
- Un moteur asynchrone triphasé de puissance $1.5kw$, permettant d'imposer un couple satisfaisant et largement utiliser en industries.
- Quatre arbres :
 - Deux arbres réducteurs reliés par une transmission à engrenage.
 - Deux arbres disque comportant des disques d'inertie.
- Un carter supportant les arbres disque.
- Quatre couples de palier à roulements, un couple par arbre.

- Une transmission par courroies, comportant deux poulies et une courroie trapézoïdale.
- Un système de frein à poudre permettant l'imposition d'une charge.
- Deux accouplements reliant le moteur et le frein au deux arbres moteur et récepteur.

Le tout doit pouvoir être montées dans les configurations suivantes :

I.4.1.1 Première configuration

Dans cette configuration le moteur et le frein sont accouplés avec un seul et même arbre (arbre disque). L'arbre est supporté par deux paliers à roulement et supporte un disque d'inertie.

Cette configuration permet d'isoler les défauts de roulements et d'équilibre.

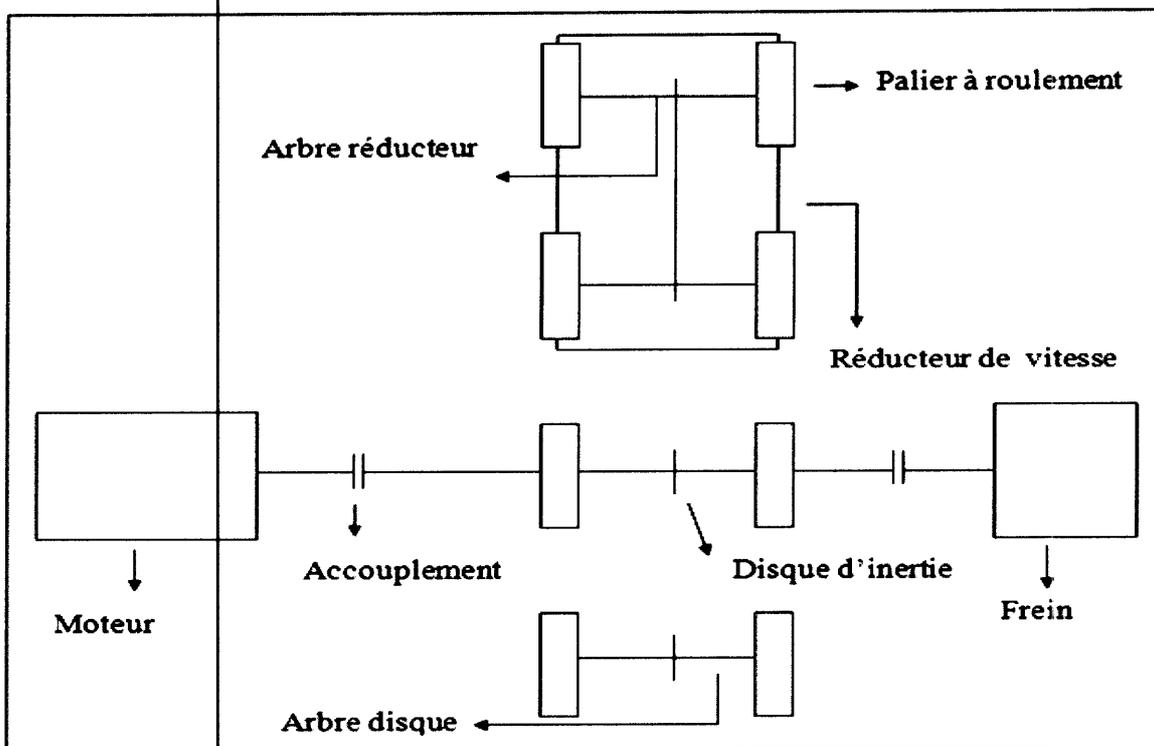


Figure II.6 : Schéma de la première configuration.

I.4.1.2 Deuxième configuration

Dans la deuxième configuration deux arbres disques sont utilisés l'un accouplé au moteur et l'autre au frein. Les deux arbres sont reliés ensemble par une transmission à courroies. Cette configuration permet d'isoler la défaillance des courroies.

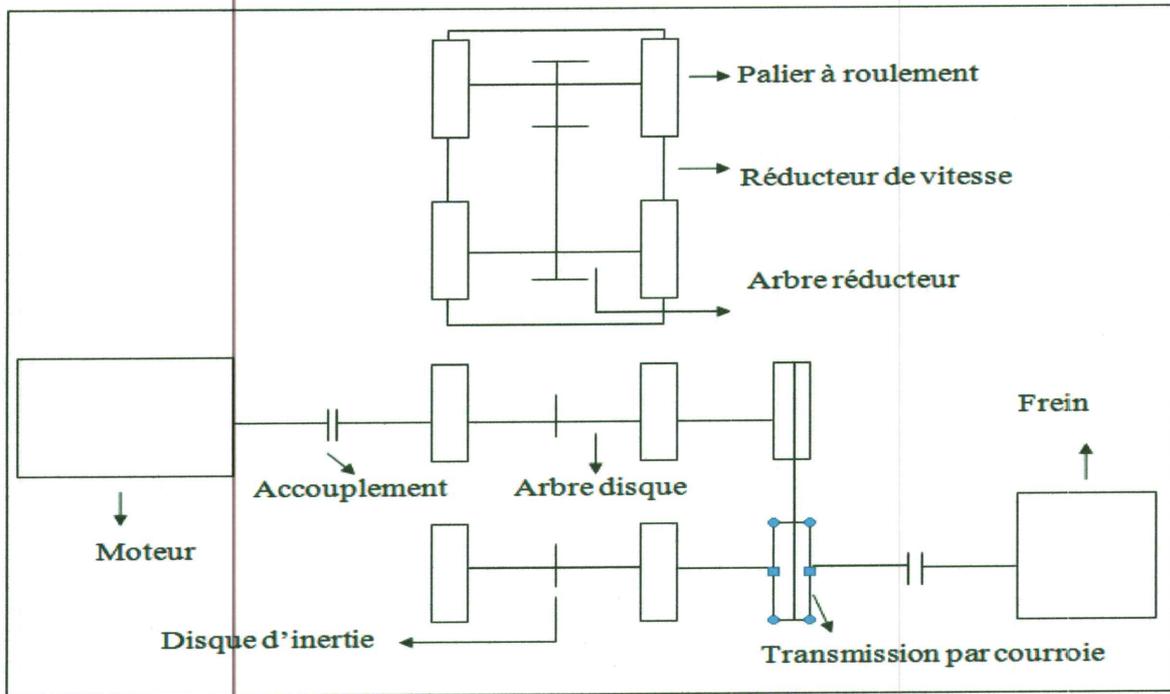


Figure II.7 : Schéma de la deuxième configuration.

I.4.1.3 Troisième configuration

Dans la troisième configuration deux arbres sont utilisés (arbres réducteur), un moteur accouplé au moteur et un récepteur accouplé au frein les deux arbres sont reliés ensemble par une transmission à engrenage.

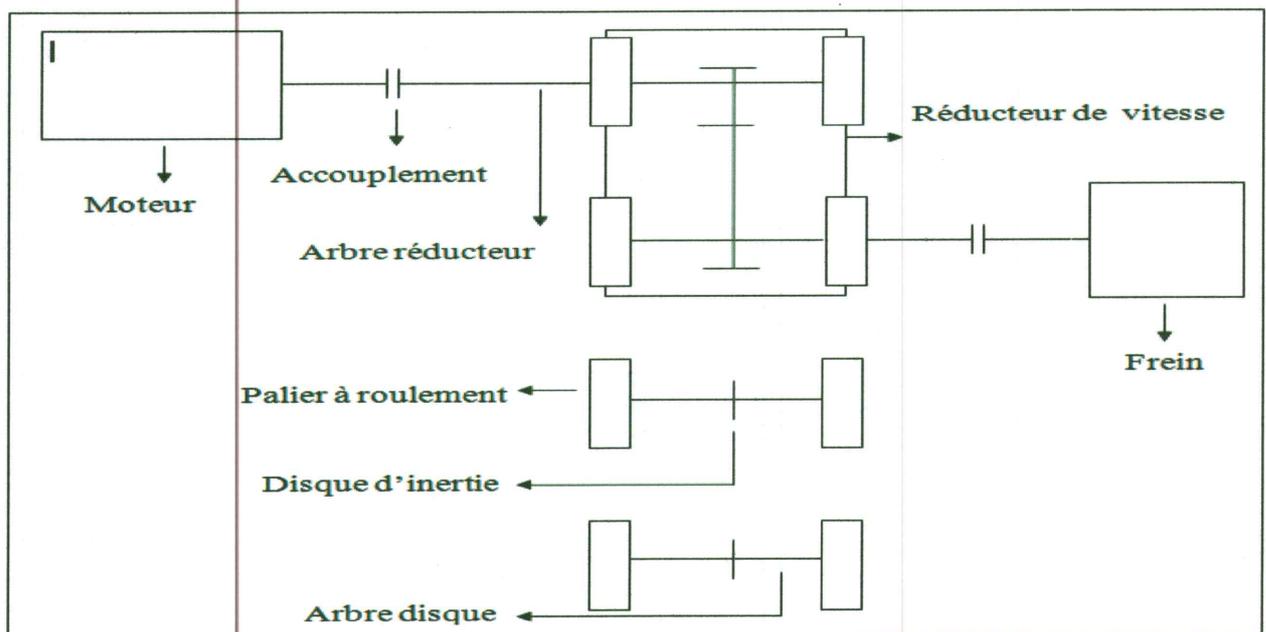


Figure II.8 : Schéma de la troisième configuration.

I.4.1.4 Quatrième configuration

Dans la dernière configuration trois arbres vont être utilisés (deux arbres réducteur et un arbre disque), et deux mécanismes d'entraînement, une première transmission par engrenage entre les arbres réducteur et une transmission par courroie entre un arbre réducteur et un arbre disque.

Cette configuration permettra l'étude de l'effet des défaillances combinées sur le comportement des machines.

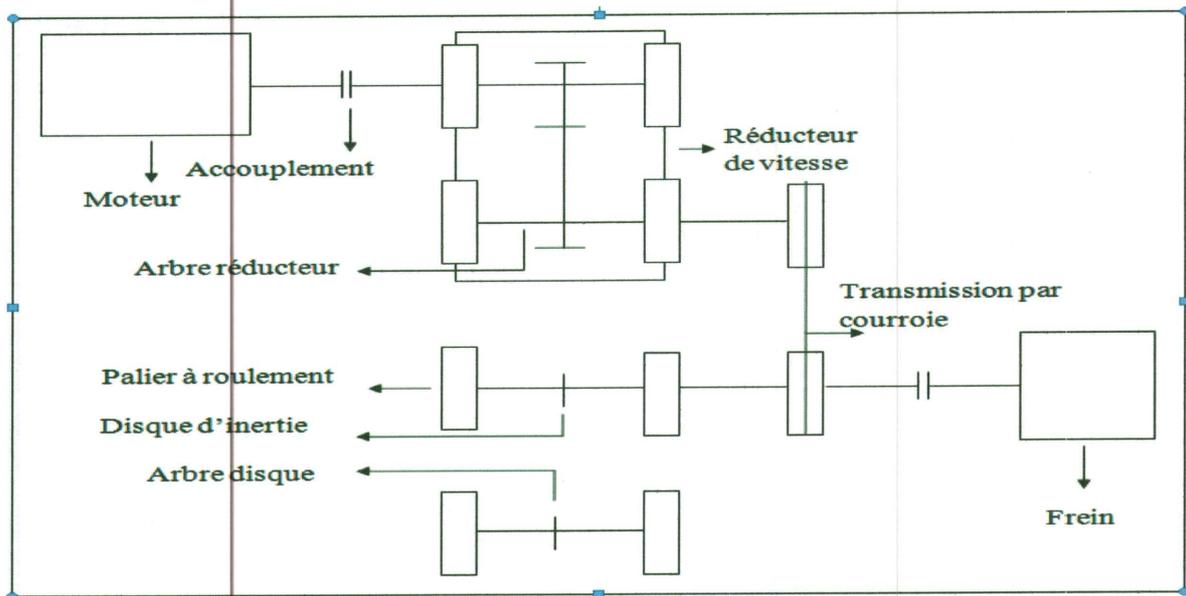


Figure II.9: schéma de la quatrième configuration.

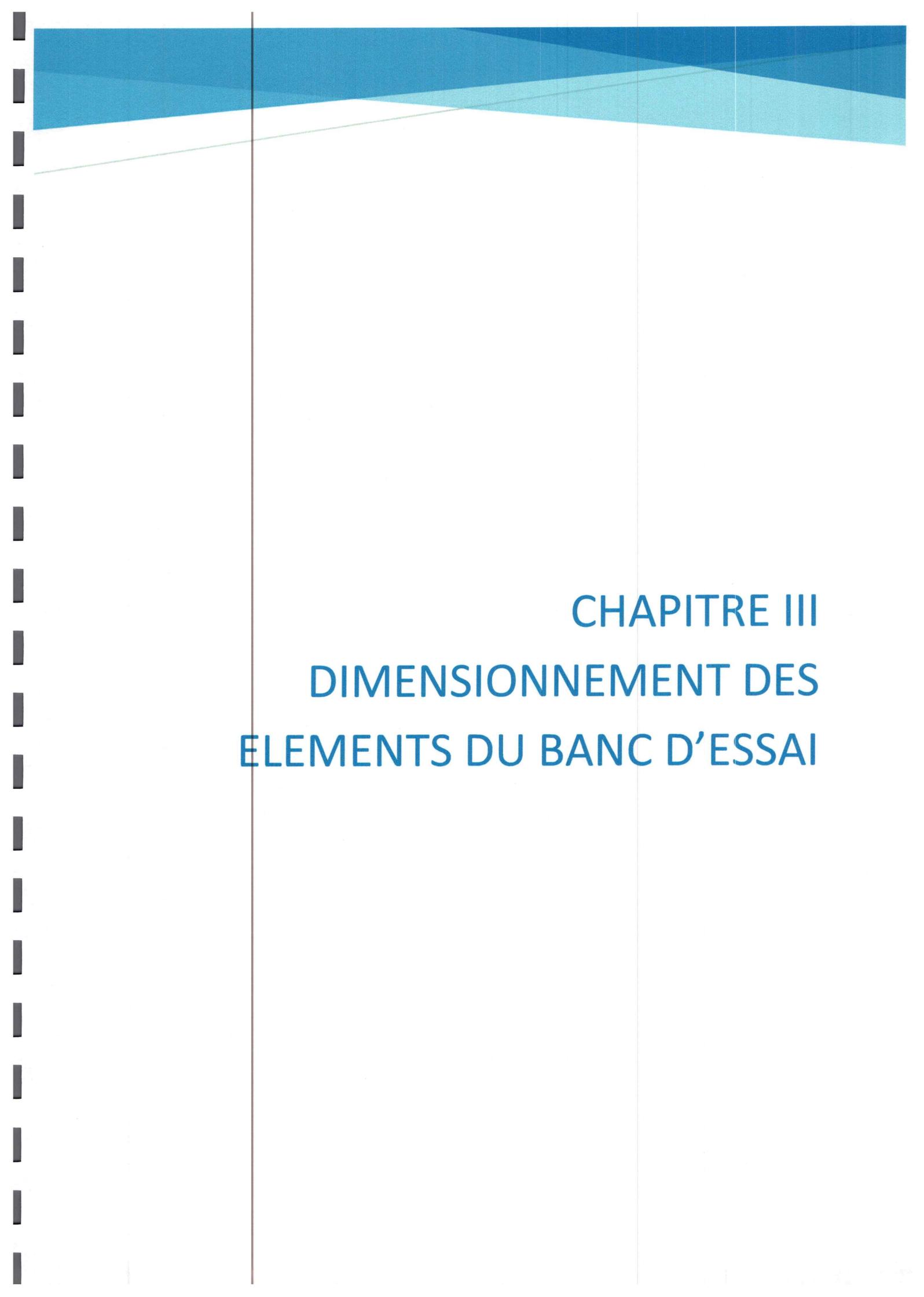
I.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons développé un cahier de charge résumant les contraintes techniques relatives au développement d'un banc d'essais modulable, flexible et représentatifs d'une variété de machines tournantes.

Une analyse des solutions montrées dans la littérature nous a permis de prendre conscience des difficultés à surmonter.

Une solution optimale a été proposée regroupant les composants les plus vus dans les machines tournantes développée sur plusieurs configurations.

La solution proposée va être traitée et mise en œuvre dans les chapitres suivants.



CHAPITRE III
DIMENSIONNEMENT DES
ELEMENTS DU BANC D'ESSAI

III.1 Introduction

Ce chapitre sera consacré à la démarche de la conception, pour ce faire, le choix et le dimensionnement des différents organes du banc d'essais sont abordés tout en respectant les différentes contraintes techniques. Ceci part de choix préalable des éléments de structure et jusqu'à la définition et la modélisation complète des composant sous Solidworks.

Une attention est portée pour le choix d'un maximum de composants normalisés afin de donner une souplesse à la conception.

III.2 Choix, conception, positionnement et montage des différents éléments

III.2.1 Définition primaire de la structure

Pour permettre une souplesse et une modulabilité de la structure nous avons opté pour du profilé de construction pour sa composition. Un premier choix s'est abattu sur du profilé 12 :60X60 (Fig. III.1) définit (Fig. III.2) offrant une rigidité et une robustesse à priori satisfaisante [23].

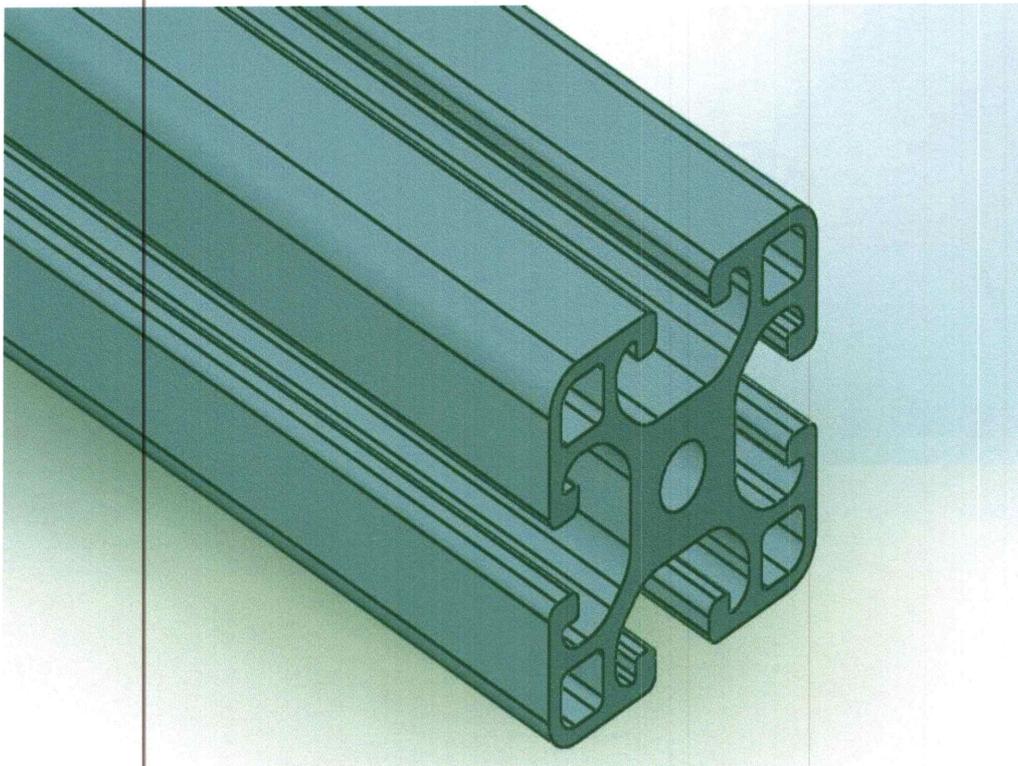


Figure III.1 : profilé12.



Profilé 12 60x60 léger



S [cm ²]	p [kg/m]	I _x [cm ⁴]	I _y [cm ⁴]	I _z [cm ⁴]	W _x [cm ³]	W _y [cm ³]
14,50	3,91	46,02	46,02	7,05	15,36	15,36
naturel, coupe max. 6000 mm						0.0.001.16
naturel, 1 pce, long. 6000 mm						0.0.001.06

Figure III.2 : Définition du profilé 12 utilisé.

Associés au profilé 12 plusieurs accessoires vont être utilisés pour assurer différentes configurations de montage :

- Des embouts en plastique pour couvrir les arrêtes vifs (**Fig. III.3**).
- Des éléments de fixations directes pour assembler les différents profilés (**Fig. III.4 a-b**).
- Des écrous St équipés de billes à ressort et de taraudage M10-M12 pour monter les différents composants sur la structure (**Fig. III.5**).
- Des socles pour pieds et des pieds réglables pour assurer une liaison au sol du banc d'essais (**Fig. III.6**).

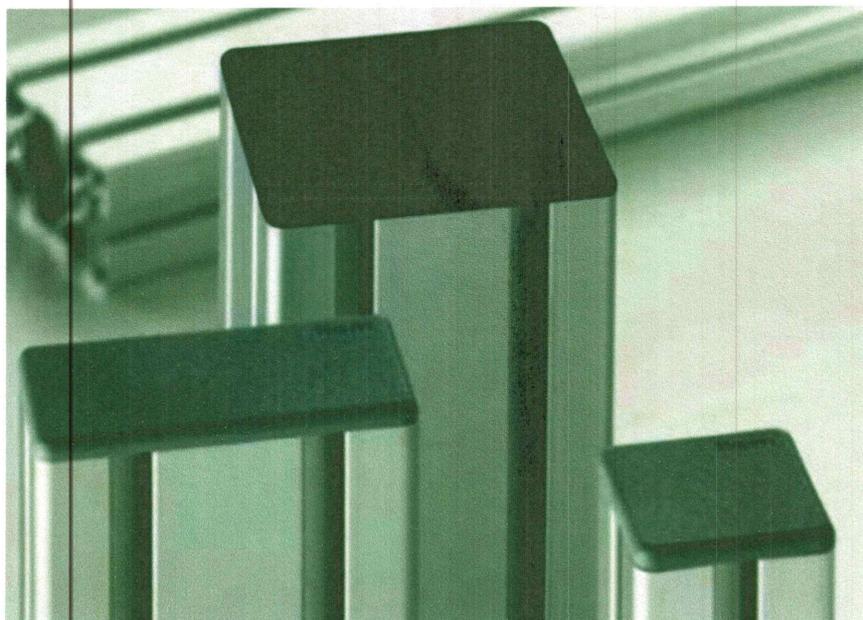


Figure III.3 : Embouts.

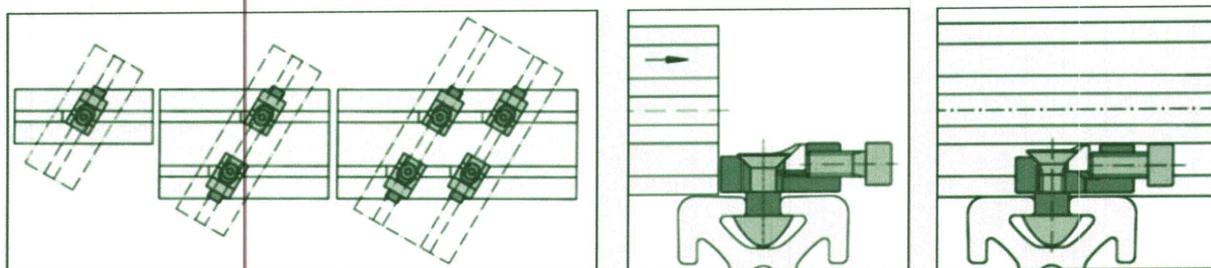
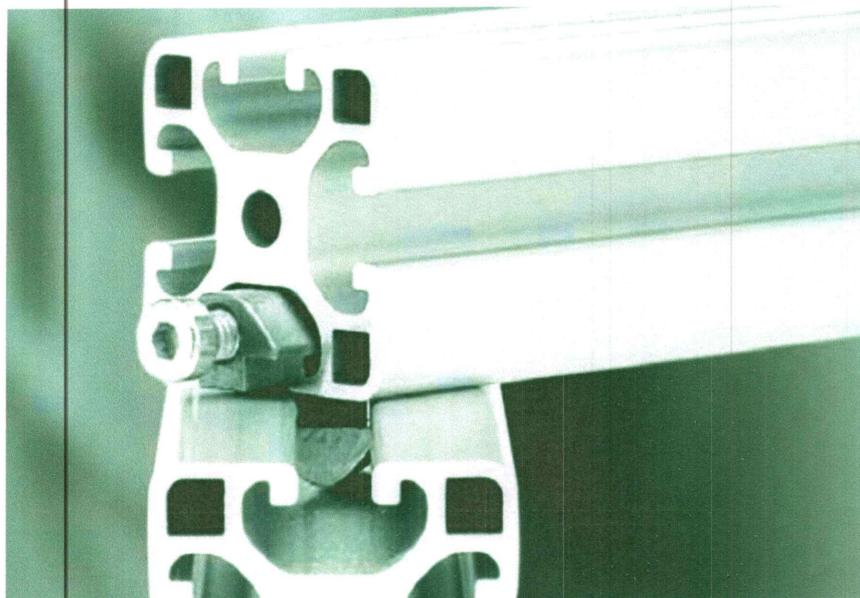


Figure III.4 : Eléments de fixation.

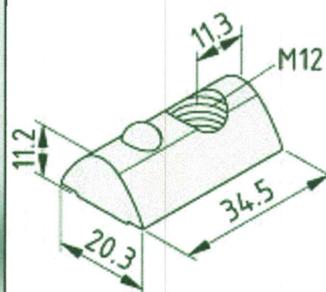
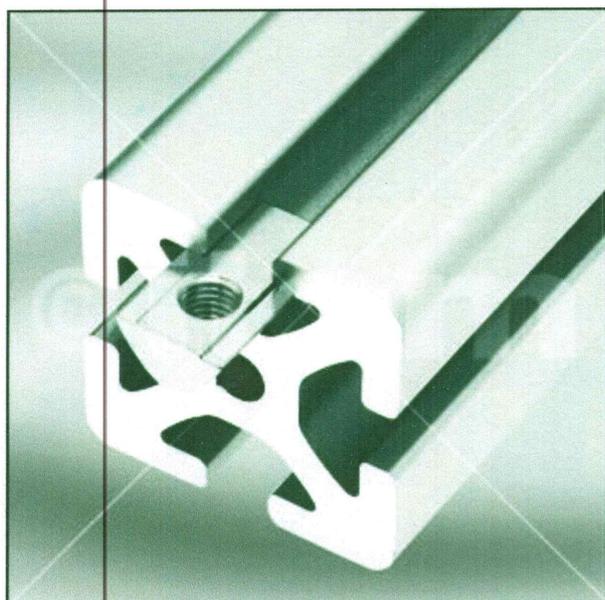


Figure III.5: Ecrou 12 St M12, zingué.

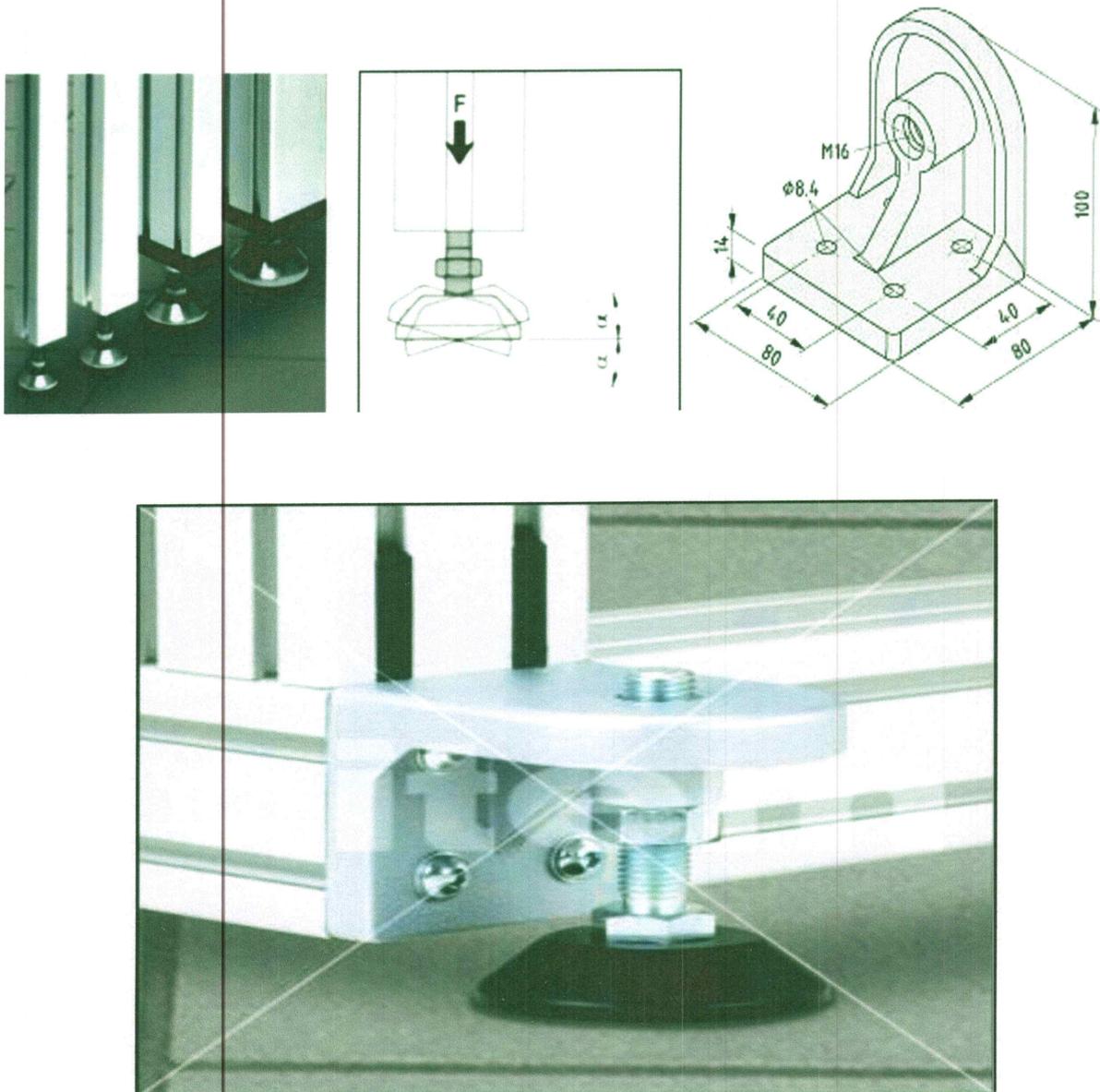


Figure III.6 : Eléments de liaison au sol.

Le dimensionnement de la structure se fera en prenant part de l'encombrement des éléments constitutifs du banc.

III-2.2 Moteur

Le moteur électrique est un organe de base dans ce banc d'essai, sa popularité résulte du peu d'entretien nécessaire, de sa simplicité de construction et d'entretien, de sa standardisation et de sa robuste. Le moteur asynchrone couplé à un variateur de fréquence est de loin le type de moteur le plus utilisé pour les applications où il est nécessaire de contrôler la vitesse et le déplacement d'une charge.

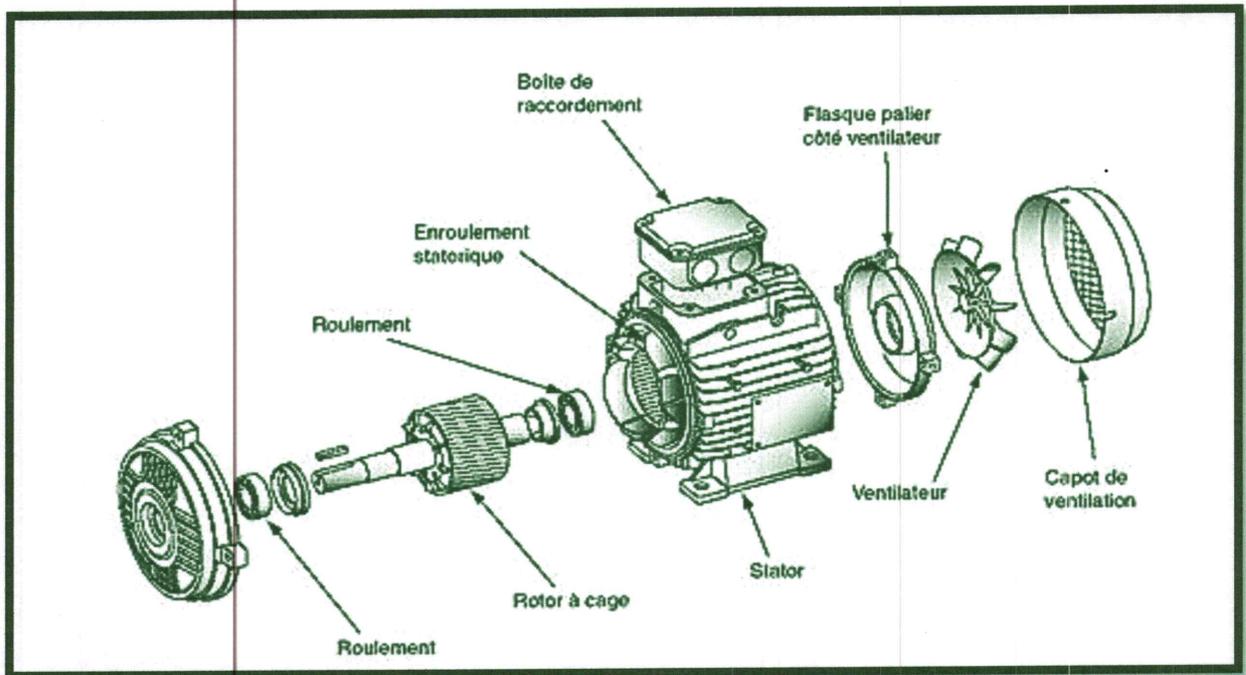


Figure III.7 : éléments d'un moteur asynchrone.

Le système moteur-variateur convient bien pour des applications tels que les ascenseurs car on recherche une excellente précision à fois au niveau de la vitesse (confort des utilisateurs) et de la précision de la position de la cabine par rapport aux paliers.

On a opté pour un moteur asynchrone triphasé de puissance de 1.5 kw . Les caractéristiques techniques du moteur sont montrées sur le tableau III-1.

caractéristiques	
Puissance	1,5 kw
Fréquence	50 hz
Vitesse nominale	3000 tr/min
Tension	220/380 V
Poids	15 kg

Tableau III.1 : Caractéristiques du moteur triphasé.

La figure III-9 montre une définition du moteur choisi permettant d'apprécier son encombrement.

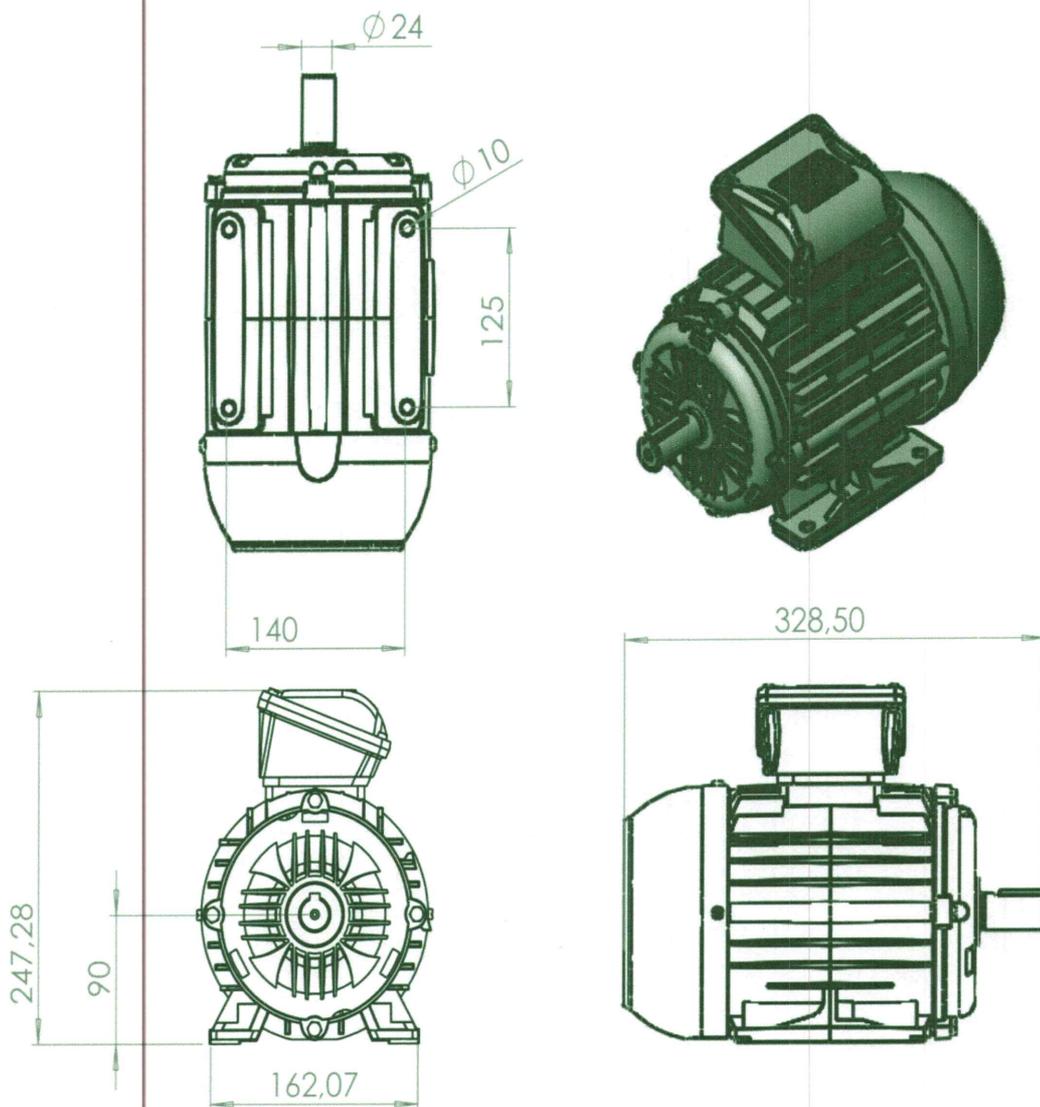


Figure III.8 : Définition du moteur asynchrone.

III.2.3 Dispositif de freinage

Le dispositif de freinage ne sera pas utilisé pour bloquer complètement la machine mais plutôt comme un couple de chargement entre 3 et 12 N/m. Pour se faire nous avons opté pour un système de frein électromagnétique à poudre. Le système choisi est montré sur la figure III-10, ses caractéristiques techniques sur le tableau III-2, et sa courbe d'étalonnage sur la figure III-11.

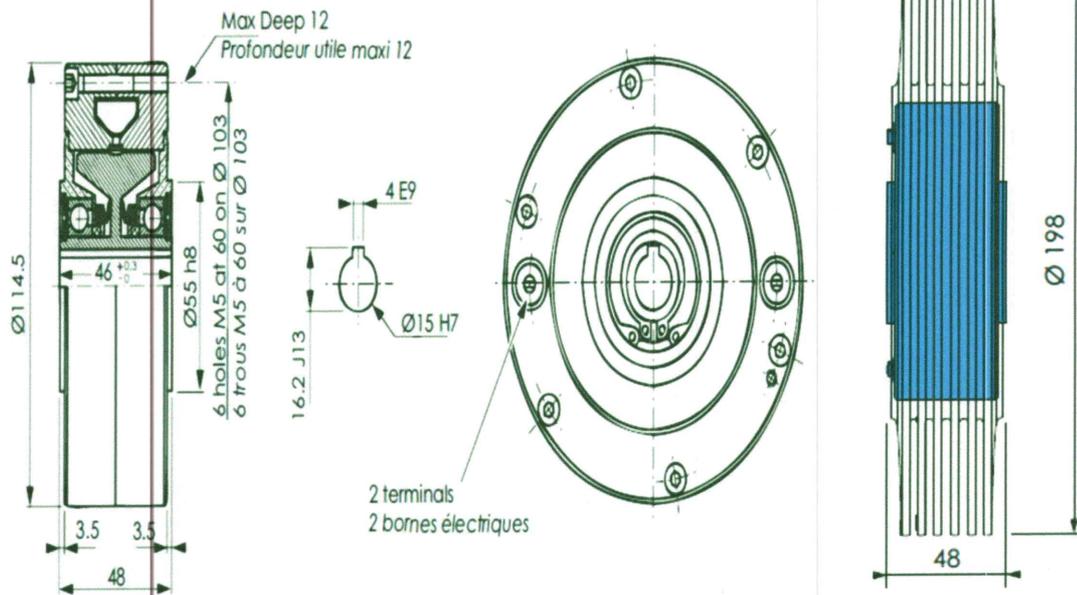


Figure III.9 : Définition du frein.

Données techniques		
Couple nominal	12	Nm
Courant nominal	0.55	A
Couple résiduel	0.27	Nm
Couple résiduel RR(1)	0.56	Nm
Impédance de la bobine (2)	23	Ω
Inertie du rotor	$0.25 \cdot 10^{-3}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Vitesse de rotation min (3)	40	mn^{-1} rpm
Vitesse de rotation max (3)	3000	mn^{-1} rpm
Temp.ext.nominale du corps (4)	100	$^{\circ}\text{C}$
Limite max de Temp.ext.du corps	120	$^{\circ}\text{C}$

Tableau III.2 : Données techniques de frein.

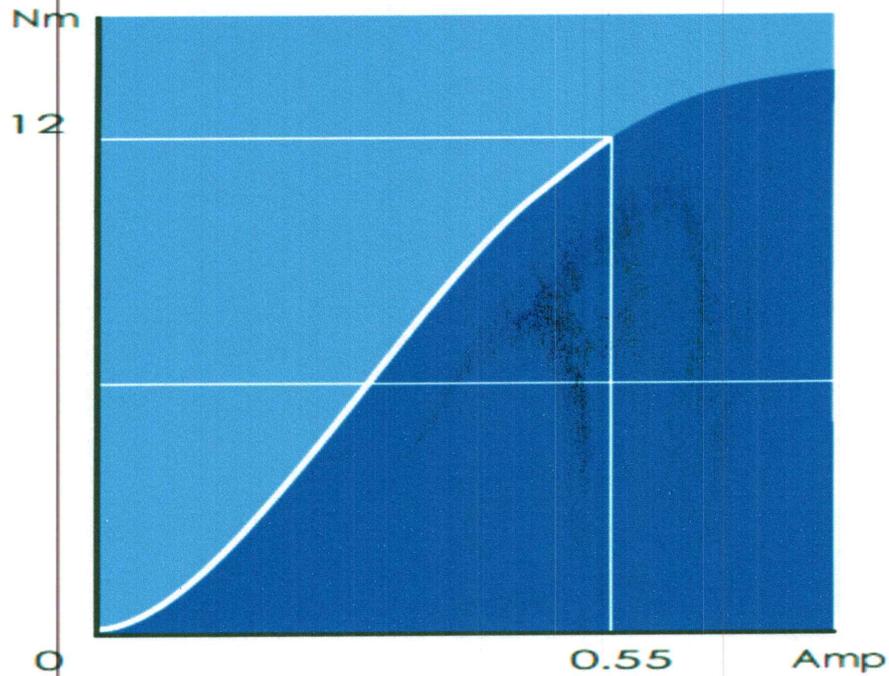


Figure III.10 : Courbe d'étalonnage du frein.

III.2.4 Accouplement

Les accouplements sont des organes de liaisons utilisés pour transmettre la vitesse et le couple, ou la puissance entre deux aux arbres de transmission.

Le choix d'un type d'accouplement dépend des défauts d'alignement qui peuvent exister entre les deux arbres : désalignement radial, axial, angulaire et écart en tension.

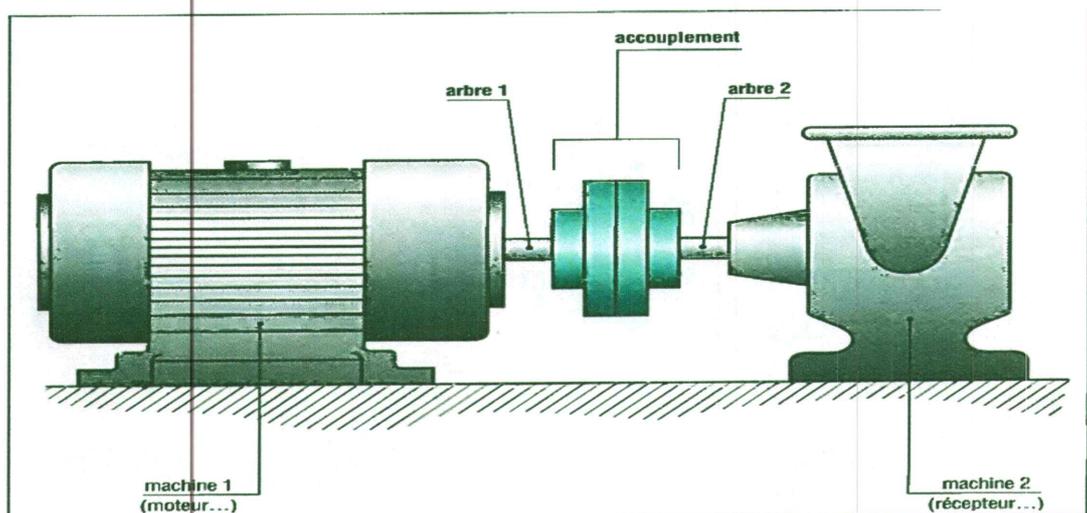


Figure III.11 : Principe d'accouplement des arbres de transmission.

Pour notre conception l'accouplement doit permettre une certaine souplesse et vu la puissance du moteur choisie assez modérée, un accouplement à engrenage à denture bombée / flexible fera l'affaire, de part de son coût et de part de l'aisance de son montage et démontage.

Avec une vitesse de rotation variant entre 200tr/min et 3000 tr/min et une puissance motrice de 1,5kw. Nous avons un rapport R/N qui varie entre 0,0005 et 0,0075.

L'accouplement est aussi choisi en fonction des diamètres des arbres de sortie du dispositif de freinage Ø15mm et du moteur Ø24mm.

L'accouplement M28 est choisi en analysant les tableaux constructeur BoWeX (Tab III 3-4). Il est défini sur les figures.

Type and size		Power P [kW] / n [rpm]	
		Rated	Max.
Type plug-in coupling / junior M	junior 14 / M-14	0,0005	0,010
	junior 19 / M-19	0,0008	0,0017
	junior 24 / M-24	0,0013	0,0025
Type M I AS Spec.-I SG SSR	14	0,0010	0,003
	19	0,0017	0,005
	24	0,0021	0,006
	28	0,0047	0,014
	32	0,0063	0,019
	38	0,0084	0,025
	42	0,010	0,031
	45 / 48	0,015	0,044
	65	0,040	0,119
	80	0,073	0,22
	100	0,13	0,38
	125	0,26	0,78

Tableau III.3 : Type d'accouplement en fonction du rapport Puissance / Vitesse.

BoWex® type M, type I and type M...C 																			
Size	Finish bore d ₁ , d ₂		Dimensions [mm]										Weight with max. bore-Ø			Mass moment of inertia J with max. bore-Ø			
		Pilot bored	max.	I ₁ , I ₂	E	L	L _H	M, N	I ₃	D	D _H	Tip circle ØDZ of hub	Lengthened hub I ₁ , I ₂ max.	Sleeve [kg]	Hub [kg]	Total [kg]	Sleeve [kgcm ²]	Hub [kgcm ²]	Total [kgcm ²]
M-14	M-14C	-	15	23	4	50	37	6,5	10	25	40	33	40	0,03	0,07	0,10	0,08	0,09	0,26
M-19	M-19C	-	20	25	4	54	37	8,5	10	32	47	39	40	0,03	0,10	0,23	0,15	0,16	0,47
M-24	M-24C	-	24	26	4	56	41	7,5	14	36	53	45	50	0,04	0,14	0,32	0,21	0,36	0,93
M-28	M-28C	-	28	40	4	84	46	19	13	44	65	54	55	0,08	0,33	0,74	0,65	1,22	3,09
M-32	M-32C	-	32	40	4	84	48	18	13	50	75	63	55	0,09	0,43	0,95	1,14	2,17	5,48
M-38	M-38C	-	38	40	4	84	48	18	13	58	83	69	60	0,13	0,55	1,23	1,58	3,55	8,68
M-42		-	42	42	4	88	50	19	13	65	92	78	60	0,14	0,68	1,50	2,32	5,98	14,28
M-48	M-48C	-	48	50	4	104	50	27	13	68	95	78	60	0,23	0,79	1,81	3,90	7,22	18,34
M-65	M-65C	21	65	55	4	114	68	23	16	96	132	110	70	0,55	1,90	4,35	21,2	31,8	84,8
I-80		31	80	90	6	186	93	46,5	20	124	178	145	-	1,13	5,20	11,53	68,9	150,8	370,5
I-100		38	100	110	8	228	102	63	22	152	210	176	-	1,78	9,37	20,52	158,6	401,3	961,2
I-125		45	125	140	10	290	134	78	30	192	270	225	-	3,88	19,44	42,76	562,9	1362,3	3287,5

Tableau III.4 : Caractéristiques géométriques de l'accouplement.

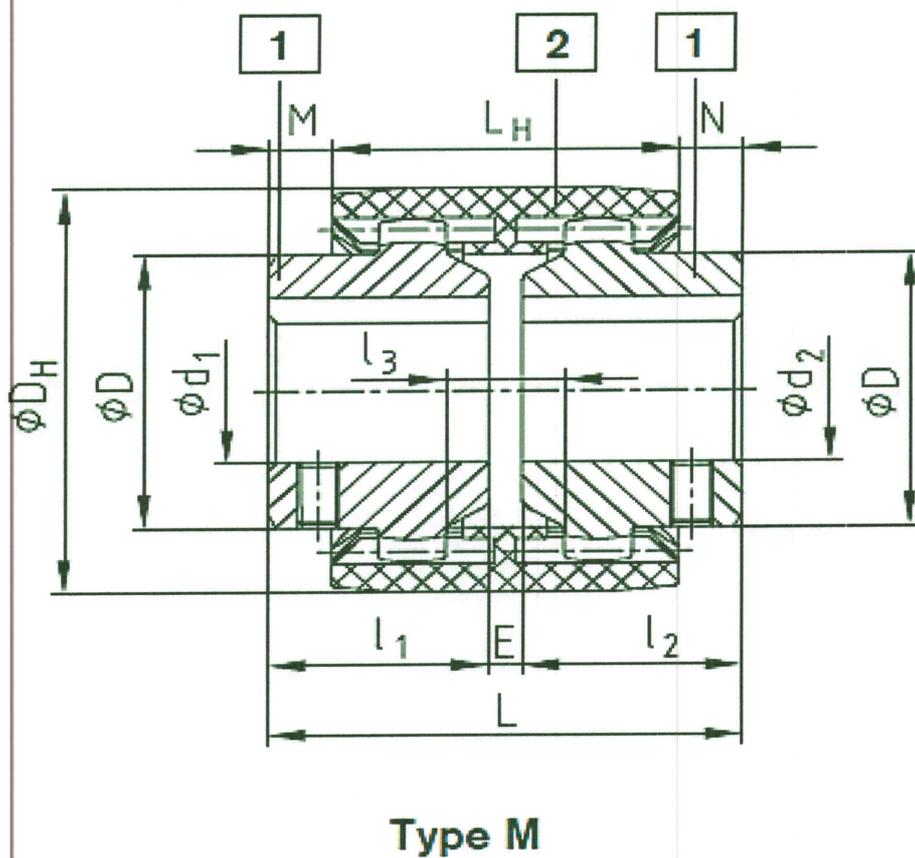


Figure III.12 : Caractéristique géométrique de l'accouplement.

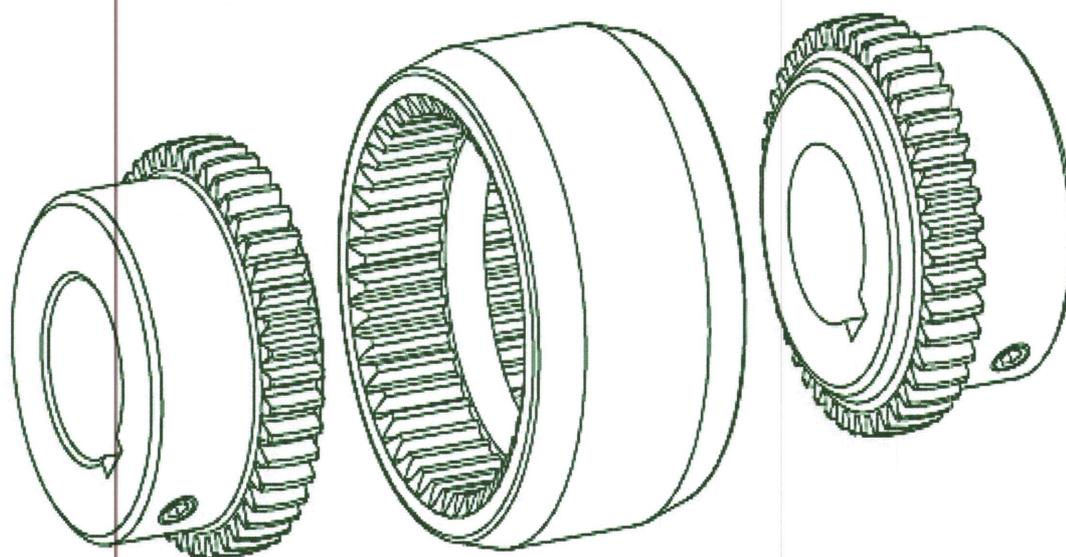


Figure III.13 : Schématisation des éléments d'accouplement élastique.

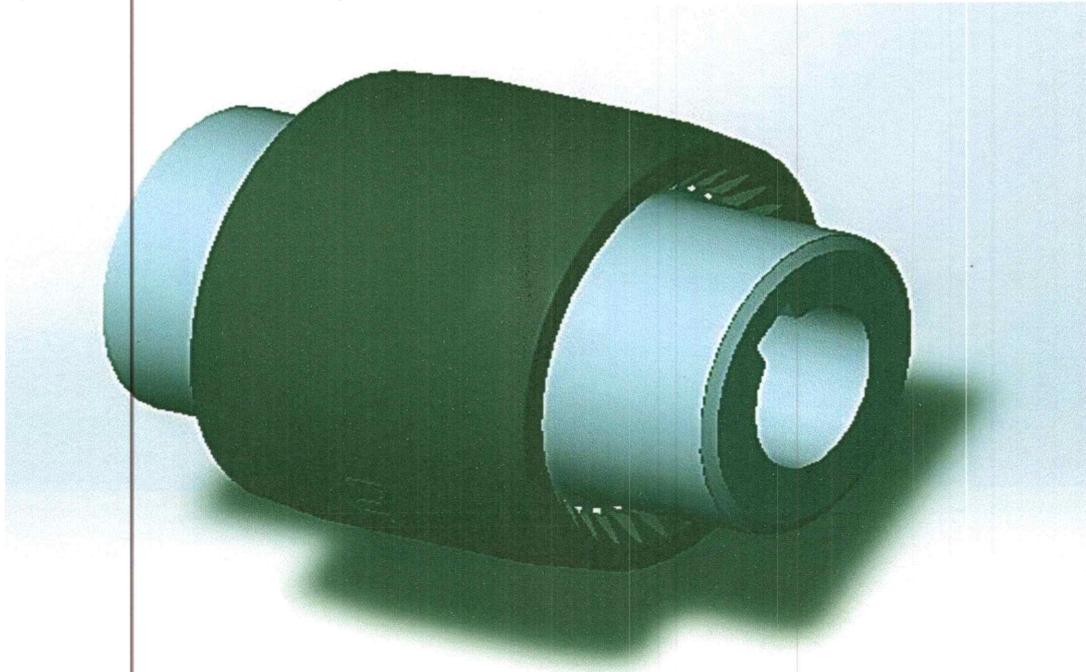


Figure III.14 : Accouplement élastique utilisé.

III.2.5 Paliers à roulements

Pour le support des quatre arbres en rotation l'installation de couples de paliers à roulement a été considérée, deux couples pour les deux arbres disque et deux autres pour la boîte à engrenage.

Les principales contraintes sont liées aux différentes configurations et aux dimensions établies au préalable.

- Le diamètre de l'arbre de sortie du moteur égale à 24mm ce qui impose un diamètre intérieur des roulements supérieur. Le diamètre intérieur supérieur le plus commun est un diamètre 25mm.
- Les différentes configurations envisagées imposent aussi un couple de palier appliquée à fixer sur le carter du réducteur à engrenage, et un couple de palier à semelle pour le support des arbres disques.
- Un montage serré des roulements sur l'arbre est évité au moins sur un des deux côtés de chaque arbre pour permettre un montage et un démontage rapide du banc sans causer la ruine des éléments.

III.2.5.1 Support de l'arbre à disque

Les charges supportées par les paliers de cet arbre sont purement radiales, donc l'utilisation de roulements à une rangée de billes radiale semble adéquate. A partir de la base de données SKF nous avons opté pour des Paliers Y à semelle [24].

Les paliers à billes SKF standard dénommés paliers Y. sont constitués :

- d'un roulement Y (roulement insert), qui est un roulement rigide à une rangée de billes avec un diamètre extérieur sphérique convexe
- d'un palier Y, avec un alésage sphérique correspondant mais de forme concave.

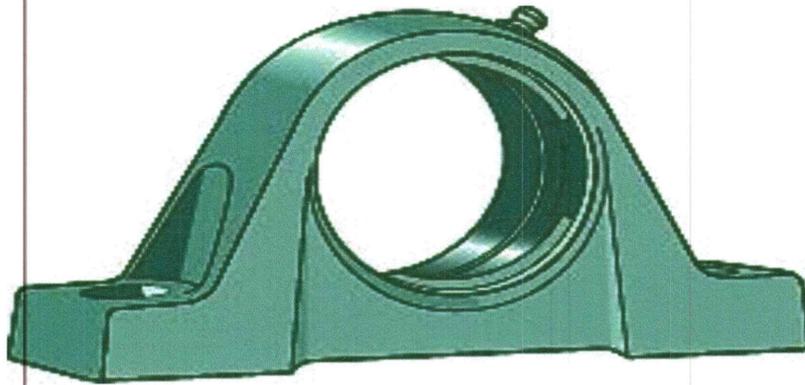


Figure III.15 : Palier y à semelle.

Les paliers Y complets sont des unités prêtes à monter, lubrifiées et étanches qui peuvent compenser les erreurs initiales d'alignement.

Ces paliers peuvent admettre un défaut d'alignement initial modéré mais ne permettent normalement pas de déplacement axial de l'arbre. Les roulements Y et les paliers Y complets représentent une solution simple et efficace offrant de nombreux avantages :

- Conçu pour un montage rapide, facile et sûr
- Étanche, graissé et prêt à monter
- Plusieurs solutions d'étanchéité disponibles
- Modèles sans maintenance disponibles
- Disponible dans différents types, matériaux et tailles
- Graisse standard ou compatible alimentaire selon la norme ISO

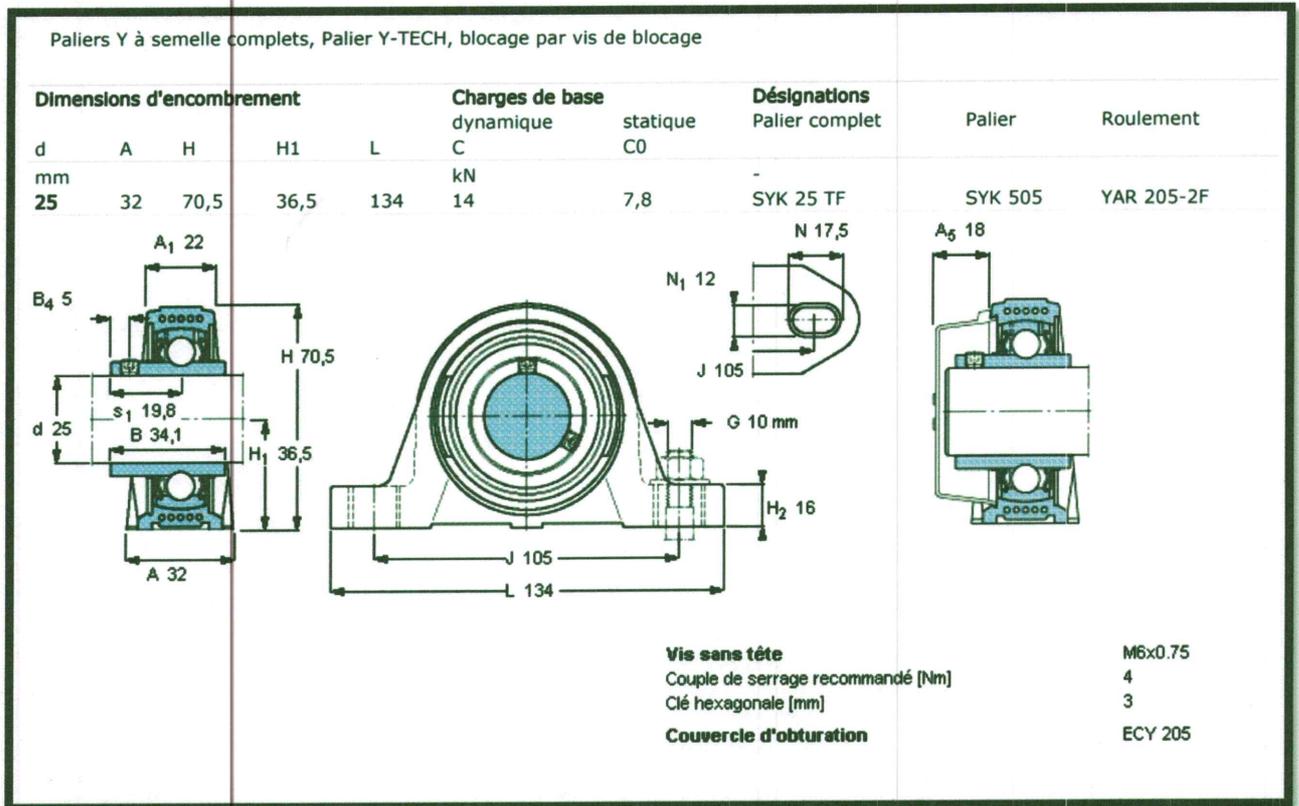


Figure III.16 : Définition du palier à semelle Y.

Pour composer le phénomène de dilatation d'arbre un montage palier libre palier fixe est souvent nécessaire.

Le problème rencontré avec les paliers Y c'est qu'ils n'admettent aucun déplacement axial et ne conviennent donc normalement pas à des montages de paliers libres. Par conséquent, la distance entre les positions des roulements doit être courte ou des parois en tôle résiliente doivent protéger les roulements de toute surcharge. Si la distance entre les positions des roulements est trop longues ou si les températures de fonctionnement sont trop élevées et entraînent une dilatation thermique de l'arbre pour l'une des positions de roulement, le montage suivant est recommandé.

Du côté du palier libre, l'arbre sera équipé de deux rainures disposées à 120° l'une de l'autre et destinées à recevoir les vis de blocage. Ce dispositif permet des variations de longueur et empêche les mouvements de rotation relatifs entre l'arbre et l'alésage du roulement. Pour offrir un fonctionnement correct, les extrémités des vis de blocage doivent être rectifiées et les surfaces de contact dans les rainures de l'arbre enduites d'une pâte lubrifiante.

En plus des rainures sur l'arbre et de la vis de blocage un épaulement d'un côté de chaque palier a été prévu pour permettre un positionnement axiale précis.

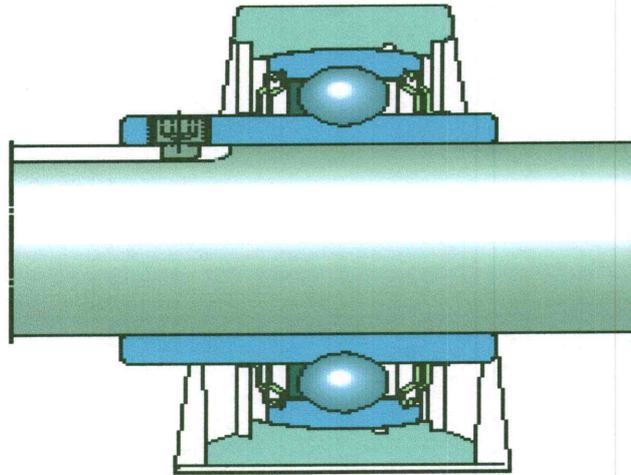


Figure III.17 : Rainure pour paliers monté en palier libre.

Pour éviter tout problème de désalignement des arbres, l'arbre disque et l'arbre moteur doivent avoir la même hauteur d'axe.

L'arbre de sortie du moteur utilisé à une hauteur d'axe de 90mm, alors que le palier Y donne une hauteur d'axe égale à 36,5mm pour composer cet écart, le palier à roulement a été surélever par le biais d'un profilé de construction 12 60X60, ce qui donne une hauteur d'axe 96,5mm (figure III-19) et le moteur par le biais d'un support en aluminium d'une hauteur de 6,5mm.

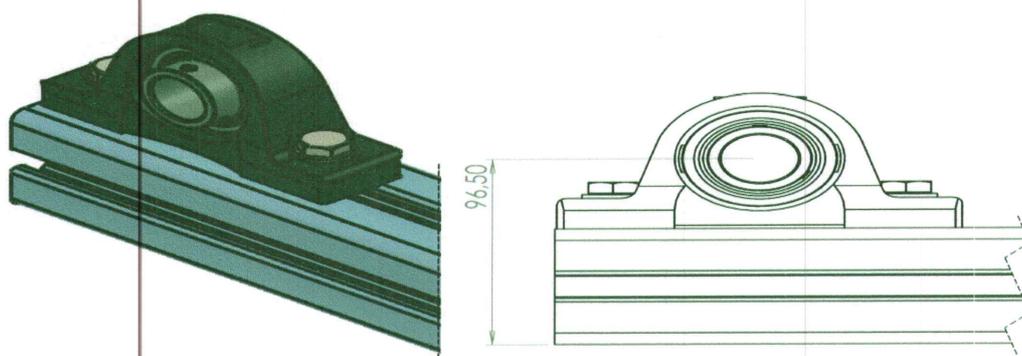
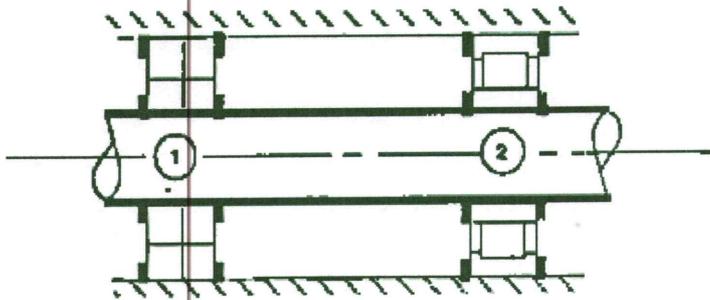


Figure III.18 : Palier monté sur le profilé.

III.2.5.2 Support Réducteur

Deux autres couples de paliers doivent être montés sur le réducteur à engrenage. Pour ce dernier il est envisagé d'installer des engrenages à denture droite générant principalement des

efforts radiaux. L'utilisation de Paliers applices Y complets SKF présenterait plusieurs avantages, notamment une souplesse et une interchangeabilité des composants, on pourrait par exemple utiliser les mêmes roulements utilisées dans les arbres disque, ce qui serait intéressant dans différentes configurations d'expérimentations. De même que pour les paliers à semelle Y, les paliers appliqués ne peuvent pas être utilisés comme paliers libre ce qui nous a poussé à considérer d'autres solutions.



Palier 1

- billes à contact radial
- à deux rangées de billes
- à rotule sur billes ou sur rouleaux

Palier 2

- rouleaux cylindriques
- NU ou N

Le palier 1 supporte F_a

Figure III.19 : Montage des deux paliers.

Pour pallier ce problème le montage montré sur la figure III-20 a été considéré associant sur chaque arbre réducteur, un palier Y appliqué équipé de roulement Y à une rangée de billes YAR 205-2RF (les mêmes utilisé dans les paliers à semelles figure) monté sur l'arbre avec jeu et dans l'autre des roulements à rouleaux cylindriques à une rangée montées séré où un logement adéquat dans le carter devra être conçu.

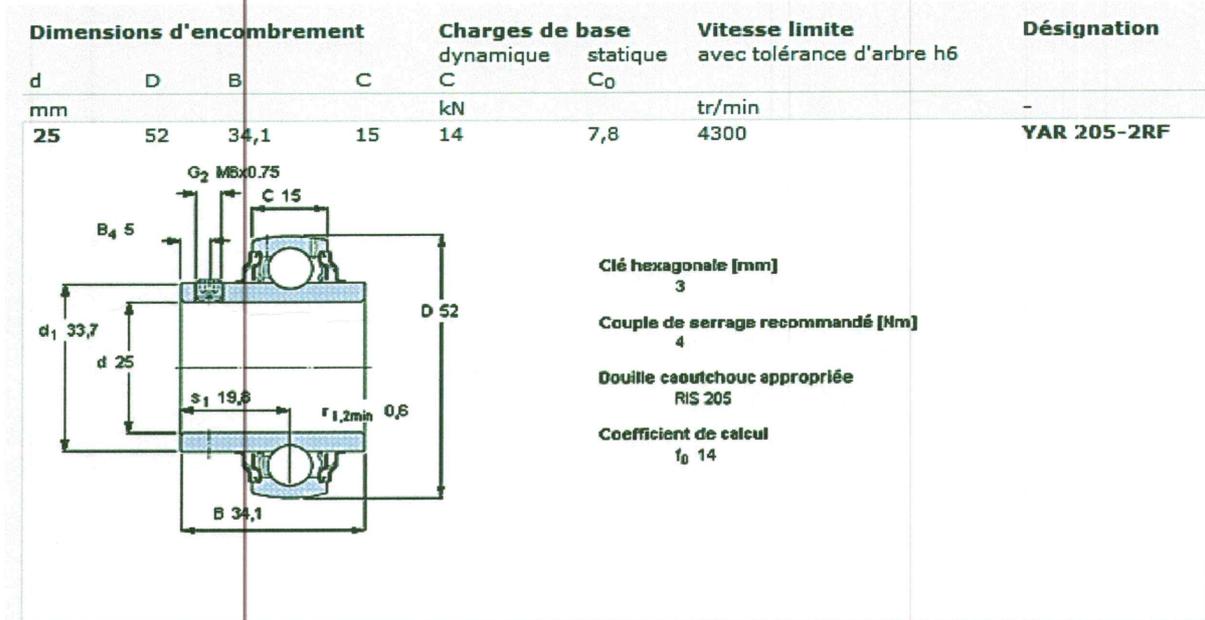


Figure III.20 : Définition d'un palier à roulement YAR 205.

Ces derniers (Roulements NU) présentent l'avantage d'avoir des bagues séparables permettant une expérimentation facile des défauts de roulements.

Les paliers appliqués utilisés sont montrés sur la figure III.22.

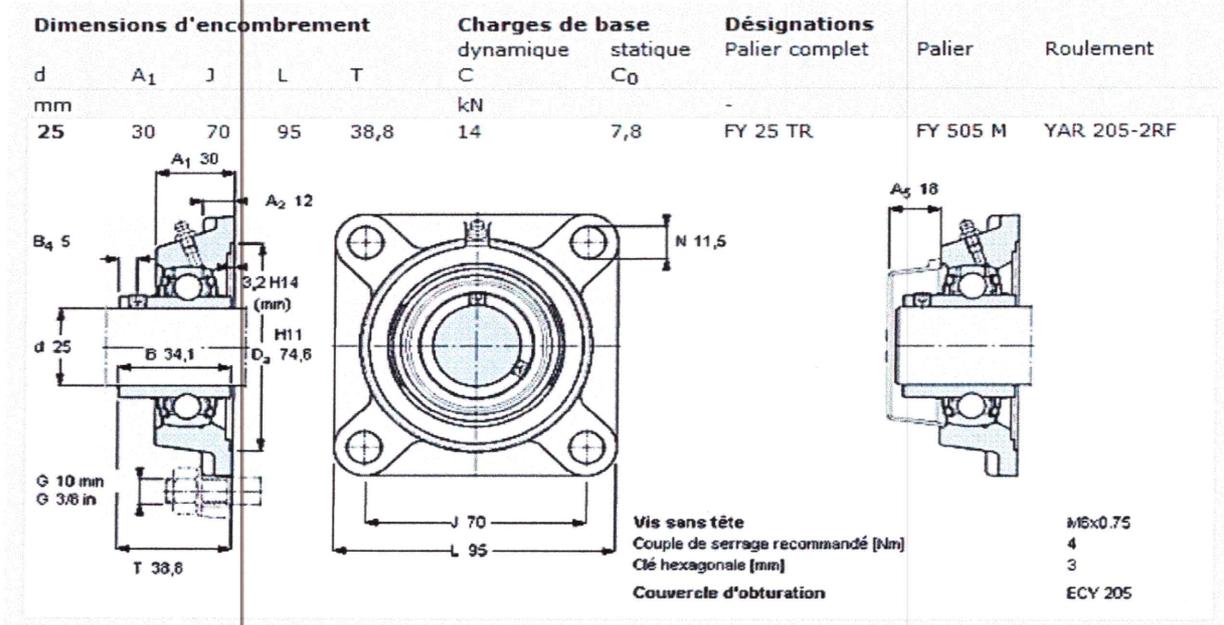


Figure III.21 : Définition du palier appliqué.

Les paliers appliqués seront équipés des mêmes roulements équipant les paliers à semelle à savoir des paliers YAR 205 2RF définis sur la figure III.21

Le roulement à rouleau cylindrique est défini sur les figures III-24.

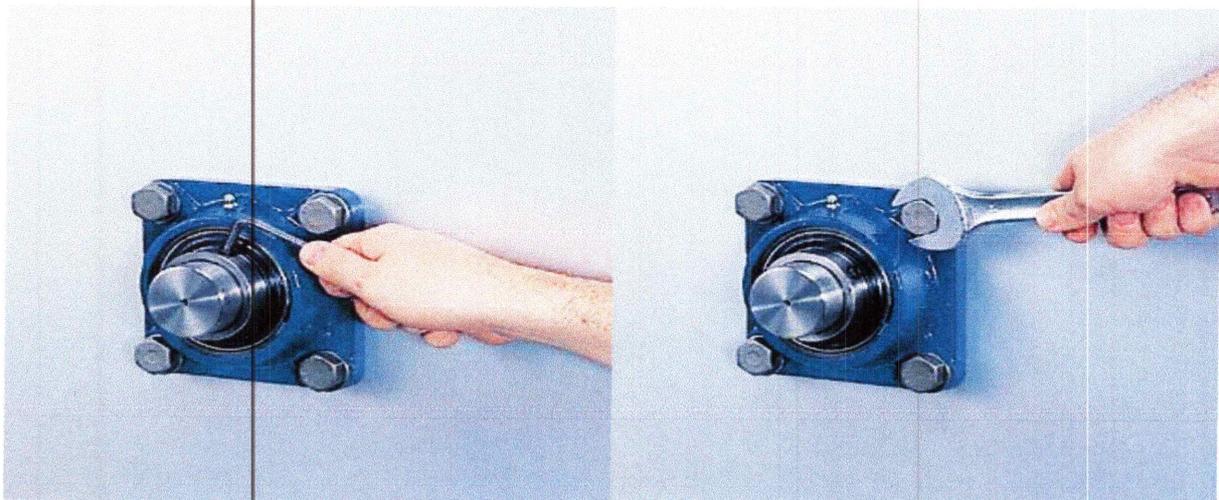


Figure III.22 : Montage d'un palier à rouleaux cylindrique.

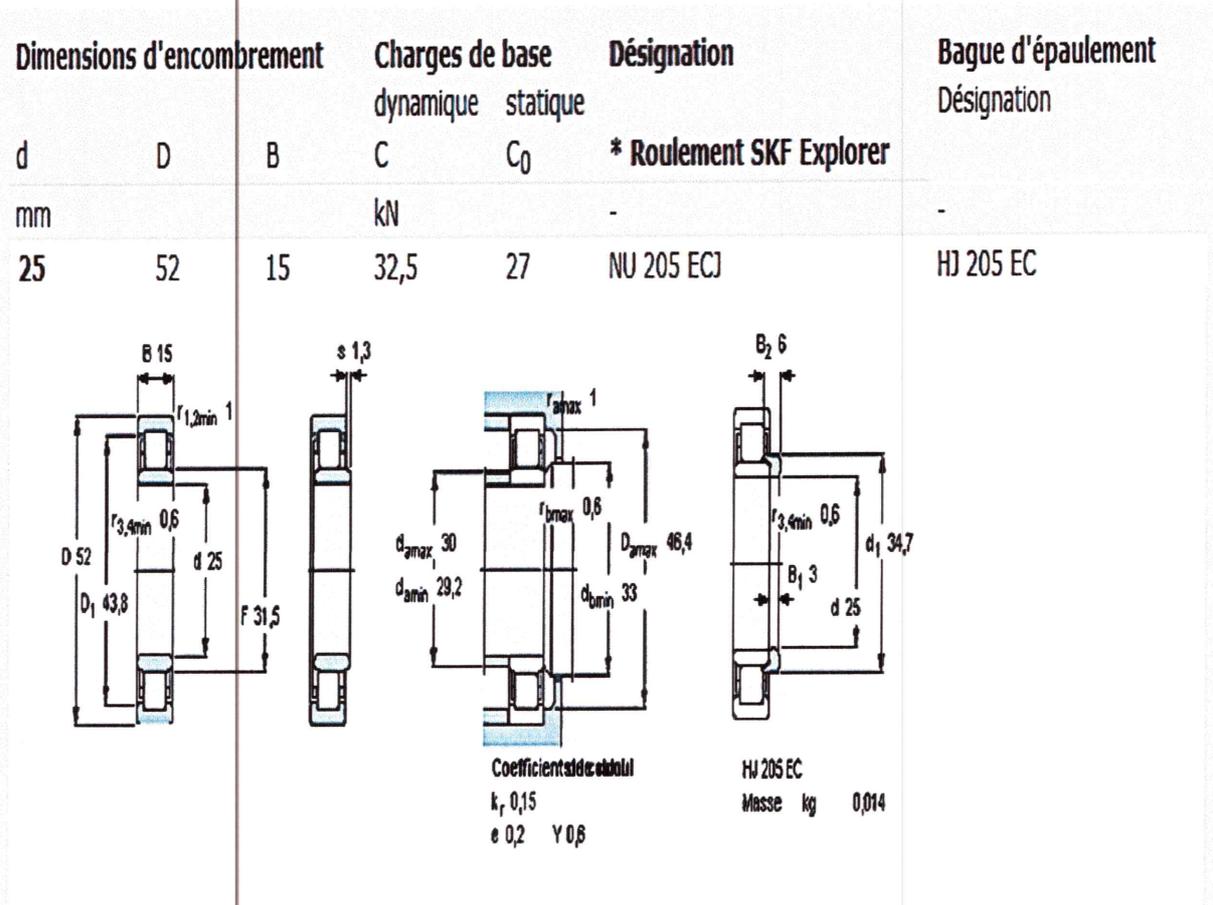


Figure III.23 : Roulements NU205.

Pour le montage des roulements à rouleaux cylindrique, des logements spécifiques vont être conçus et seront montrés plus bas.

III.2.6 Engrenages

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels, ils font partie des systèmes de transmission de mouvement et de puissance les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables. Dans notre banc d'essai on va utiliser un réducteur de vitesse contient des engrenages à denture droits.

Un réducteur de vitesse à engrenage est destiné à transformer une puissance à grande vitesse de rotation w_m en une puissance à faible vitesse de rotation w_r .

III.2.6.1 Engrenage à denture droite

Ces engrenages sont utilisés pour les basses et moyennes vitesses et pour des exigences normales comme par exemple dans les boîtes de vitesses universelles.

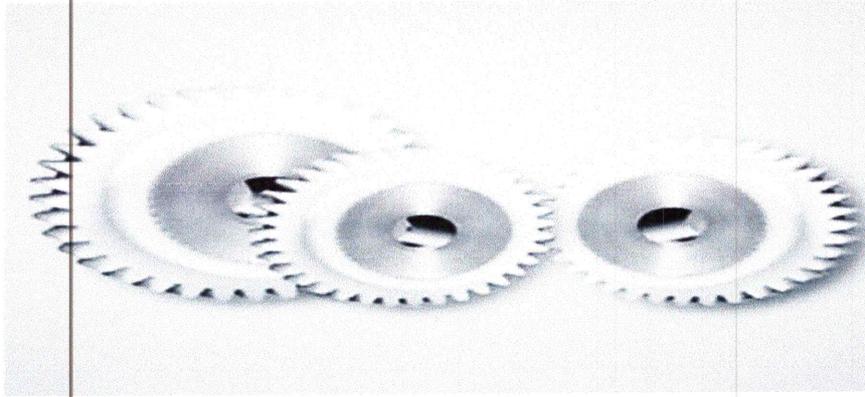


Figure III.24 : Engrenages à denture droite.

Caractéristiques et formules des engrenages droits à denture droite		
caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
vitesse angulaire	ω	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1n$ (unités : rad/s)
nombre de tours par minute	n	n_1 (roue 1) et n_2 (roue 2)
module	m	valeurs normalisées (tableau des modules)
pas primitif	p	$p = \pi m = 3,14159 m$ ($p = p_1 = p_2$)
nombre de dents	Z	Z_1 (roue 1) et Z_2 (roue 2)
rayon primitif	r	r_1 (roue 1) et r_2 (roue 2) : $r = d/2$
diamètre primitif	d	$d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$
entraxe entre les 2 roues	a	$a = r_1 + r_2 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$

Tableau III.5 : Caractéristiques et formules des engrenages à dentures droites.

a. Dimensionnement

Le dimensionnement des roues dentées doit se faire en tenant compte des contraintes dimensionnelles préalablement établies [25] :

- Un diamètre primitif du pignon supérieur au diamètre de l'arbre [24-32mm].

Un entraxe supérieur à 96 mm, entraxe mini entre le roulement imposé par les dimensions des paliers appliqués.

- Un module standard largement utilisé.

A partir de là un entraxe de 100mm et un module 2mm ont été fixé. Aussi un rapport non entier doit être choisi afin de faciliter l'analyse des signaux vibratoire nous avons opté pour un 2/3 donnant donc un diamètre primitif du pignon égal à 80mm.

b.1 Effort de contact

b.1.1 Action de contact $F_{2/1}$

Elle schématise l'action exercée par la roue 2 sur la roue 1. Elle est toujours portée par la ligne de pression (inclinée de l'angle de pression α et passant par I, point de contact entre cercles primitifs).

b.1.2 Effort tangentiel F_T

Il est obtenu en projetant $F_{2/1}$ sur la tangente en I aux cercles primitifs. F_T est à l'origine du couple transmis.

$F_T = F_{2/1} \times \cos \alpha$	$C_1 = F_{2/1} \times \cos \alpha \times r_1$	$C_2 = F_T \times r_2$
------------------------------------	---	------------------------

b.1.3 Effort radial F_R

Perpendiculaire à F_T , il est obtenu en projetant $F_{2/1}$ sur O_1O_2 . Parfois appelé effort de séparation, il ne participe pas à la transmission du couple ; son action a tendance à séparer les deux roues et se traduit par un fléchissement des arbres.

$F_R = F_{1/2} \times \sin \alpha$

C-Calcul de $F_{2/1}$, F_T et F_R

L'organigramme proposé indique la procédure à suivre, connaissant la puissance d'entrée, la vitesse de rotation et l'angle de pression (la détermination de F_T à partir de couple C est nécessaire pour obtenir F_R et $F_{2/1}$).

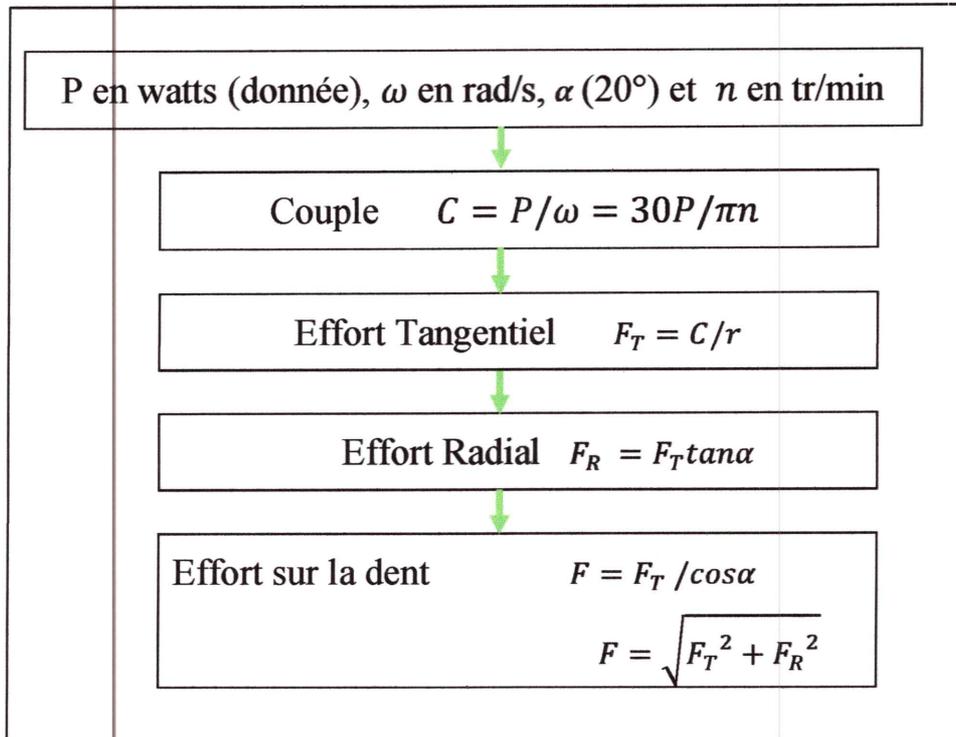


Tableau III.6 : Organigramme de calcul.

C.1 Charge supportée par les engrenages

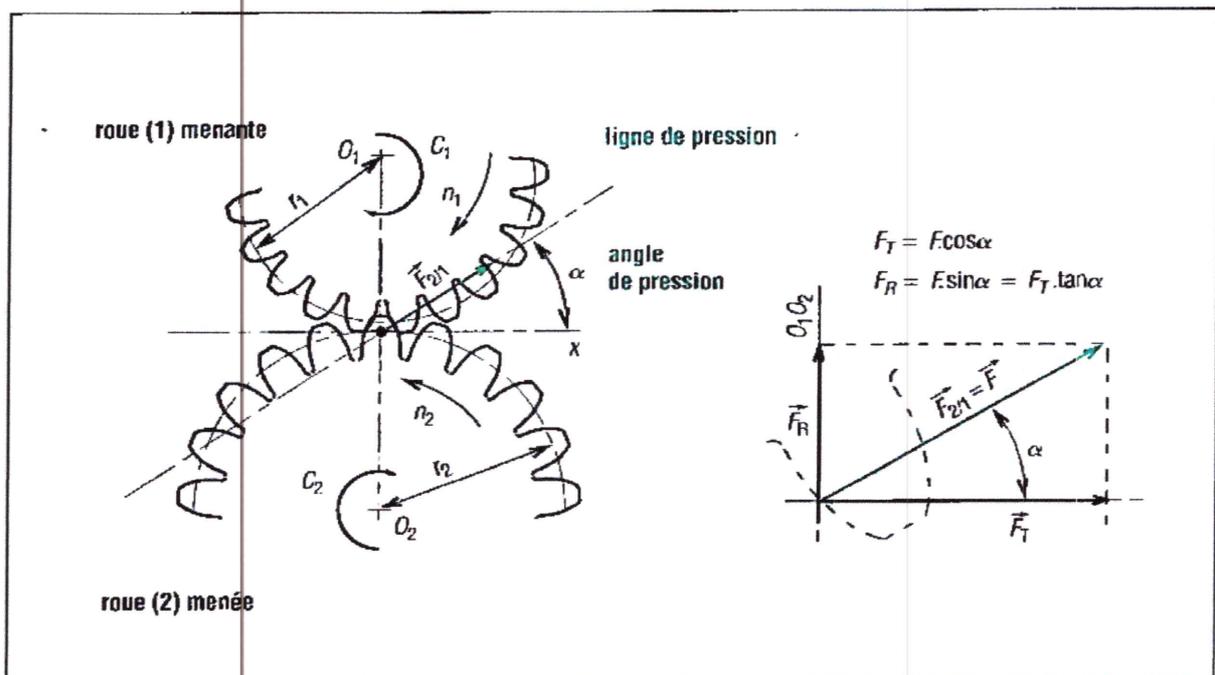


Figure III.25 : Efforts sur une denture droite.

❖ **Calcul des efforts sur une denture droite**

$P_m = 1,5 \text{ kW}$; $n = 200 \text{ tr/min}$; $\alpha = 20^\circ$; $m = 2$; $z_1 = 40$; $z_2 = 60$ et $b = 20 \text{ mm}$,
 $\eta_{acc} = 0,97$, $\eta_{roul} = 0,98$ et $\eta_{eng} = 0,85$.

Pour les configurations 3 et 4, on a :

$$P_1 = P_m \cdot \eta_{acc} \cdot \eta_{roul}^2 = 1,5 \times 0,97 \times 0,98^2 = 1,397 \text{ kW}.$$

$$d_1 = 2 \times 40 = 80 \text{ mm}$$

$$d_2 = 2 \times 60 = 120 \text{ mm}$$

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 100 \text{ mm}$$

$$r_1 = 40 \text{ mm}$$

$$r_2 = 60 \text{ mm}$$

$$C_1 = \frac{30P_1}{\pi n} = \frac{30 \times 1397}{3,14 \times 200} = 66,7 \text{ N.m}$$

$$F_T = F_{T1} = C_1/r_1 = 66,7/0,04 = 1667,5 \text{ N}$$

$$F_R = F_{R1} = F_T \tan \alpha = 1667,5 \times \tan 20^\circ = 607 \text{ N}$$

$$F = F_{2/1} = F_{1/2} = F_T / \cos \alpha = 1667,5 / \cos 20^\circ = 1775 \text{ N}$$

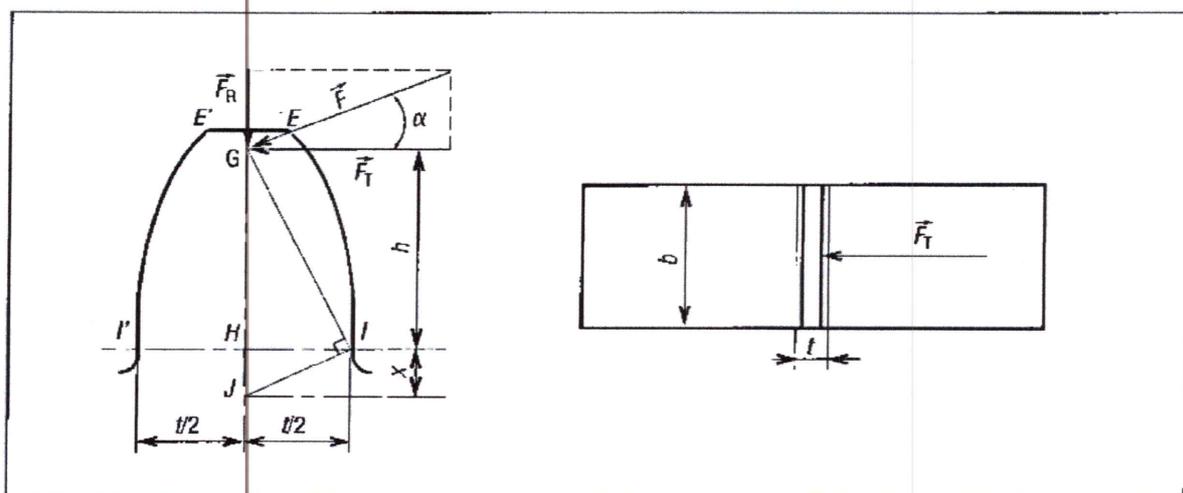
C.2 Calcul de la résistance de la dent (Méthode de Lewis)

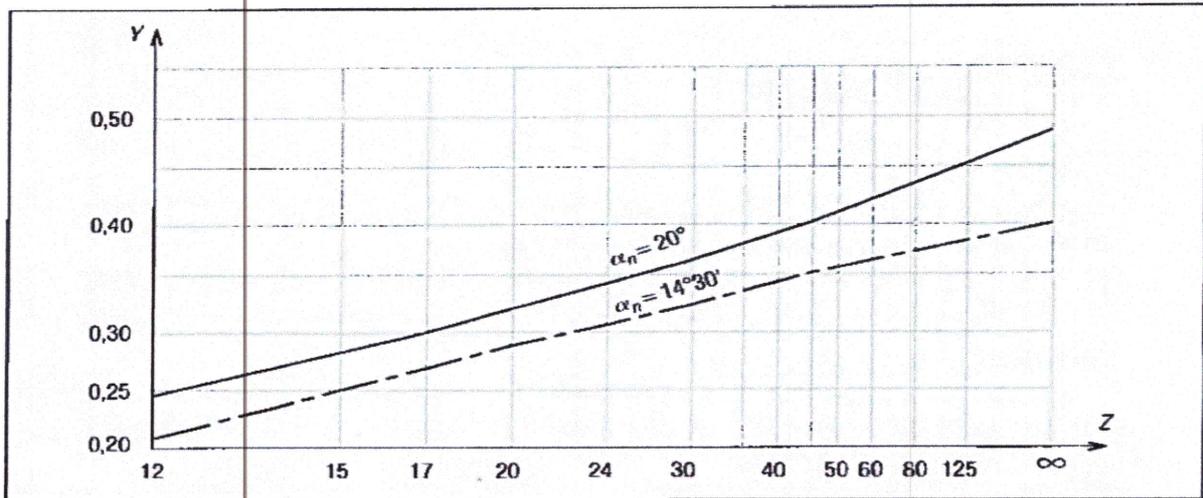
Figure III.26 : Efforts exercés sur une dent.

La résistance des matériaux montre que la contrainte de flexion est maximale en I (ou I est la racine de la dent) [25], avec :

$$\sigma_{max} = \frac{F_T}{bmY} = \frac{F_T}{km^2Y} \leq R_{Pe}.$$

$R_{Pe} = 470 \text{ N/mm}^2$ (pour un acier de construction à usage général A50-2 (AFNOR)).

La valeur de Y dépend de l'angle de compression α et du nombre de dent Z .



Graph II.1 : Valeurs du coefficient Y .

Pour $m=2$ et $z = 40$; $Y \approx 0,39$

$$\sigma_{max} = \frac{F_T}{km^2Y} = \frac{1667,5}{10 \times 4 \times 0,39} = 106,9 \leq 470 \text{ N/mm}^2$$

Selon [25], $K_V = 6/(6 + V)$ et $V = \pi nr/30$

Dans les conditions les plus sévères on prend : $n = 200 \text{ tr/min}$

$$V = 3,14 \times 200 \times 40/30$$

$$V = 0.837 \text{ m/s}$$

$$K_V = 6/(6+0.837)$$

$$K_V = 0,878$$

$$\sigma_{max} = \frac{F_T}{b.m.Y.K_V}$$

$$F_T \leq b \cdot m \cdot Y \cdot K_V \cdot R_{pe} = 20 \times 2 \times 0,39 \times 0,878 \times 470 = 6438 \text{ N}$$

$$F_T = 1667,5 \leq 6438 \text{ N}$$

Les dentures pourront résister aux conditions les plus sévères alors la définition des roues dentées est validée.

III.2.7 Courroies

Une courroie est un élément de transmission d'un arbre moteur à un arbre récepteur, elle donne une grande liberté pour positionner les organes moteur et récepteur ; utilisée en manutention ou en transmission de puissance.

Dans ce travail, nous avons choisi les courroies trapézoïdales.

III.2.7.1 Courroies trapézoïdales

Les courroies trapézoïdales sont très utilisées pour la transmission des mouvements entre des arbres parallèles. Elles disposent d'une capacité de traction plus élevée que celle des courroies plates, étant donné un coefficient de frottement plus élevé qui permet d'obtenir un frottement équivalent plus grand que les courroies plates.

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées. A tension égale, elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates (conséquence de la forme en V augmentant la pression de contact par-là l'effort transmissible).

Le montage nécessite un bon alignement des poulies et un réglage de l'entraxe pour le montage et le démontage.

Contrairement aux courroies plates, les grands entraxes sont à éviter car la vibration excessive du brin mou diminue la durée de vie et la précision de la transmission.

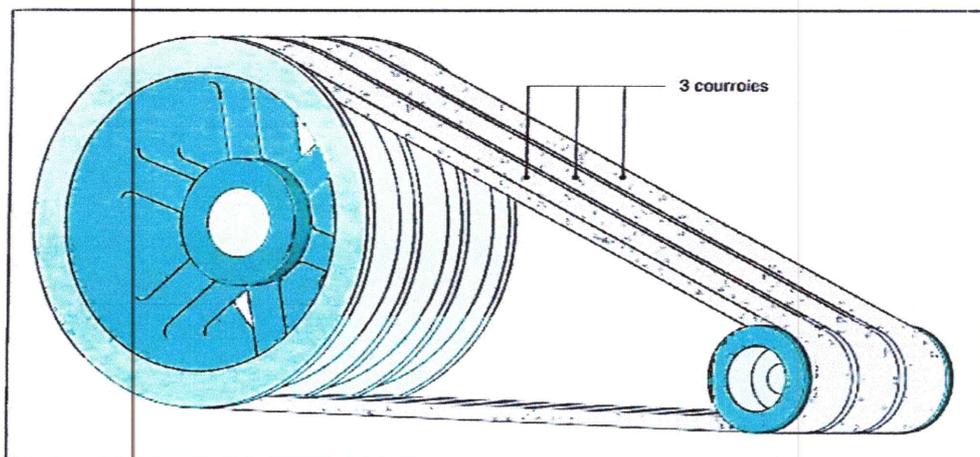


Figure III.27 : Exemple de transmission de trois courroies en parallèle.

En effet, elles reposent sur leurs flancs inclinés. Les pressions par unité de longueur p_1 sur chaque flanc ont une résultante radiale : $P = 2 \times p_1 \times \sin(\theta/2)$

Les efforts tangentiels sur les flancs sont, par unité de longueur q_1 sur chacun d'eux. Lors du glissement, ils sont liés aux forces de pression par unité de longueur p_1 par la condition de Coulomb : $q_1 = \mu_1 \times p_1$

La résultante de ces efforts tangentiels est :

$$Q = 2p_1 = \mu_1 \times \frac{P}{\sin \frac{\theta}{2}}$$

a-Dimensionnement de courroies trapézoïdales classiques

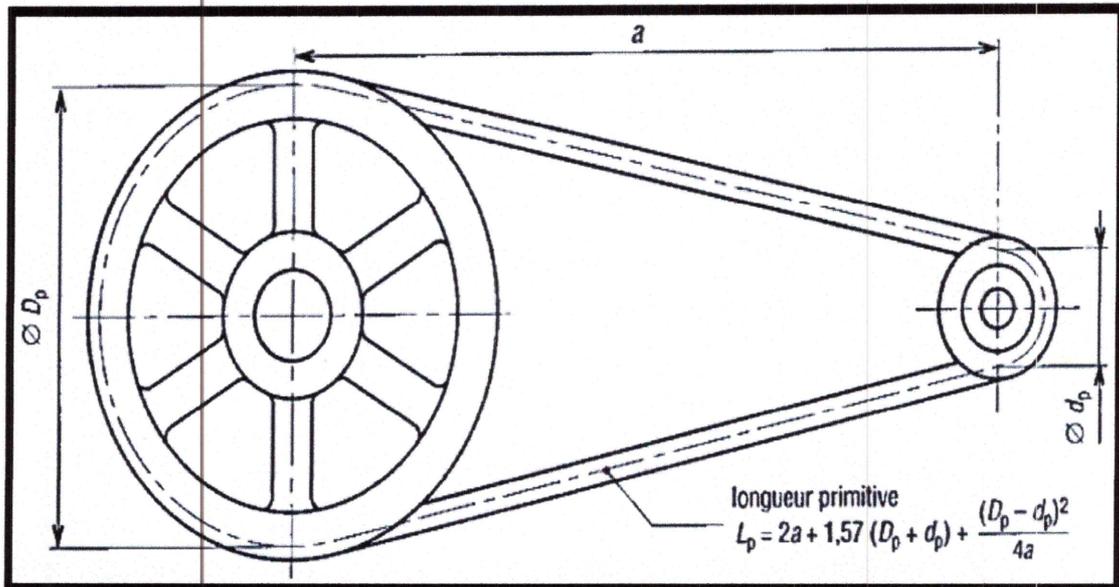


Figure III.28 : Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale.

❖ Tension t maximale admissible (T_{max})

Si T_0 est la tension initiale appliquée au moment de l'installation lorsque la courroie tourne à vide ($T \approx t \approx T_0$). En fonctionnement sous charge, on a :

$$T = T_0 + \delta_F \text{ (Pour le brin tendu).}$$

$$t = T_0 - \delta_F \text{ (Pour le brin mou).}$$

$$\text{Après addition des deux : } T_0 = 1/2(T + t).$$

T est maximale lorsque t est minimale ($t = 0$), donc $T_{max} = 2T_0$.

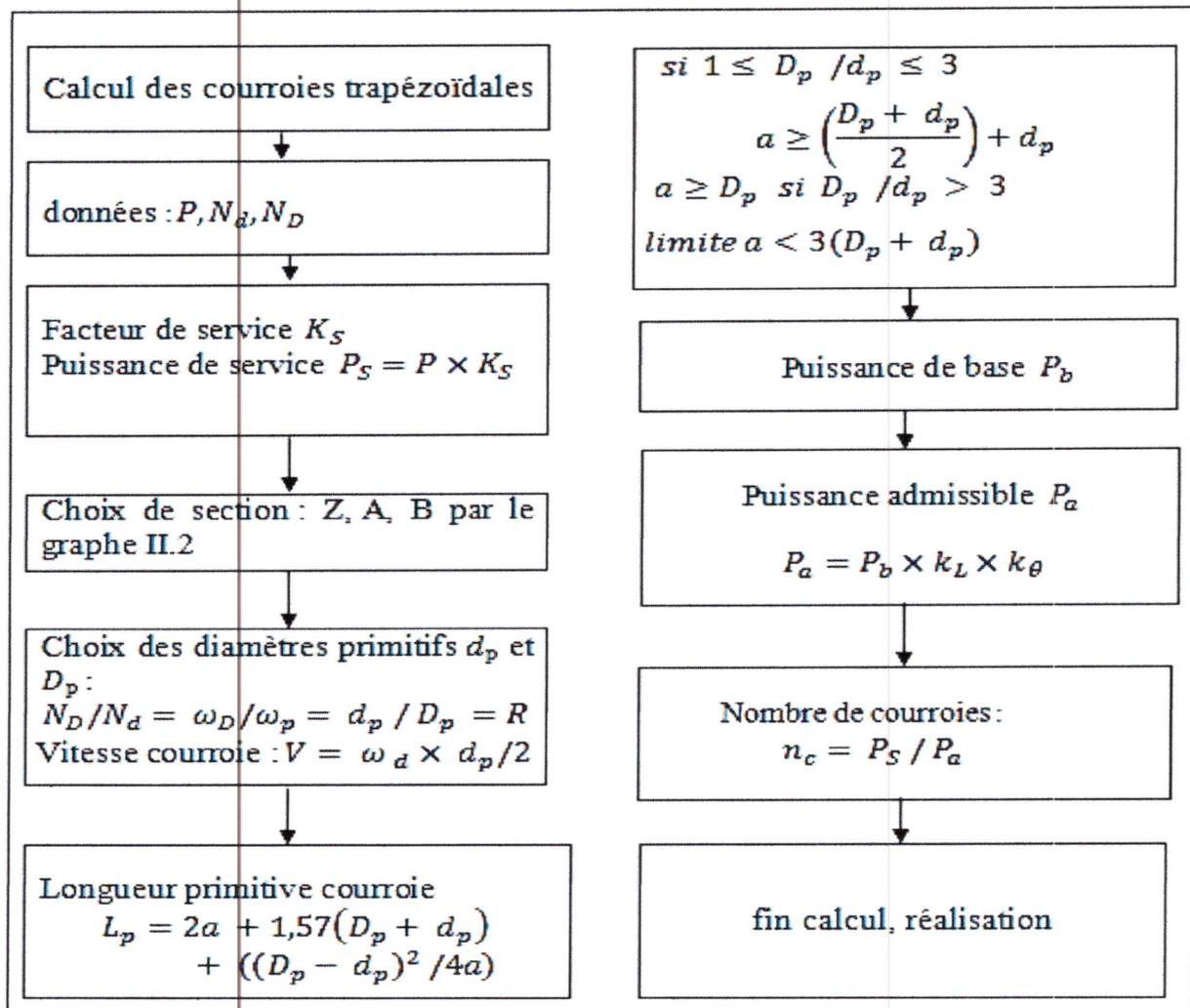


Tableau III.7 : Principe de calcul des courroies trapézoïdales.

❖ Puissance transmissible

$$P = (T - t) \cdot V$$

En fonctionnement normal, la puissance maximale transmissible (cas où $T = T_{max} = 2T_0$ et $t = t_{min} = 0$) peut être exprimée comme :

$$P = (T_{max} - t_{min}) \cdot V = (2T_0 - 0) \cdot V = 2T_0 \cdot V$$

D'après la configuration 4, on aura :

$$P = P_2 = P_m \cdot \eta_{acc} \cdot \eta_{roul}^4 \cdot \eta_{eng} = 1,5 \times 0,97 \times 0,98^4 \times 0,85 = 1,141 \text{ kW}$$

$$V = \frac{\pi n_2}{30} D_p$$

La transmission de mouvement entre les arbres 1 et 2 se fait par engrenage, alors :

$$R = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow n_2 = N_D = \frac{n_1}{z_2} z_1 = 200 \frac{40}{60} = 133 \text{ tr/min}$$

Diamètres primitifs des poulies :

$$d_p = 85 \text{ mm}, r = D_p / d_p = 8/5$$

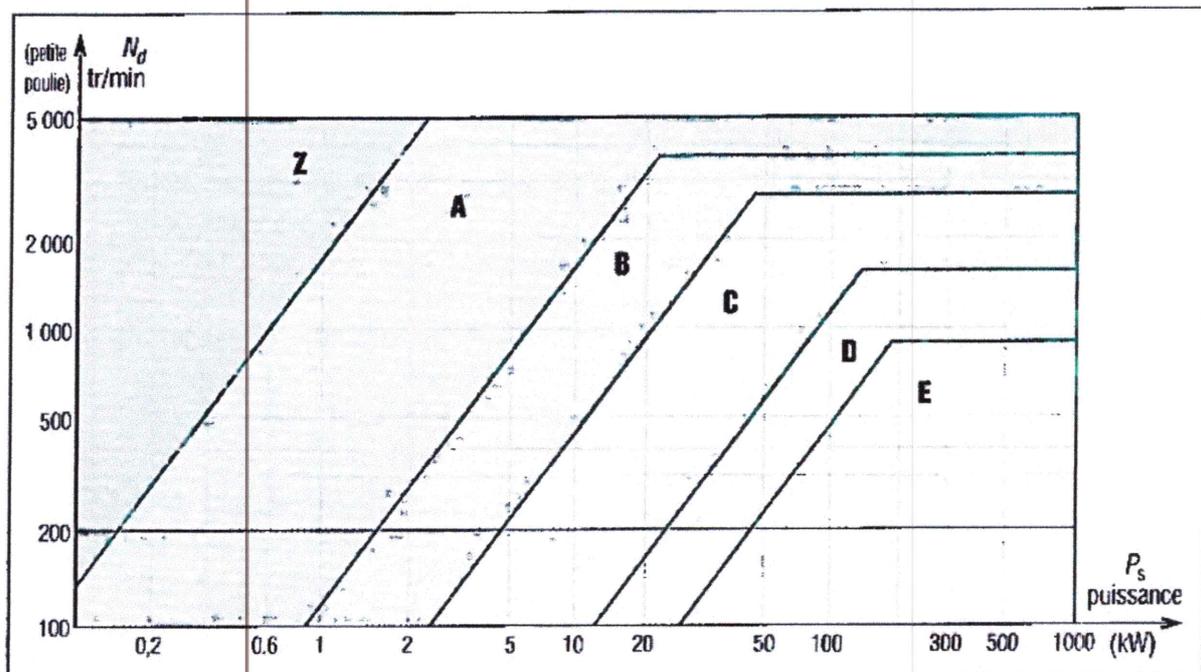
$$D_p = \frac{8}{5} d_p = \frac{8}{5} \times 85 = 136 \text{ mm}$$

Vitesse linéaire de la courroie :

$$V = \frac{\pi N_D D_p}{30 \cdot 2} = \frac{3,14 \times 133 \cdot 136}{30 \cdot 2} = 946,6 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0,95 \text{ m/s}$$

$$T_0 = \frac{P_2}{2V} = \frac{1141}{2 \times 0,95} = 601 \text{ N}$$

b. Calcul des courroies trapézoïdales



Graph III.2 : Gamme des puissances transmissibles par type de courroies.

$$\eta_{\text{Cour Tr}} = 0,96$$

$$P_3 = \eta_{\text{Cour Tr}} \cdot \eta_{\text{roul}}^2 \cdot P_2 = 0,96 \times 0,98^2 \times 1,141 = 1,05 \text{ kW}$$

D'après le graph III.2, la courroie est de type A.

$$P_S = k_S \times P_3 = 1,2 \times 1,05 = 1,26 \text{ kW}$$

Entraxe :

Avec : $D_p / d_p = 1,6$, on prend :

$$\text{Limite inférieure : } a \geq \left(\frac{D_p + d_p}{2} \right) + d_p = 193,5 \text{ mm} = a_{\min}$$

$$\text{Limite supérieure : } a < 3(D_p + d_p) = 651 \text{ mm} = a_{\max}$$

On prend : $a = 200 \text{ mm}$

Longueur primitive de courroie :

$$L_p = 2 \times 200 + 1,57(136 + 85) + \frac{(136 - 85)^2}{(4 \times 200)} = 750,2 \text{ mm}$$

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} \Rightarrow N_d = \frac{N_D D_p}{d_p} = 212,8 \text{ tr/min}$$

D'après le graph II.2, la courroie est de type

On prend une longueur normalisée supérieure : $L_p = 770 \text{ mm}$

Selon [26], le nouvel entraxe :

$$a = \frac{(L_p - 1,57(D_p + d_p))}{2} - \frac{(D_p - d_p)^2}{4(L_p - 1,57(D_p + d_p))}$$

Le nouvel entraxe est $a = 210 \text{ mm}$

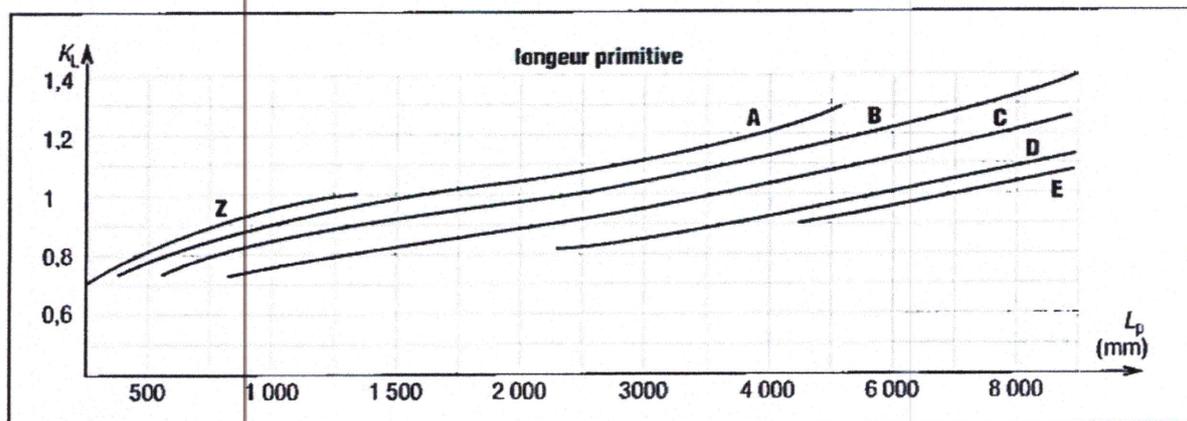
Puissance de base de courroie :

$$P_b = P_3 = 1,26 \text{ kW}$$

La puissance admissible de la courroie vaut :

$$P_a = P_b \times k_L \times k_\theta$$

D'après le graph III.3 pour $L_p = 770 \text{ mm}$, on aura : $k_L = 0,85$



Graph III.3 : k_L en fonction de L_p .

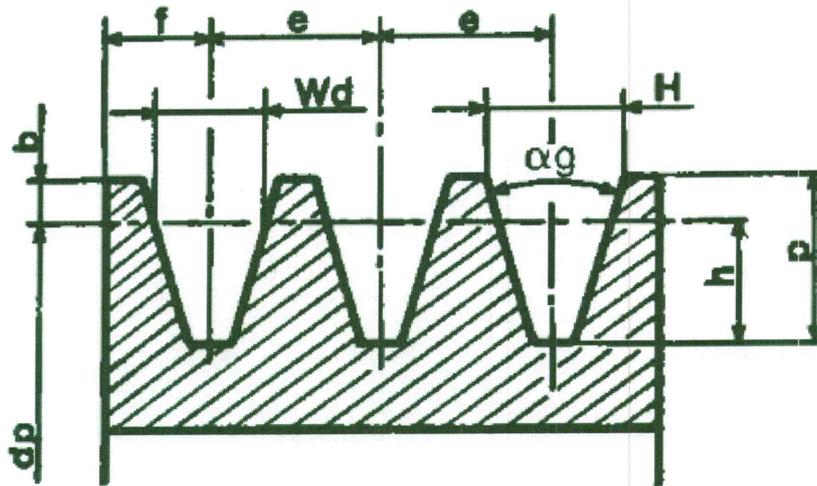


Figure III.29 : Largeur de la courroie.

$$b = 2f + e = 2 \cdot 10 + 15 = 35 \text{ mm}$$

III.2.8 Conception du Carter

Pour supporter les arbres réducteurs mais aussi pour servir de réceptacle pour la lubrification des roues dentées un carter a été conçu. Pour se faire, différentes contraintes de dimensionnement ont été prises en compte.

-Largeur > Encombrement roues dentée 200mm

-Hauteur > Hauteur d'axe de l'arbre 96,5mm + Rayon de la plus grande roue 60mm = 156,5

-Profondeur > Largeur des roues 20mm + espacement pour positionnement et visserie 100mm = 120mm

Le carter doit aussi servir comme support pour le palier appliqué, pour se faire, des taraudages M10 ont été mis sur une face.

Pour le logement de roulements à rouleaux coniques un épaulement d'un côté de la bague externe a été initié

Deux autres couvercles ont été conçu sur cette dernière face à fixer par le biais de 6 vis CHC uniformément répartis autour du logement du roulement. Le couvercle assure aussi un deuxième épaulement de la bague externe du roulement.

Pour la fixation sur le profilé sur les deux côtés du carter des chambrage pour CHC M10 ont été pensés compatibles avec les écrous de serrage du profilé.

Un couvercle en plexiglass sera fixé sur la face supérieure par le biais de 6 vis CHC M4 pour fermer le Carter et permettre une visualisation des différents éléments en rotations.

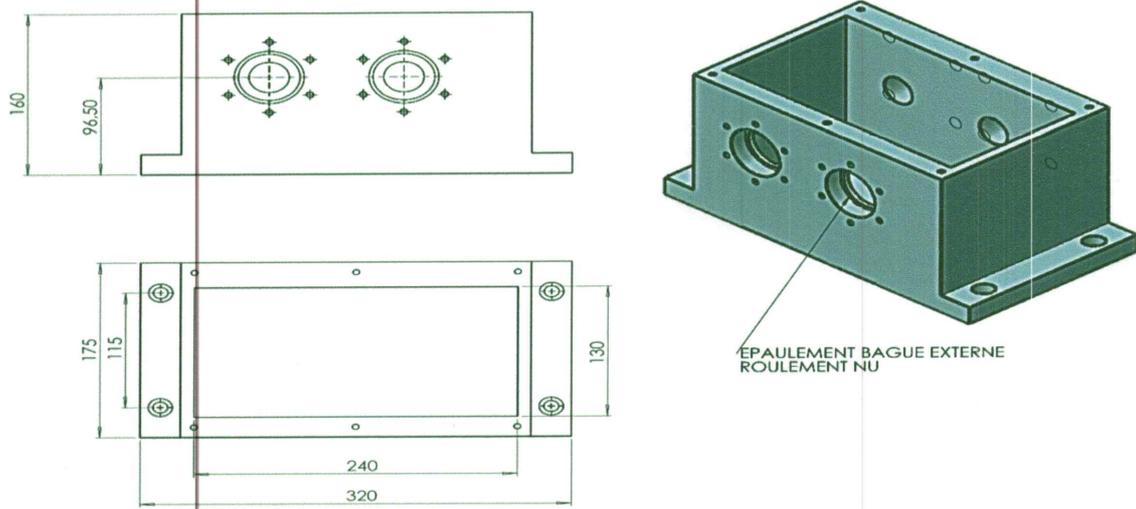


Figure III.30 : Définition du carter (voir annexes)

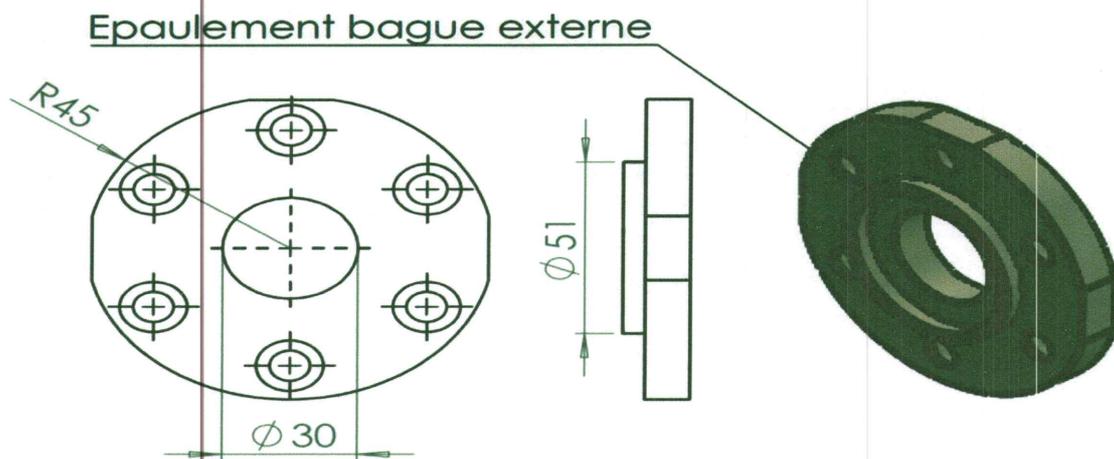


Figure III.31 : Définition du couvercle (voir annexes)

III.2.9 Support frein

Pour permettre une mise à niveau du dispositif de freinage avec la hauteur d'axe d'arbre un support spécifique a été conçu permet ôtant le maintien du frein mais aussi sa mise en hauteur.

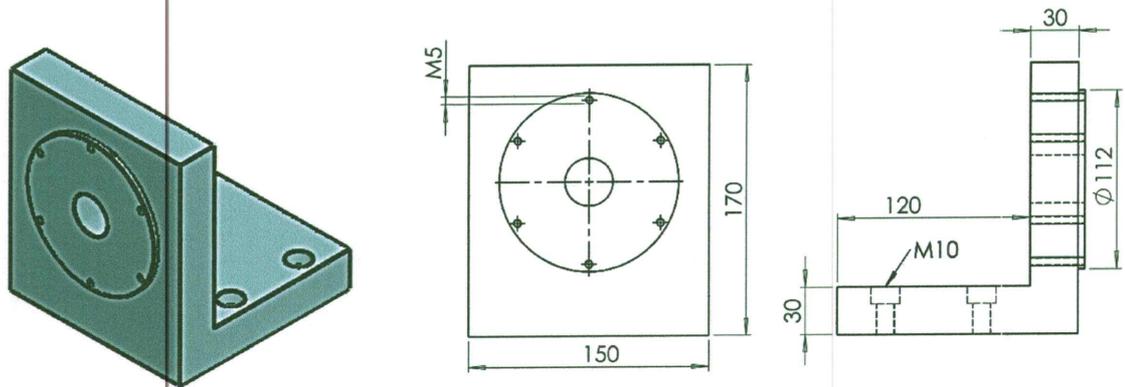


Figure III.32 : Définition du support frein (voir annexes).

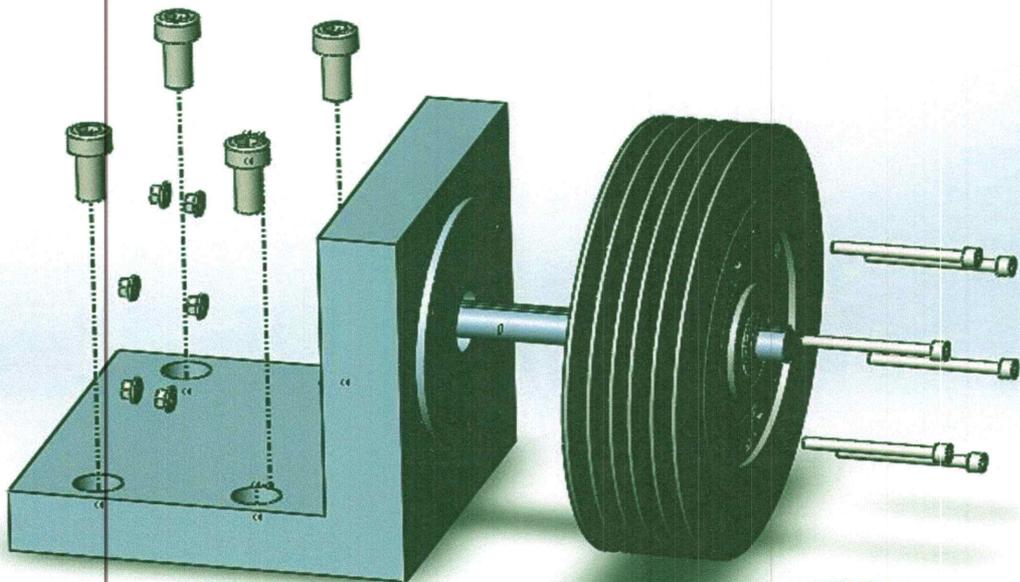


Figure III.33 : Montage de l'assemblage frein support.

III-2.10 Disque d'inertie

Les disques d'inertie doivent avoir un diamètre supérieur à celui des arbres disques [24-32 mm] et inférieur à moitié de la valeur d'entraxe entre les poulies 311 mm.

Nous avons opté pour des disques en aluminium de diamètre 100 mm.

Afin de pouvoir créer des déséquilibres plusieurs trous ont été percé et répartis uniformément sur le disque (figure III-36).



Figure III.34 : Définition du disque d'inertie (voir annexes).

III.2.11 Dimensionnement primaire des arbres

a-Arbre réducteur

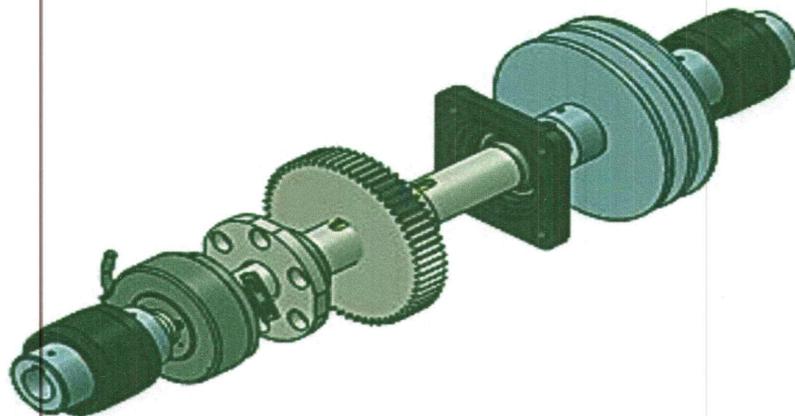
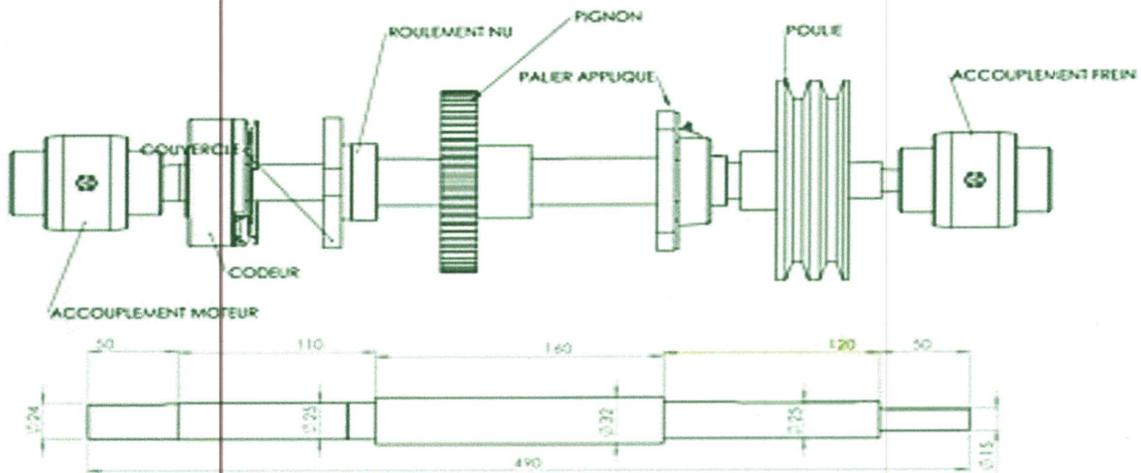


Figure III.35 : Arbre réducteur.

L'arbre réducteur a été conçu de façon à pouvoir supporter les différents organes montrés sur la figure III-37, et comporte plusieurs niveaux avec différents diamètres.

Niveau	diamètre	Longueur	Fonction
1	24mm	50 mm	Son diamètre est égal au diamètre de sortie du moteur à une longueur de 50 pour permettre de positionner aisément l'accouplement moteur.
2	25 mm	110 mm	Le diamètre interne normalisé juste supérieur des roulements, une longueur de 110mm permettant d'y insérer un roulement NU de largeur 20mm un couvercle en plus d'un codeur et de son support. Une gorge devra être usinée afin de permettre d'y insérer un Circlips assurant un premier épaulement du roulement NU.
3	32 mm	160 mm	L'écart avec le diamètre du niveau précédent assurera un deuxième épaulement du roulement NU, une longueur de 160mm permet un fixation aisé de la roue denté (espace nécessaire pour visser les vis de blocage)
4	25 mm	120 mm	Un retour à 25 mm pour y placer le palier Y, mais aussi de la place pour positionner une poulie
5	15 m	50 mm	Un diamètre égale au diamètre de sortie du frein

Tableau III.8 : Dimensionnement de l'arbre réducteur.

b-Arbre disque :

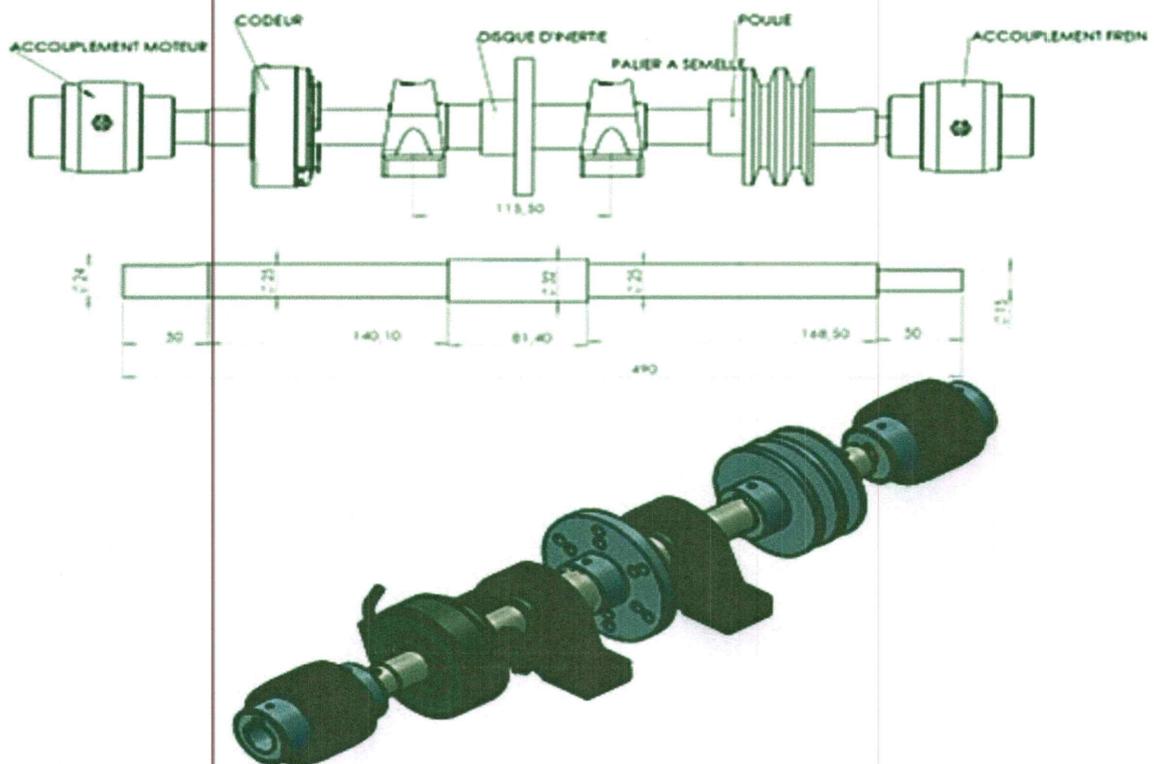


Figure III.36 : Arbre disque (voir annexes).

Niveau	diamètre	longueur	Fonction
1	24mm	50 mm	Son diamètre est égal au diamètre de sortie du moteur à une longueur de 50 pour permettre de positionner aisément l'accouplement moteur
2	25 mm	140,10 mm	Le diamètre interne normalisé juste supérieur des roulements, une longueur de 140mm permettant d'y insérer un palier à semelle en plus d'un codeur et de son support. Deux rainures espacées de 120° devront être usiné pour permettre un montage en palier libre.
3	32 mm	81,40 mm	L'écart avec le diamètre du niveau précédent assurera deux épaulement et une fixation axiale précise des deux paliers à semelle. La longueur de 81,4mm a été calculée par rapport à l'espacement des vis de fixation du carter. Cet espace permettra aussi d'y insérer un disque d'inertie.
4	25 mm	168,5 mm	Un retour à 25 mm pour y placer le palier à semelle Y, mais aussi de la place pour positionner une poulie
5	15 mm	50 mm	Un diamètre égale au diamètre de sortie du frein

Tableau III.9 : Dimensionnement de l'arbre réducteur.

Pour relier les différents organes aux arbres, des liaisons clavette ont été utilisés pour le blocage en rotation et des vis de blocage pour le maintien en translation.

Les dimensions des rainures est clavettes ont été établies en fonction des diamètres d'arbres et des dimensions des organes à fixer en se référant au tableau III-12 [27].

Clavettes parallèles : principales dimensions normalisées (NF E 22-175)														
		série normale					série mince			cas d'une fixation par vis				
d	a	b	s	J	K	L	b*	J*	K*	vis	t	z	g	r
6 à 8 inclus	2	2	0,08	d-1,2	d+1	6 à 20								
8 à 10	3	3		d-1,8	d+1,4	6 à 36								
10 à 12	4	4	0,16	d-2,5	d+1,8	8 à 45								
12 à 17	5	5	0,16	d-3	d+2,3	10 à 56	3	d-1,8	d+1,4					
17 à 22	6	6		d-3,5	d+2,8	14 à 70	4	d-2,5	d+1,8	M2,5-6	5	2,9	3	2,5
22 à 30	8	7	0,25	d-4	d+3,3	18 à 90	5	d-3	d+2,3	M3-8	6,5	3,4	3,5	3
30 à 38	10	8	0,25	d-5	d+3,3	22 à 110	6	d-3,5	d+2,8	M4-10	8	4,5	4,5	4
38 à 44	12	8		d-5	d+3,3	28 à 140	6	d-3,5	d+2,8	M5-10	10	5,5	5,5	5
44 à 50	14	9		d-5,5	d+3,5	36 à 160	6	d-3,5	d+2,8	M6-10	12	6,6	6,5	6
50 à 58	16	10		d-6	d+4,3	45 à 180	7	d-4	d+3,3	M6-10	12	6,6	6,5	6
58 à 65	18	11	0,4	d-7	d+4,4	50 à 200	7	d-4	d+3,3	M8-12	16	9	8,5	8
65 à 75	20	12	0,4	d-7,5	d+4,9	56 à 220	8	d-5	d+3,3	M8-12	16	9	8,5	8
75 à 85	22	14		d-9	d+5,4	63 à 250	9	d-5,5	d+3,8	M10-12	20	11	10,5	10
85 à 95	25	14	0,6	d-9	d+5,4	70 à 280	9	d-5,5	d+3,8	M10-12	20	11	10,5	10
95 à 110	28	16		d-10	d+6,4	80 à 320	10	d-6	d+4,5	M10-16	20	11	10,5	10

Tableau III.10 : Dimensions normalisées des clavettes.

III.2.12 Instrumentation en capteur

Le banc d'essais devra aussi recevoir une instrumentation permettant de collecter de l'information sur son état de fonctionnement, nécessaire aux différentes techniques de surveillance. Pour la collecte de signaux vibratoires des accéléromètres doivent être installés le plus près possible de paliers. Pour le palier appliqué sur les arbres réducteur le problème ne se pose pas puisque le palier dispose de surface plane sur les directions radiales et axiale, permettant de positionner facilement les capteurs. Sur les roulements NU la position la plus proche reste les couvercles, des méplat ont été donc placé dans les postions radiale pour permettre la fixation des accéléromètres. Maintenant pour les paliers à semelles installés sur les arbres disque, un méplat doit être usiné pour permettre au moins l'installation de capteurs triaxiaux permettant l'acquisition simultanée de signaux dans les trois directions.

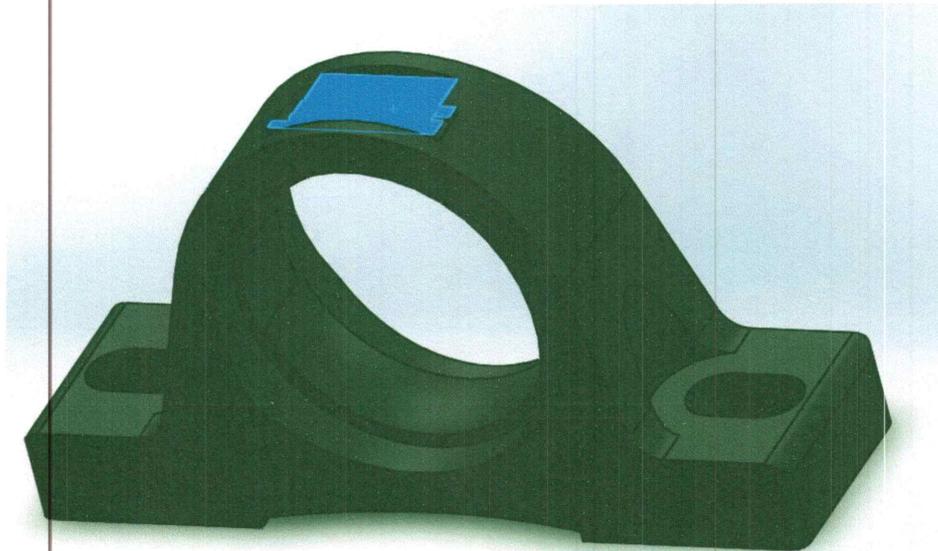


Figure III.37 : Méplat pour fixation d'accéléromètre.

Pour l'information vitesses, une instrumentation en codeur angulaire ERN120 a été prévue, à arbre creux, ils peuvent donc s'intégrer au banc avec facilité.

Ces codeur ne doivent supporter aucune charge et doivent donc être positionnés près des paliers à roulements. Les codeurs doivent aussi être positionnés sur des supports permettant un alignement parfait avec l'arbre. Le montage du codeur sur son support est décrit sur la figure III-40

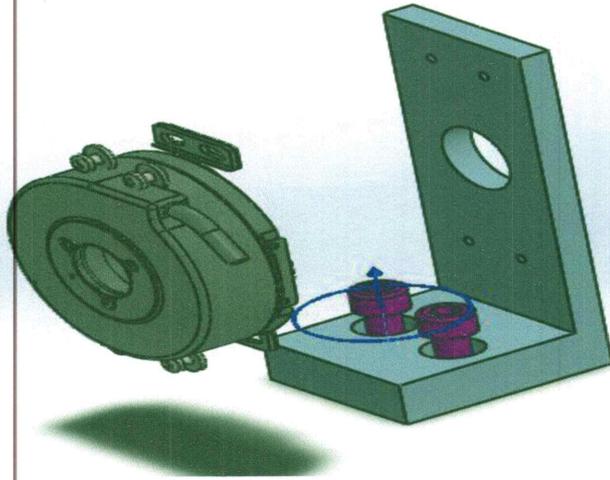


Figure III.38 : Montage du codeur sur son support.

Une instrumentation en couplemètre pour la mesure du couple effectif transmis pourrait être envisagée, le couplemètre prendrait simplement la position de l'accouplement frein

III.2.13 Dimensionnement de la structure

Afin de permettre un placement correct des différents organes une structure en profilé de construction 12:60X60 a été conçue. Les dimensions de la structure montrées sur la figure II-41 tiennent compte des dimensionnements précédemment établis. Les profilés utilisés en été dénommé de 1 à 9 selon leur positionnement dans la structure.

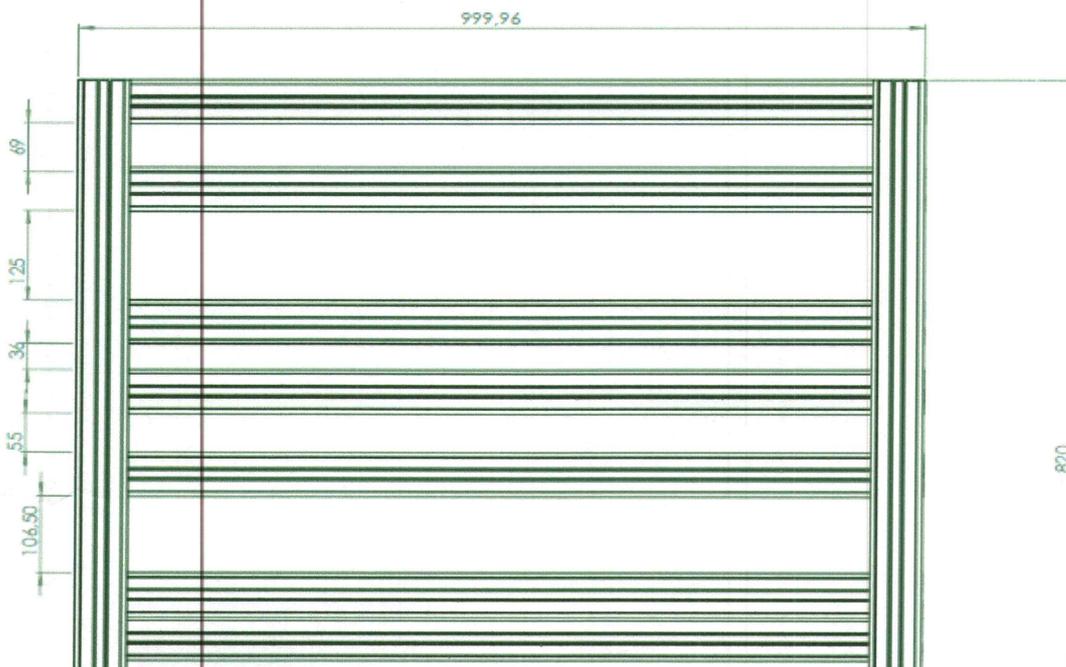


Figure III.39 : Définition de la structure.

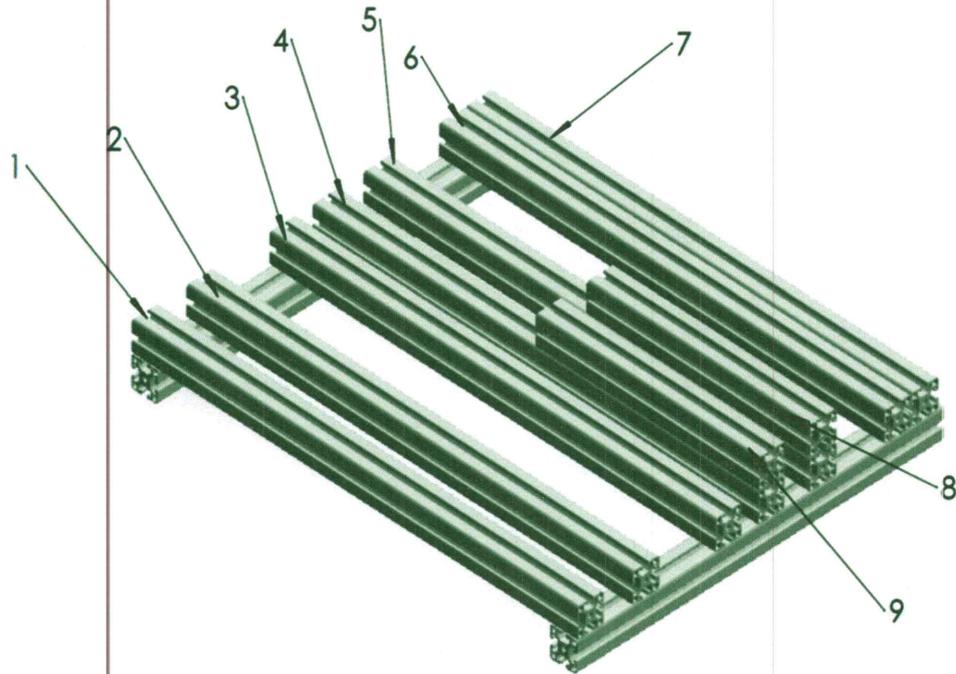


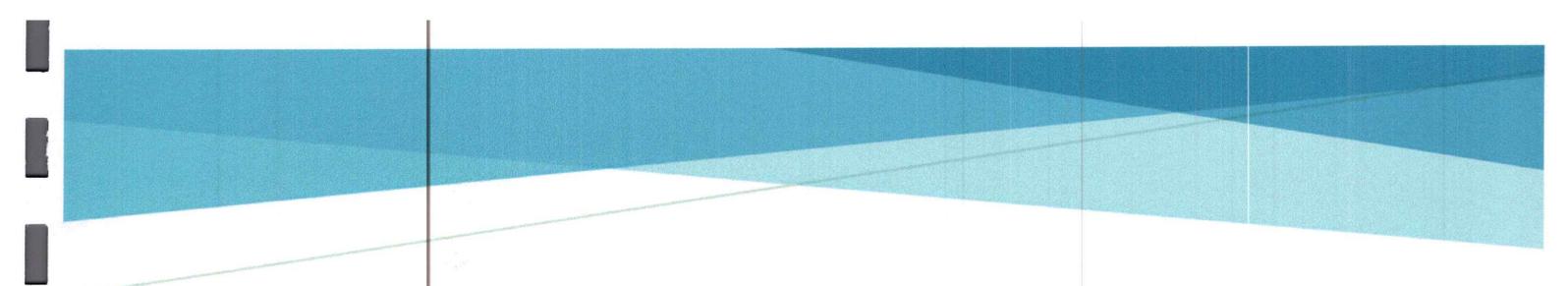
Figure III.40 : Isométrique de la structure.

III-3 Conclusion

Afin de répondre aux solutions proposées dans le chapitre précédent, un dimensionnement des différents organes composant le banc d'essais a été effectué.

Ces calculs de dimensionnement ont été faits en tenant compte des différentes contraintes géométriques imposées par les organes de bases (frein, moteur) mais aussi de normalisation (un maximum d'organe normalisé a été utilisé), et d'encombrement (le banc doit occuper un espace raisonnablement réduit).

Dans le chapitre suivant nous allons faire appel aux outils de la CAO à savoir les logiciels AUTODESK INVENTOR et SOLIDWORKS pour vérifier la résistance des organes qui paraissent les plus vulnérables dans notre conception.



CHAPITRE IV
SIMULATION NUMERIQUE

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, des outils de CAO vont être utilisés pour la simulation numérique du comportement des éléments jugés à priori non résistants.

Le gestionnaire des arbres d'Inventor AUTODESK sera utilisé pour vérifier la résistance des arbres dans les différentes configurations dans lesquelles ils vont être positionnés.

Le module de simulation de Solidworks sera utilisé pour simuler le comportement du Carter, du support frein, et des profilés 5 et 6.

IV.2 Calcul des arbres

Pour la simulation du comportement des arbres 4 configurations ont été considérées :

- Arbre réducteur moteur supportant le poids du pignon.
- Arbre réducteur récepteur supportant les poids des pignons et de la plus grande poulie.
- Arbre disque moteur accouplé au moteur, supportant poulie et disque d'inertie.
- Arbre disque récepteur accouplé au dispositif de freinage, supportant poulie et disque d'inertie.

Les arbres sont en acier d'usinage général caractérisé sur le tableau IV.1

Matière	symbole	Acier
Module d'élasticité	E	210000 MPa
Module de raideur	G	79000 MPa
Densité	ρ	7860 kg/m ³
Limite élastique	Re	185 MPa

Tableau IV.1 : Caractéristique de l'acier d'usinage général.

IV.2.1 Arbre réducteur 1

Le problème est schématisé sur la figure Fig IV-1 avec F1 poids de la roue dentée, F2 effort sur la roue dentée, T1 couple moteur T2 couple frein.

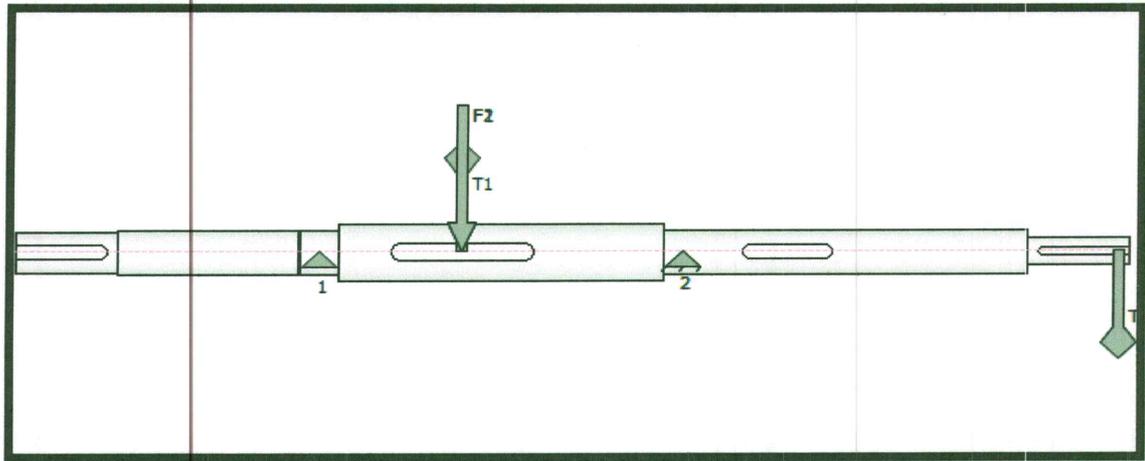


Figure IV.1 : Schématisation du problème.

• Charges

Index	Emplacement	Force radiale			
		Y	X	Taille	Direction
T1	1 mm				
F1	220 mm	2,500 N		2,500 N	
T2	220 mm				
F2	220 mm	1790,114 N	651,548 N	1905,000 N	20.00 deg

• Supports

Index	Type	Emplacement	Force de réaction				
			Y	X	Taille	Direction	Force axiale
1	Libre	150 mm	1104,838 N	398,168N	1174,396N	19,82 deg	
2	Fixe	330 mm	711,092 N	253,380N	754 ,887N	19,61 deg	

Tableau IV.2 : Valeurs des charges et supports.

Suite à la simulation, les résultats suivants ont été obtenus

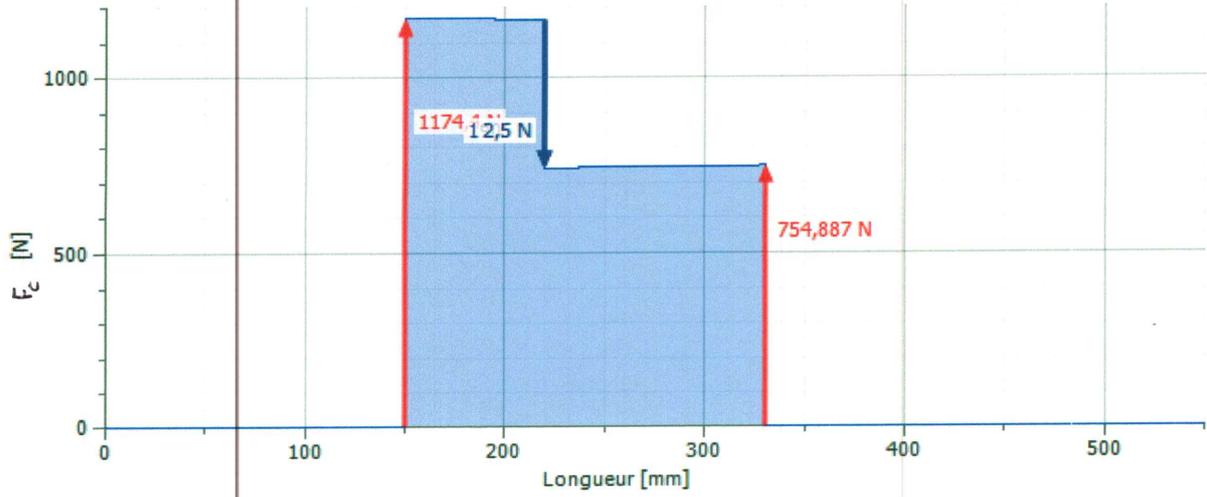


Figure IV.2 : Force de cisaillement.

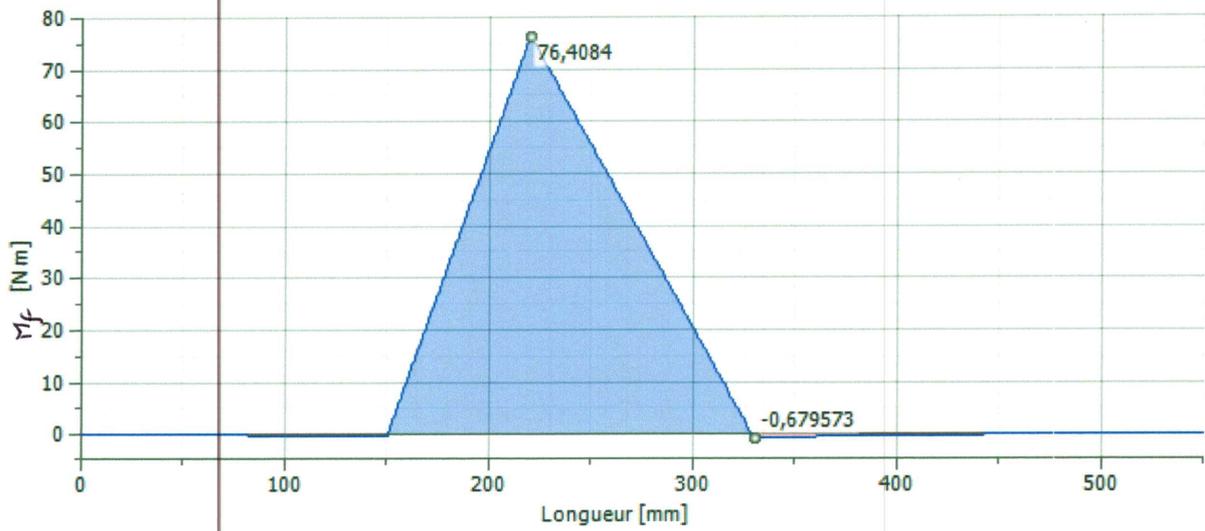


Figure IV.3 : Moment de flexion.

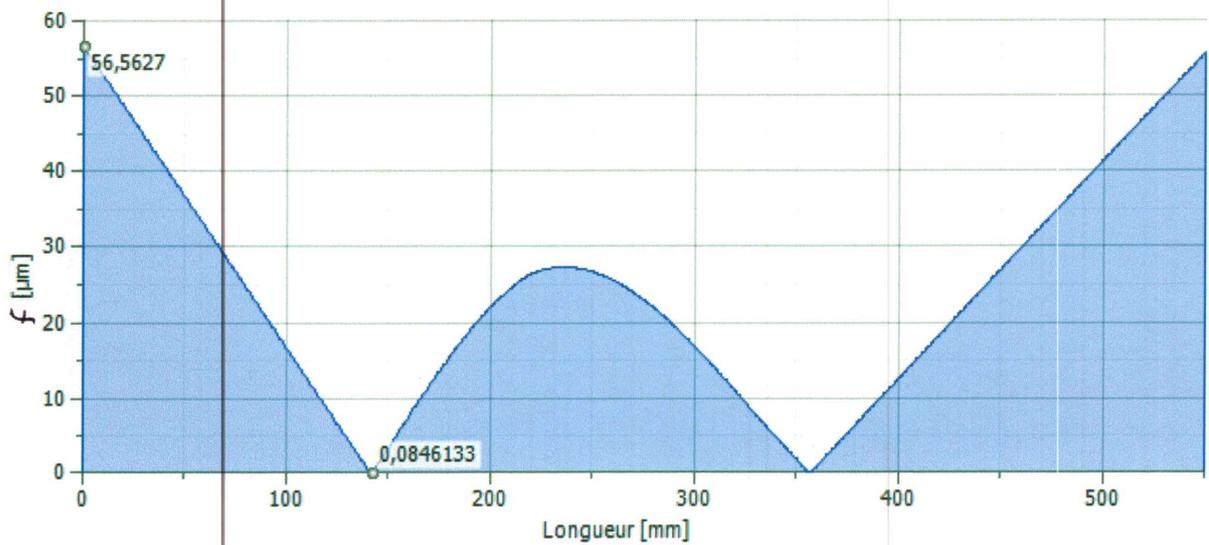


Figure IV.4 : Flèche.

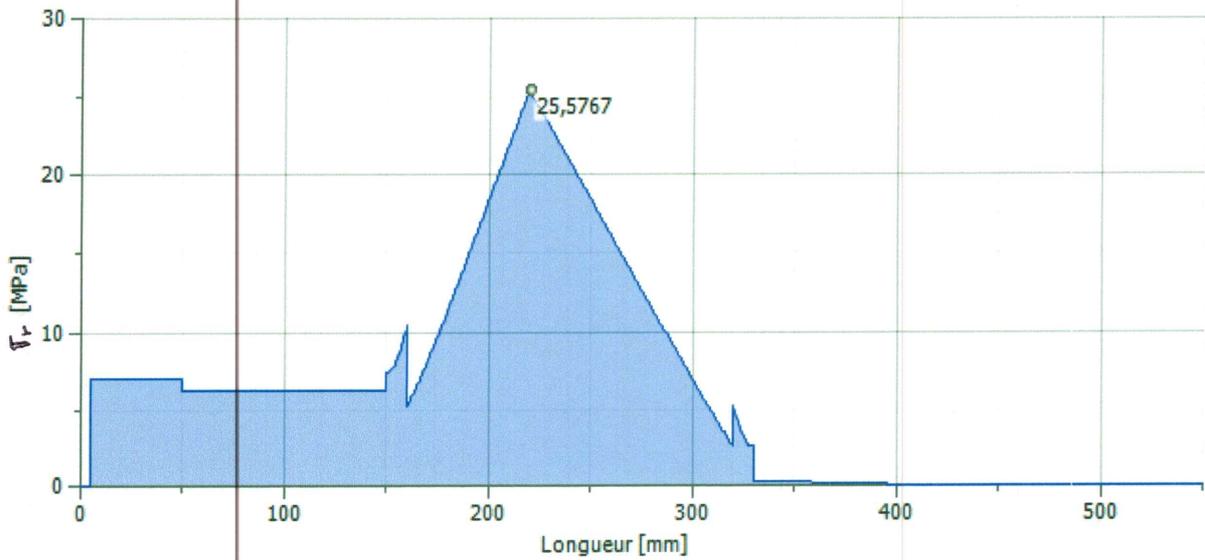


Figure IV.5 : Contrainte réduite.

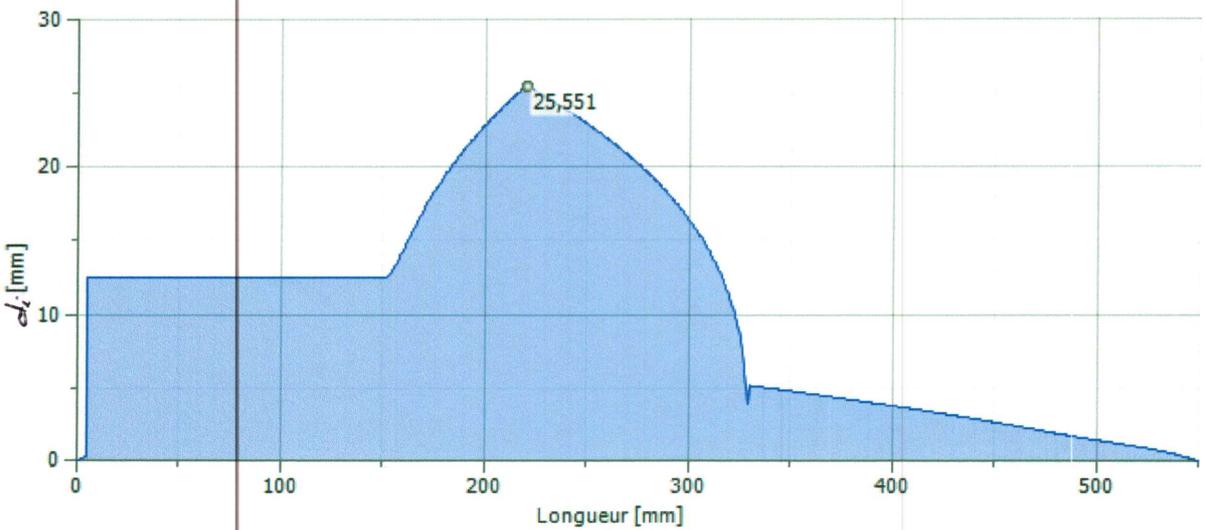


Figure IV.6 : Diamètre idéal.

❖ Résultats

Masse	Masse	2,378 kg
Contrainte réduite maximale	σ_{red}	25,577 MPa
Flèche maximale	f_{max}	56,563 μm

Tableau IV.3 : Résultats de simulation.

A partir des résultats montrés sur les figures, nous pouvons extraire une contrainte réduite maximale de 25 MPa bien inférieure à la limite élastique du matériau qui est égale à 175MPa. Nous pouvons aussi voir une flèche maximale de 56,563 µm qui est négligeable par rapport à la longueur de l'arbre. Un diamètre idéal de l'arbre a été extrait dont la maximale de 25 mm est inférieur au diamètre l'arbre dans ce positionnement.

On valide donc la conception de l'arbre.

IV.2. 2 Arbre Réducteur 2

Le problème est schématisé sur la figure Fig IV-7 avec F1 poids roue dentée, F2 effort sur la denture F3 poids grande poulie F4 2 fois la tension maximale sur la courroie, T1 couple moteur T2 couple frein.

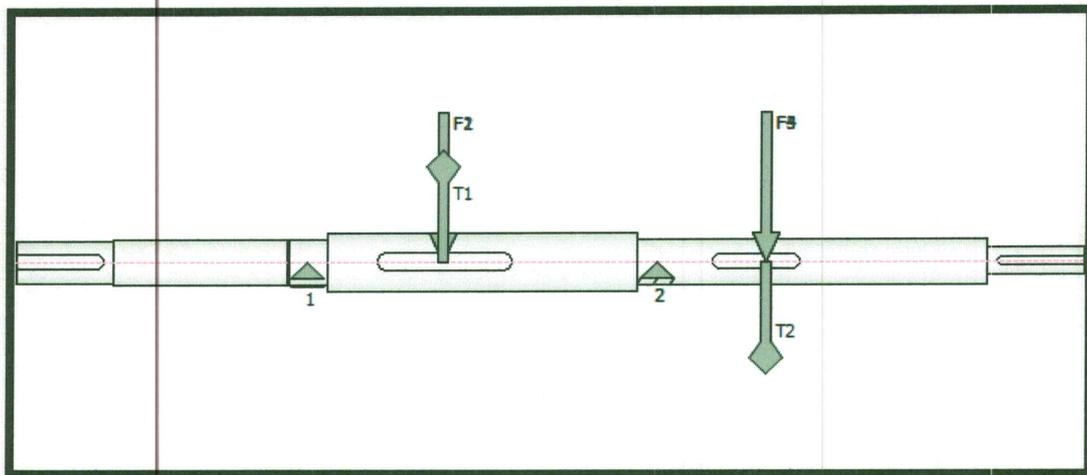


Figure IV.7 : Schématisation du problème.

- Charges

Index	Emplacement	Force radiale			
		Y	X	Taille	Direction
F1	220 mm	2,500 N		2,500 N	
F2	220 mm	1790,114 N	651,548 N	1905,000 N	20,00 deg
T1	220 mm				
F3	386 mm	7,000 N		7,000 N	
T2	386 mm				
F4	386 mm	0,000 N	1357,000 N	1357,000 N	90,00 deg

• Supports

Index	Type	Emplacement	Force de réaction				
			Y	X	Taille	Direction	Force axiale
1	Libre	150 mm	1102,66 N	-24,009 N	1102,922 N	358,75 deg	
2	Fixe	330 mm	720,270 N	2032,558 N	2156,404 N	70,49 deg	

Tableau IV.4: Valeur des charges et supports.

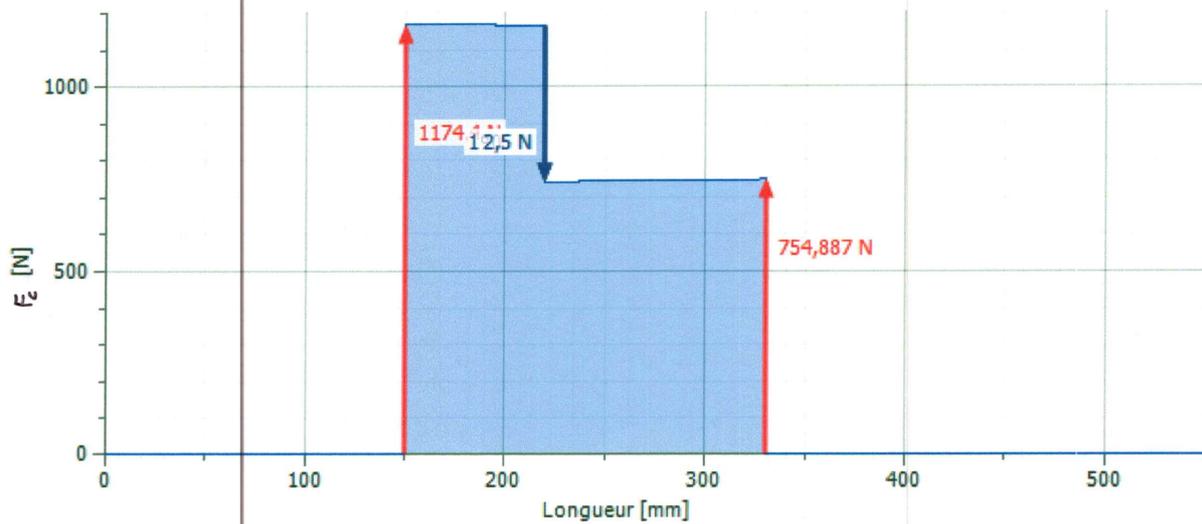


Figure IV.8 : Force de cisaillement.

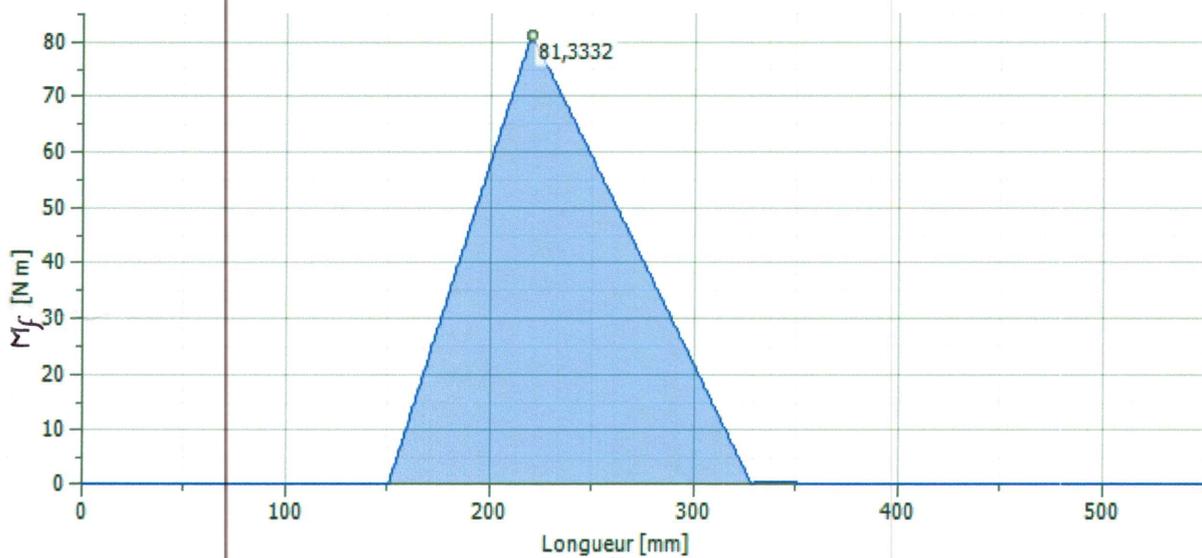


Figure IV.9 : Moment de flexion.

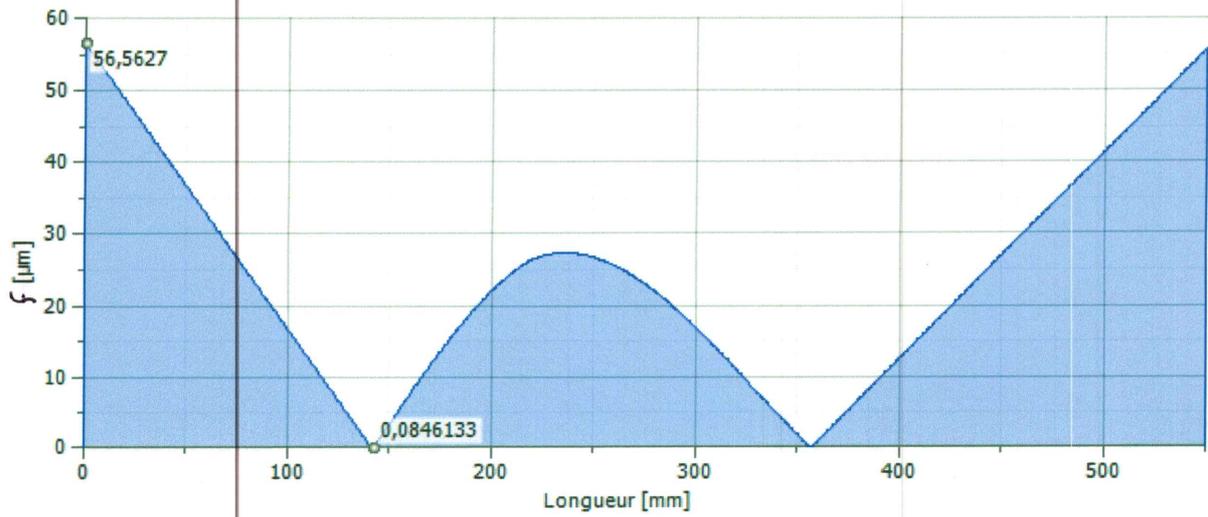


Figure IV.10 : Flèche.

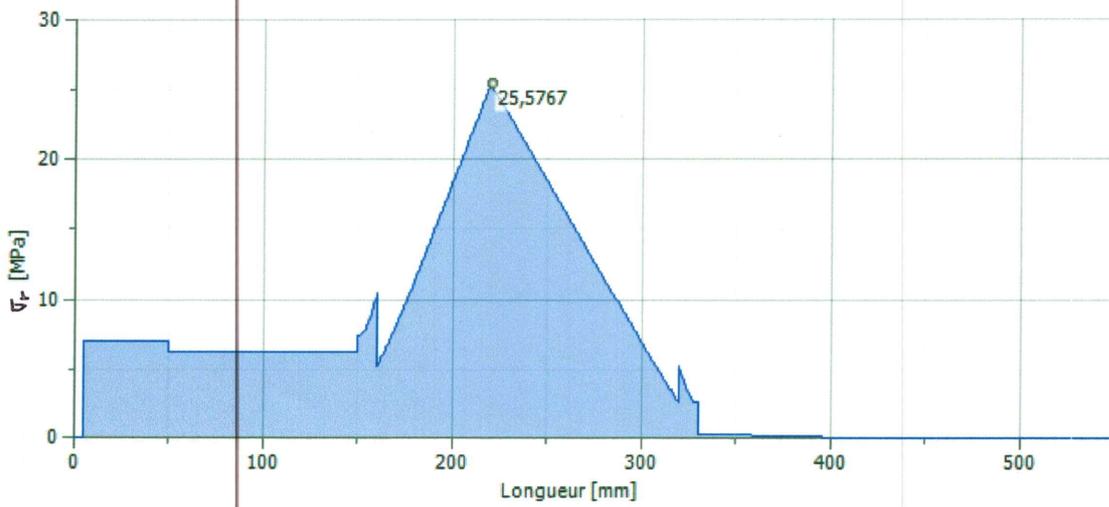


Figure IV.11 : Contrainte réduite.

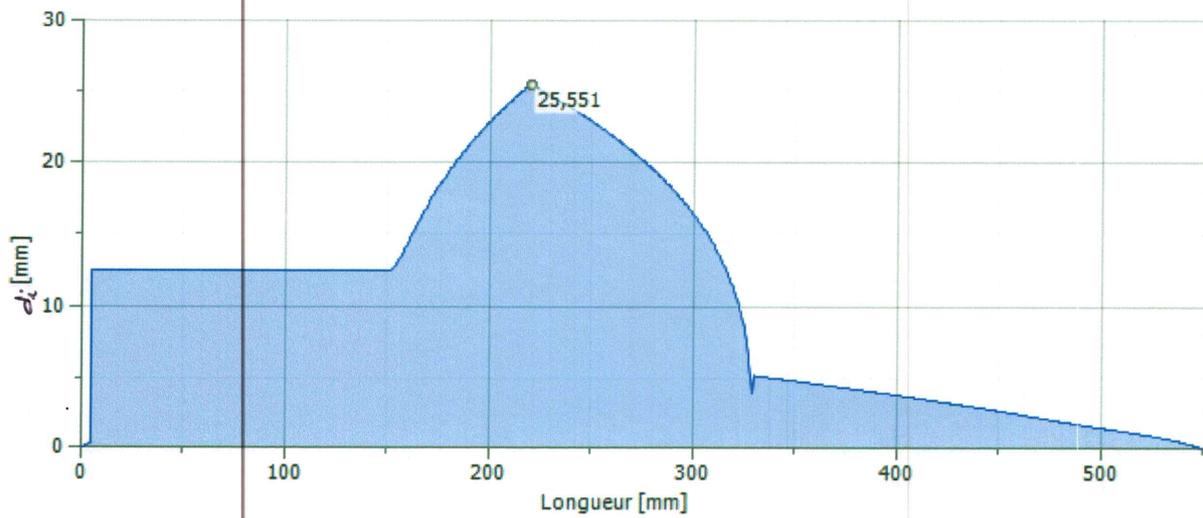


Figure IV.12 Diamètre idéal.

❖ Résultats

Masse	Masse	2,378 kg
Contrainte réduite maximale	σ_{red}	49,544 MPa
Flèche maximale	f_{max}	247,567 μm

Tableau IV.5 : Résultats de simulation.

A partir des résultats montrés sur les figures, nous pouvons extraire une contrainte réduite maximale de 49,544 MPa bien inférieure à la limite élastique du matériau qui est égale à 175 MPa. Nous pouvons aussi voir une flèche maximale de 247,567 μm qui est négligeable par rapport à la longueur de l'arbre. Un diamètre idéal de l'arbre a été extrait dont la maximale de 25 mm est inférieure au diamètre mini de l'arbre dans la zone montrée.

On valide donc la conception de l'arbre.

IV.2.3 Arbre disque 1

Le problème est schématisé sur la figure Fig IV-13 avec F1 poids disque d'inertie, F2 tension courroie F3 poids grande poulie, T1 couple moteur T2 couple frein.

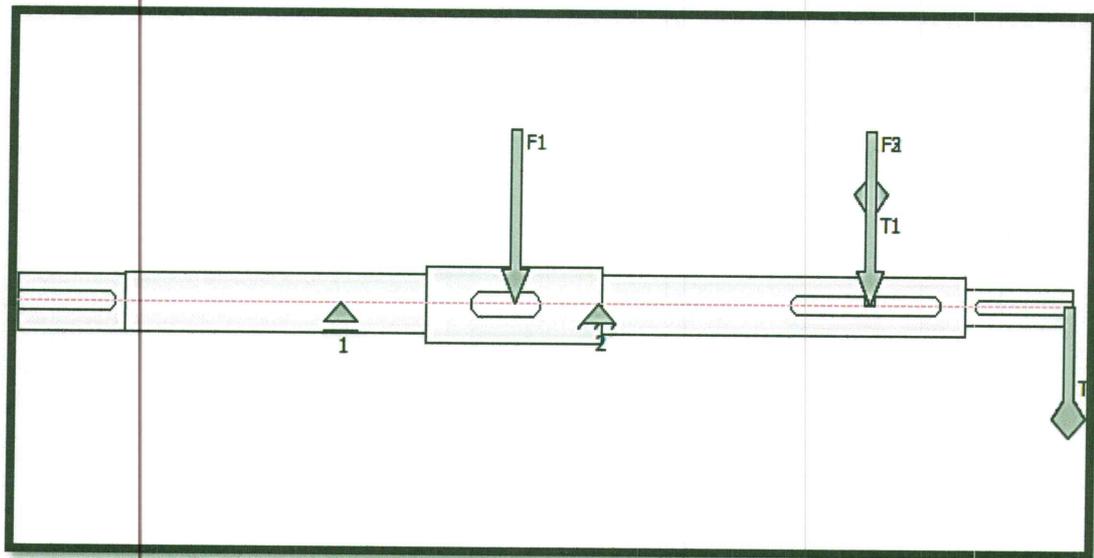


Figure IV.13 : Schématisation du problème.

• Charges

Index	Emplacement	Force radiale			
		Y	X	Taille	Direction
F1	230,95 mm	2,100 N		2,100 N	
T1	395,95 mm				
F2	395,95 mm	0,000 N	1357,000 N	1357,000 N	90,00 deg
F3	395,95 mm	7,000 N		7,000 N	
T2	488,95 mm				

• Supports

Index	Type	Emplacement	Force de réaction				
			Y	X	Taille	Direction	Force axiale
1	Libre	150 mm	-0,421 N	-1415,044 N	1415,044 N	269,98 deg	
2	Fixe	270,4 mm	28,695 N	2772,044 N	2772,193 N	89,41 deg	

Tableau IV.6: Valeur des charges et supports.

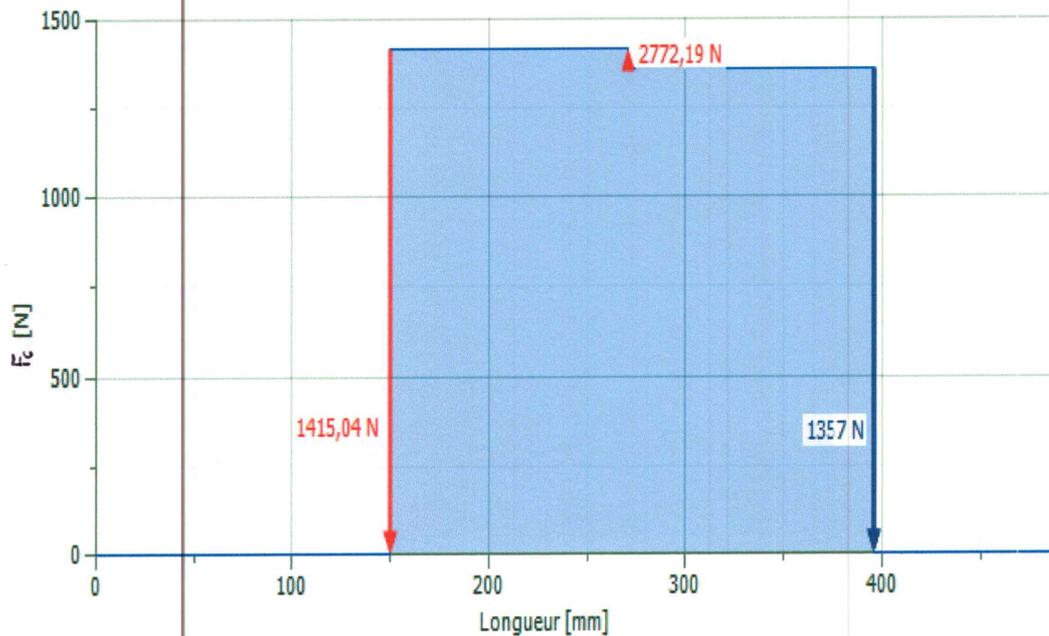


Figure IV.14 : Force de cisaillement.

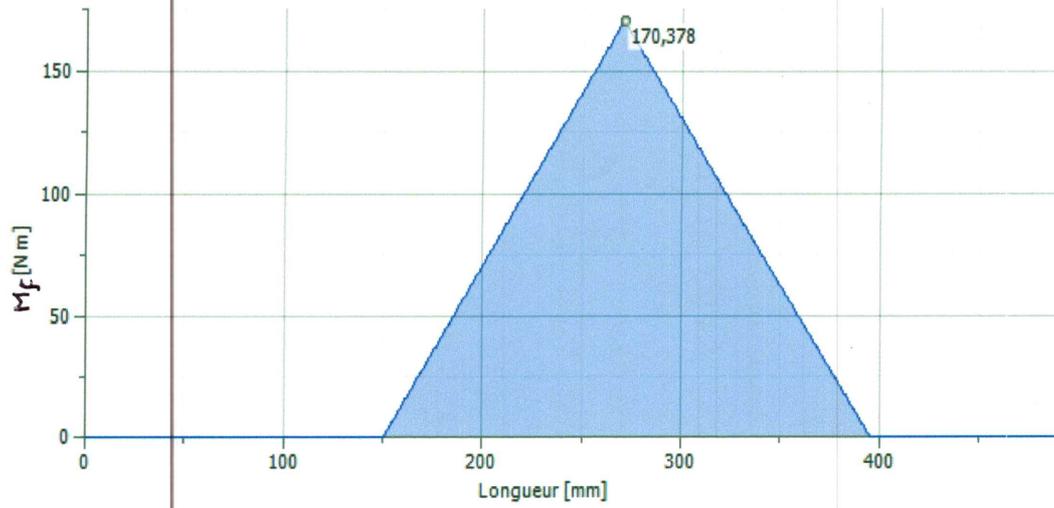


Figure IV.15 : Moment de flexion.

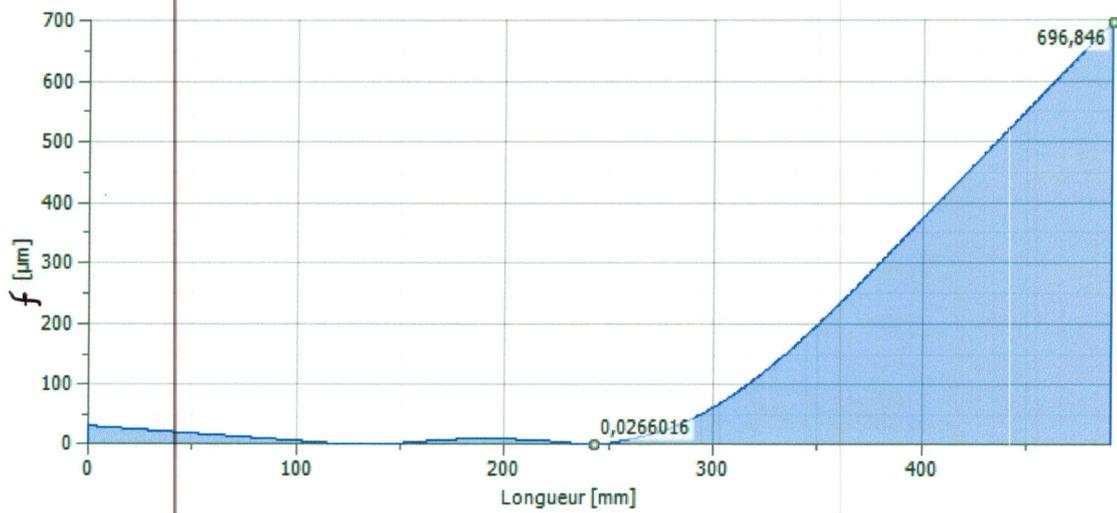


Figure IV.16 : Flèche.

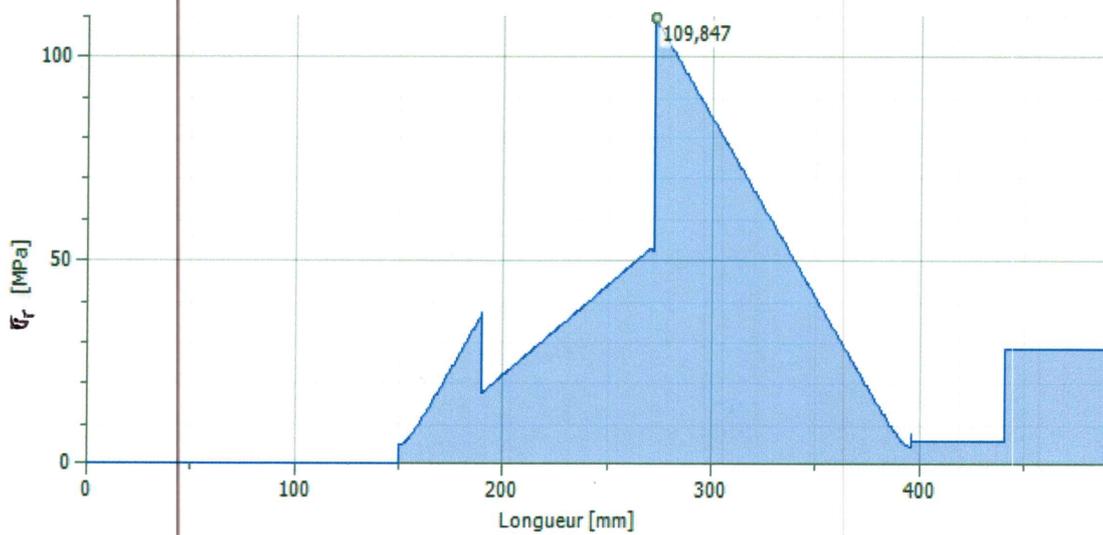


Figure IV.17 : Contrainte réduite.

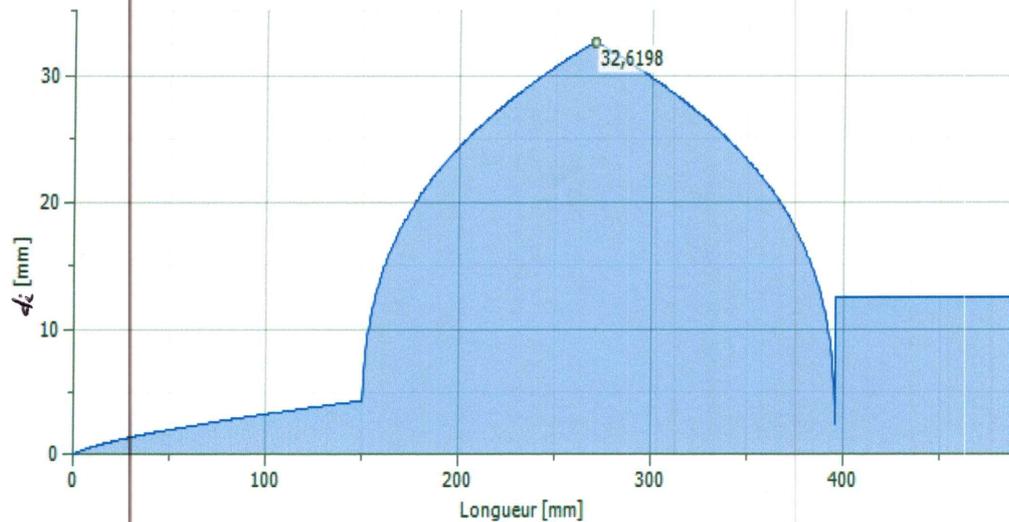


Figure IV.18 : Diamètre idéal.

❖ Résultats

Masse	Masse	1,955 kg
Contrainte réduite maximale	σ_{red}	109,847 MPa
Flèche maximale	f_{max}	696,846 μm

Tableau IV.7: Résultats de simulation.

A partir des résultats montrés sur les figures, nous pouvons extraire une contrainte réduite maximale de 109,847 MPa bien inférieure à la limite élastique du matériau qui est égale à 175 MPa. Nous pouvons aussi voir une flèche maximale de 696,846 μm qui est négligeable par rapport à la longueur de l'arbre. Un diamètre idéal de l'arbre a été extrait dont la maximale de 32 mm égale au diamètre de l'arbre dans cette zone-là.

On valide donc la conception de l'arbre.

IV.2.4 Arbre disque 2

Le problème est schématisé sur la figure Fig IV-13 avec F1 poids disque d'inertie, F2 tension courroie F3 poids grande poulie, T1 couple moteur T2 couple frein.

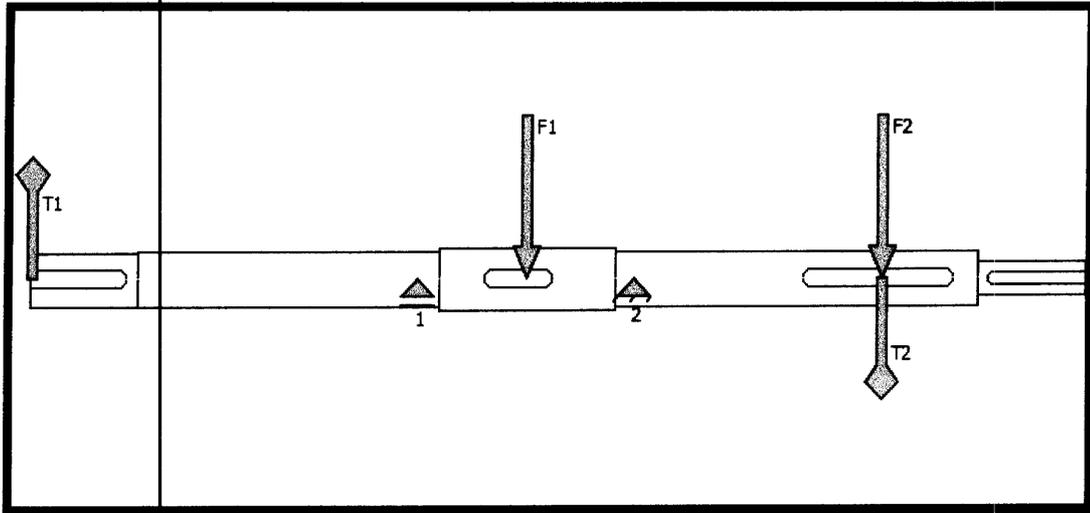


Figure IV.19 : Schématisation du problème.

• Charges

Index	Emplacement	Force radiale			
		Y	X	Taille	Direction
T1	002,95 mm				
F1	229,95 mm	2,100 N		2,100 N	
F2	395,95 mm	0,000 N	1357,000 N	1357,000 N	90,00 deg
F3	395,95 mm	7,000 N		7,000 N	
T2	395,95 mm				

• Supports

Index	Type	Emplacement	Force de réaction				
			Y	X	Taille	Direction	Force axiale
1	Libre	150 mm	-0,403 N	-1415,044 N	1415,044 N	269,98 deg	
2	Fixe	270,4 mm	28,678 N	2772,044 N	2772,193 N	89,41 deg	

Tableau IV.8: Valeur des charges et supports.

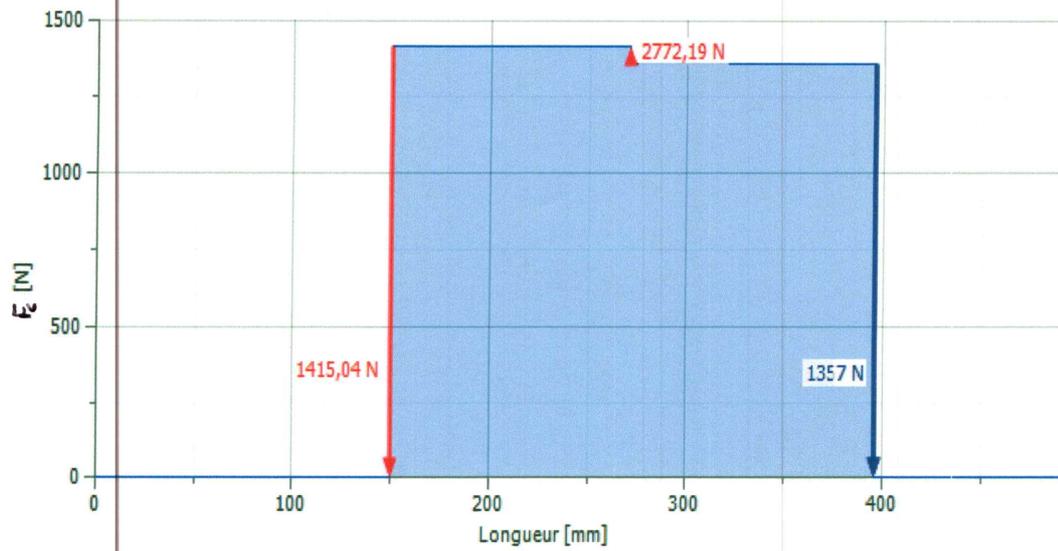


Figure IV.20 : Force de cisaillement.

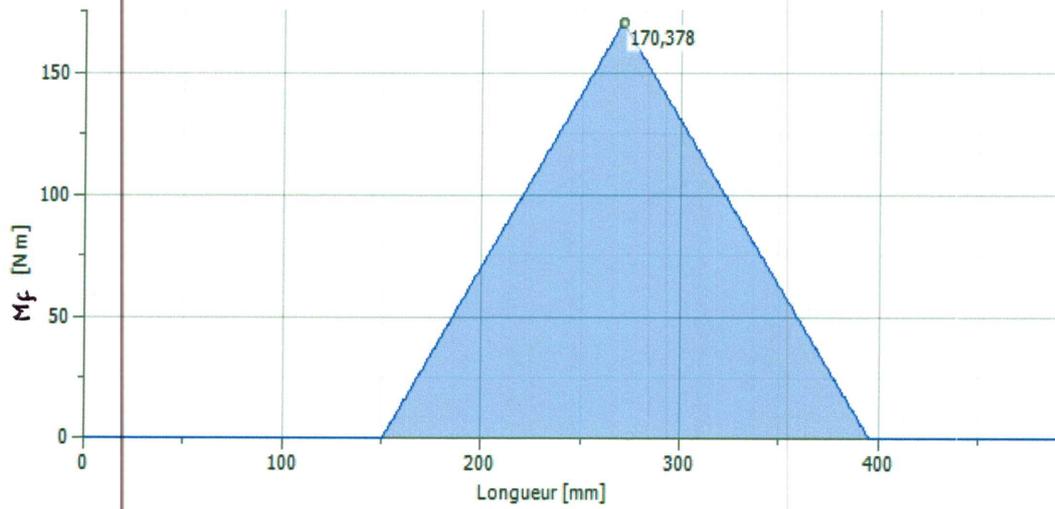


Figure IV.21 : Moment de flexion.

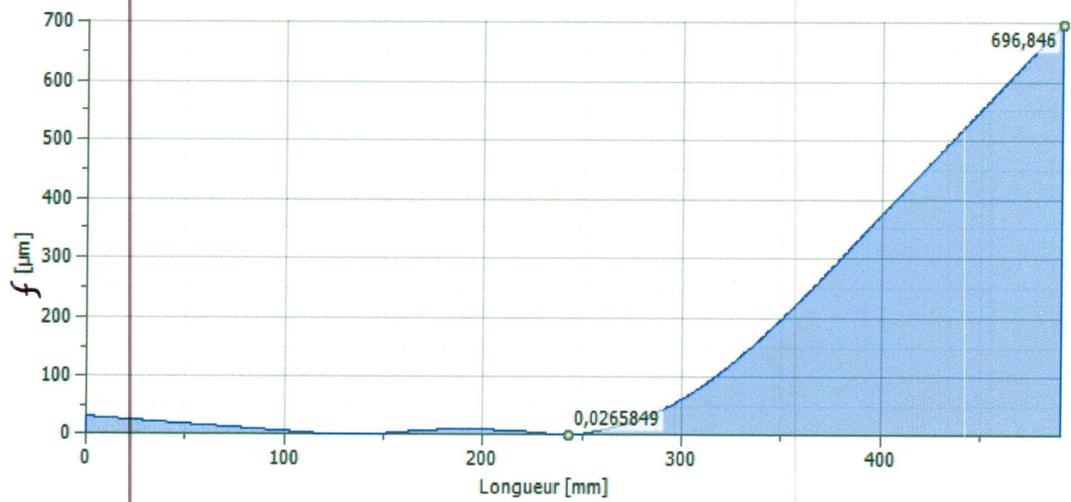


Figure IV.22 : Flèche.

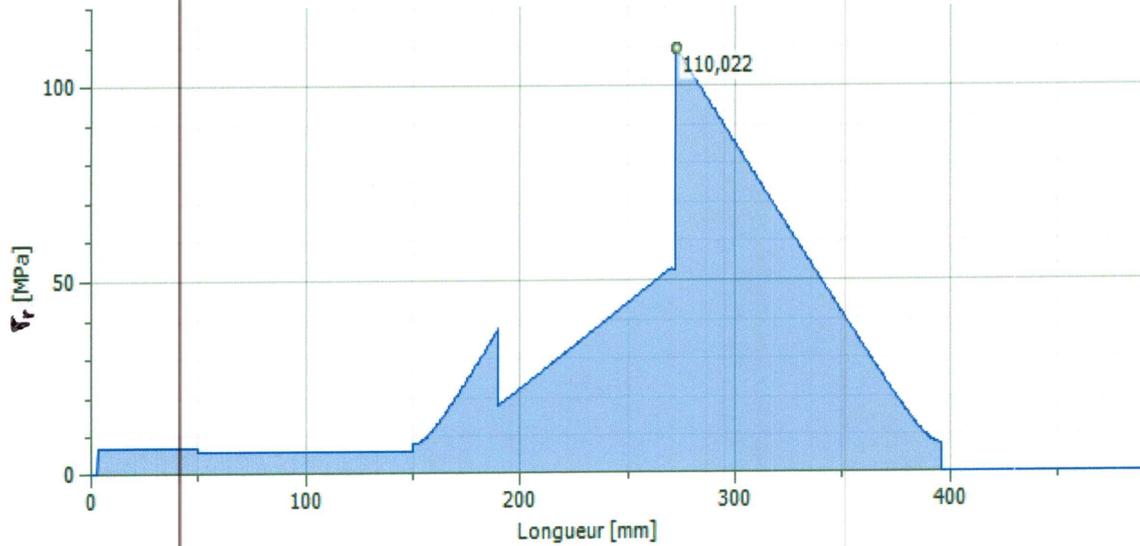


Figure IV.23 : Contrainte réduite.

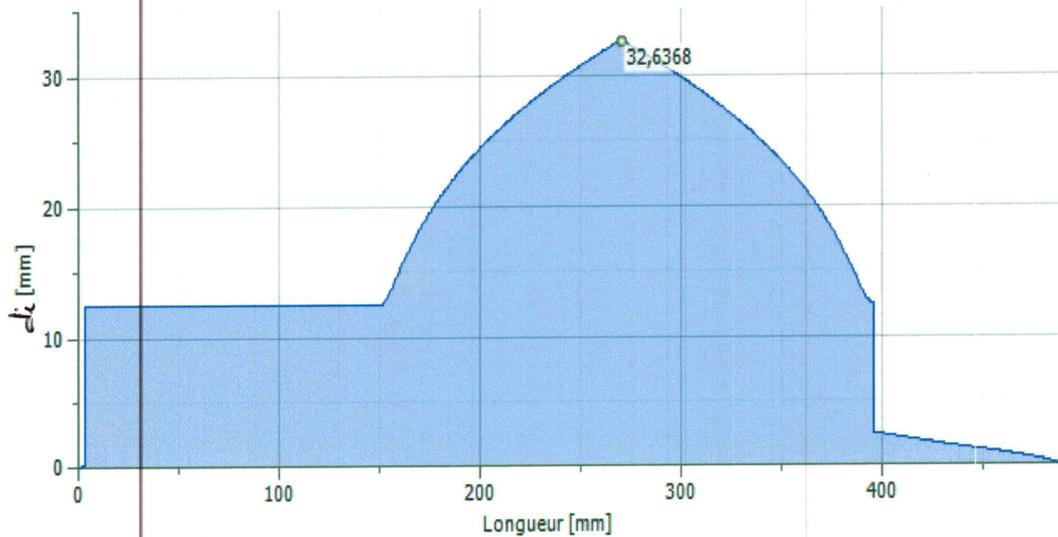


Figure IV.24 : Diamètre idéal.

❖ Résultats

Masse	Masse	1,955 kg
Contrainte réduite maximale	σ_{red}	110,022 MPa
Flèche maximale	f_{max}	696,846 μm

Tableau IV.9: Résultats de simulation.

A partir des résultats montrés sur les figures, nous pouvons extraire une contrainte réduite maximale de 110,022 MPa biens inférieurs à la limite élastique du matériau qui est

égale à 175MPa . Nous pouvons aussi voir une flèche maximale de $696,846\ \mu\text{m}$ qui est négligeable par rapport à la longueur de l'arbre. Un diamètre idéal de l'arbre a été extrait dont la maximale de $32\ \text{mm}$ égal au diamètre de l'arbre dans cette zone-là.

On valide donc la conception de l'arbre.

On relève aussi une même flèche que pour l'exemple précédent vu que les composants sont positionnés de la même façon.

IV.3 Simulation

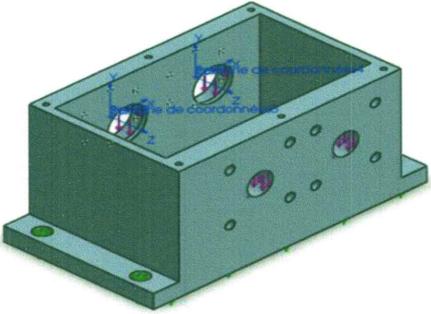
IV.3.1 Simulation du comportement du carter

Pour la simulation numérique du comportement du carter nous avons posé plusieurs hypothèses suivante :

- Un appui plan à l'intersection avec les profilé
- Une géométrie fixe à l'emplacement des chambrages
- Nous avons relevé à partir des simulations d'arbres les réactions au support que nous avons injecter comme chargement palier au niveau des quatre paliers.

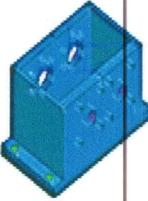
Le déroulement de la simulation est montré comme suit :

❖ Informations sur le modèle

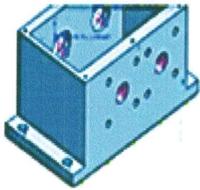


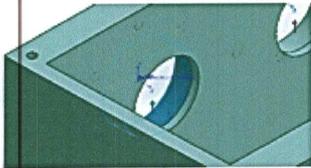
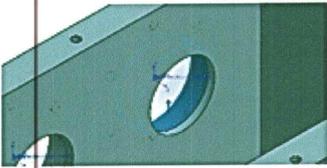
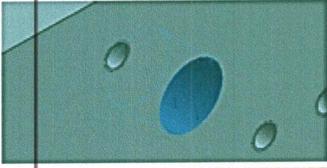
Propriétés volumétriques	
Masse:	6.76046 kg
Volume:	0.00250387 m ³
Masse volumique:	2700 kg/m ³
Poids:	66.2525 N

❖ Propriétés du matériau

Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<p>Nom: Alliage 1060 Type de modèle: Linéaire élastique isotropique</p> <p>Limite d'élasticité: 2.75742e+007 N/m² Limite de traction: 6.89356e+007 N/m² Module d'élasticité: 6.9e+010 N/m² Coefficient de Poisson: 0.33 Masse volumique: 2700 kg/m³ Module de cisaillement: 2.7e+010 N/m² Coefficient de dilatation thermique: 2.4e-005 /Kelvin</p>	Corps volumique 1(Ligne de séparation1) (CARTER)

❖ Actions extérieures

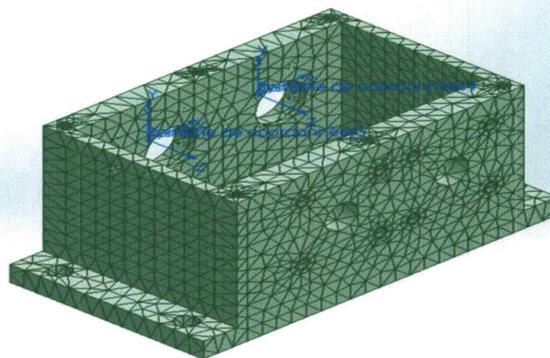
Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé		
Fixe-1		<p>Entités: 8 face(s) Type: Géométrie fixe</p>		
Forces résultantes				
Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	2.08374e-005	-0.0968758	4.21405e-005	0.0968758
Moment de réaction(N.m)	0	0	0	0
Appui plan-1		<p>Entités: 2 face(s) Type: Appui plan</p>		
Forces résultantes				
Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	0.00433155	60.194	-0.00250003	60.194
Moment de réaction(N.m)	0	0	0	0

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Chargement de palier-1		Entités: 1 face(s) Système de coordonnées: Système de coordonnées3 Force Valeurs: 0 1200 0 N
Chargement de palier-2		Entités: 1 face(s) Système de coordonnées: Système de coordonnées4 Force Valeurs: 0 1200 0 N
Chargement de palier-3		Entités: 1 face(s) Système de coordonnées: Système de coordonnées3 Force Valeurs: 0 2200 0 N
Chargement de palier-4		Entités: 1 face(s) Système de coordonnées: Système de coordonnées4 Force Valeurs: 0 800 0 N

❖ Informations sur le maillage

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Taille d'élément	13.5818 mm
Tolérance	0.67909 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	30731
Nombre total d'éléments	17839
Durée de création du maillage (hh:mm:ss)	00:00:05

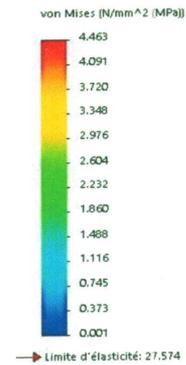
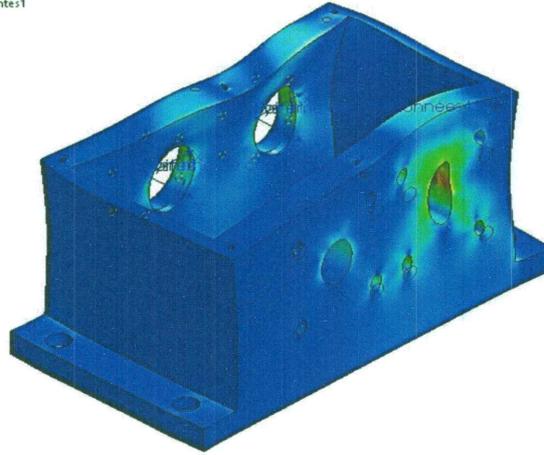
Nom du modèle: CARTER
Nom de l'étude: Analyse statique 2t-Default
Type de maillage: Maillage volumique



❖ Résultats de l'étude

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON: contrainte de Von Mises	0.000815084N/mm ² (MPa) Noeud: 864	4.4633N/mm ² (MPa) Noeud: 25257

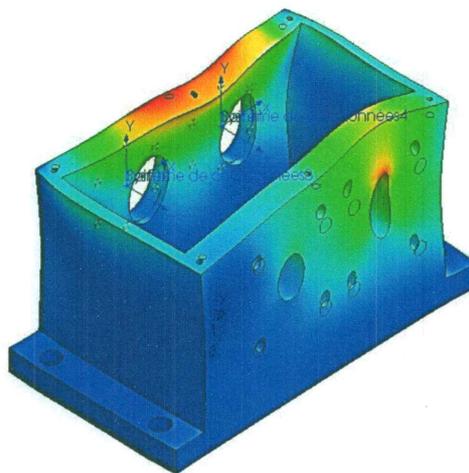
Nom du modèle: CARTER
 Nom de l'étude: Analyse statique 2(Défaut)
 Type de tracé: Analyse statique contrainte nodale Contraintes1
 Echelle de déformation: 12214.9



CARTER-Analyse statique 2-Contraintes-Contraintes1

Nom	Type	Min	Max
Déplacements1	URES: Déplacement résultant	0 mm Noeud: 145	0.00281897 mm Noeud: 1178

Nom du modèle: CARTER
 Nom de l'étude: Analyse statique 2(Défaut)
 Type de tracé: Déplacement statique Déplacements1
 Echelle de déformation: 12214.9



CARTER-Analyse statique 2-Déplacements-Déplacements1

A partir des résultats de simulation nous pouvons extraire une contrainte de von mises maximale de 4.4633 N/mm² (MPa) bien inférieure à la limite élastique du matériaux, ainsi qu'une flèche max de 0.00281897 mm négligeable. Ce qui nous conforte dans le choix de cet alliage d'aluminium dans la construction du carter et valide sa conception.

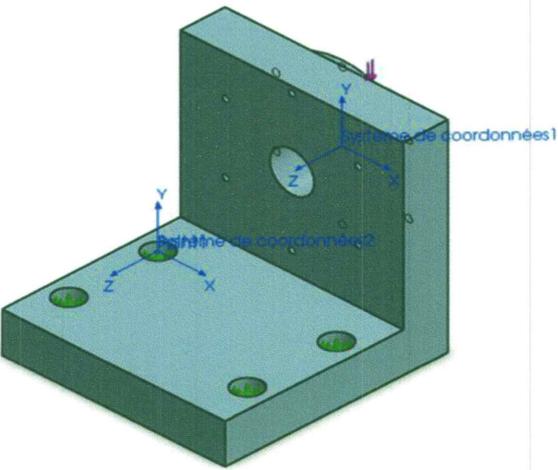
IV.3.2 Simulation de support frein

Pour la simulation numérique du comportement du support frein, nous avons posé les hypothèses suivante :

- Un appui plan à l'intersection avec les profilé.
- Une géométrie fixe à l'emplacement des chambrages.
- Un chargement réparti à l'emplacement du positionnement du frein.

Le déroulement de la simulation est montré comme suit :

❖ Informations sur le modèle



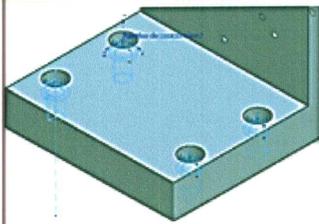
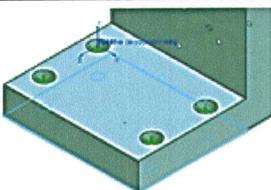
Propriétés volumétriques

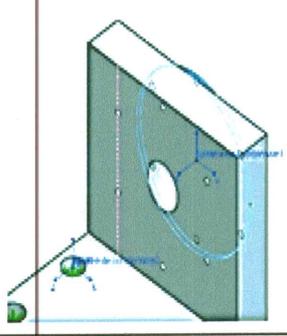
Masse:	3.29571 kg
Volume:	0.00122063 m ³
Masse volumique:	2700 kg/m ³
Poids:	32.298 N

Propriétés	
Nom:	Alliage 1060
Type de modèle:	linéaire élastique isotropique
Limite d'élasticité:	2.75742e+007 N/m ²
Limite de traction:	6. 89356e+007 N/m ²
Module d'élasticité:	6.9e+010 N/m ²
Coefficient de Poiss n:	0.33
Masse volumique:	2700 kg/m ³
Module de cisaillement:	2.7e+010 N/m ²
Coefficient de dilatation thermique:	2.4e-005 /Kelvin

Tableau IV.10: Propriétés du matériau Alliage 1060.

❖ Actions extérieures

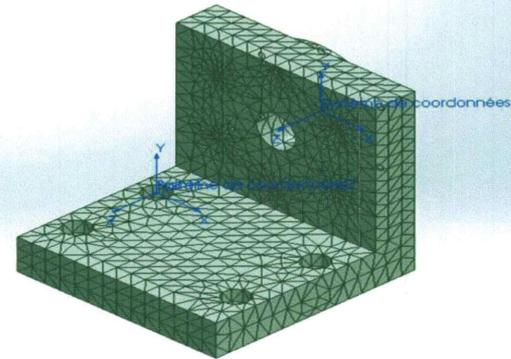
Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé			
Fixe-1		Entités: 8 face(s) Type: Géométrie fixe			
Forces résultantes					
Composants		X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)		0.00307921	-15.955	-0.0161184	15.955
Moment de réaction(N.m)		0	0	0	0
Appui plan-1		Entités: 1 face(s) Type: Appui plan			
Forces résultantes					
Composants		X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)		-0.0276025	66.5175	-1.35888	66.5314
Moment de réaction(N.m)		0	0	0	0

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Force-1		Entités: 1 face(s) Référence: Arête< 1 > Type: Force Valeurs: ---, ---, -50 N Angle de phase: 0 Unités: deg

❖ Informations sur le maillage

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Taille d'élément	10.6895 mm
Tolérance	0.534477 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	20887
Nombre total d'éléments	13101
Durée de création du maillage (hh:mm:ss)	00:00:01

Nom du modèle: SUPPORT FREIN
 No de l'étude: Analyse statique 16 Défaut:
 Type de maillage: Maillage volumique

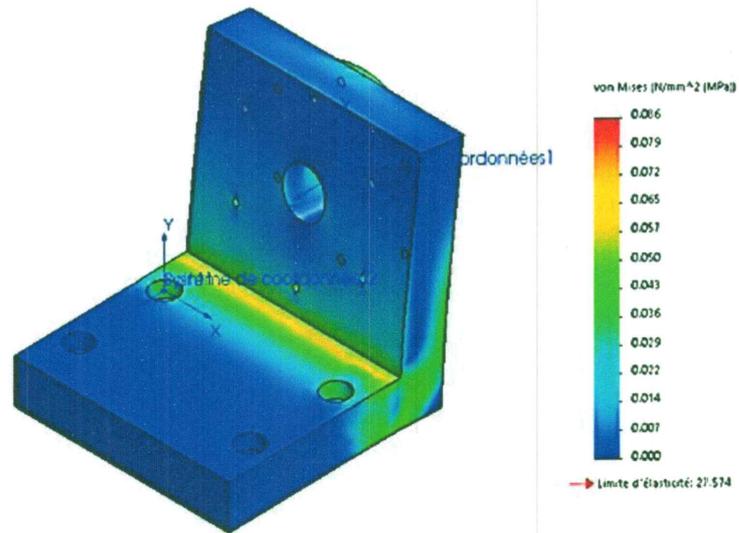


❖ Résultats de l'étude

1. Contraintes de Von Mises

Nom	Type	Min	Max
Contraintes	VON :Contrainte de von Mises	2.52238e-005N/mm ² (MPa) Noeud: 256	0.086198N/mm ² (MPa) Noeud: 18092

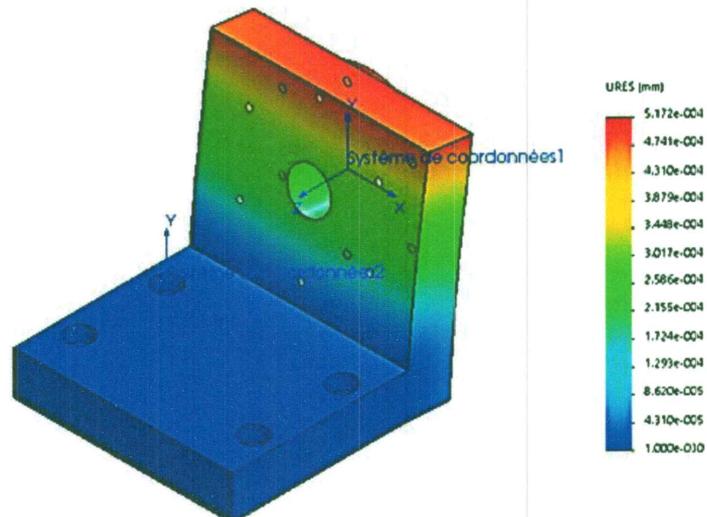
Nom du modèle: SUPPORT FREIN
 Nom de l'étude: Analyse statique 1f-Defaut1
 Type de tracé: Analyse statique contrainte nodale Contraintes1
 Echelle de déformation: 31077.4



2. Déplacement

Nom	Type	Min	Max
Déplacements1	URES:Déplacement résultant	0 mm Noeud: 234	0.000517208 mm Noeud: 17960

Nom du modèle: SUPPORT FREIN
 Nom de l'étude: Analyse statique 1f-Defaut1
 Type de tracé: Déplacement statique Déplacements1
 Echelle de déformation: 31077.4



A partir des résultats de simulation nous pouvons extraire une contrainte de von mises maximale de 0.086198 MPa bien inférieure à la limite élastique du matériaux, ainsi qu'une flèche max de 0.000517208 mm qui est négligeable. Ce qui valide la conception du support.

IV.3.3 Simulation du comportement des profilés

-Profilé 4 et 5

Sur les profilés 4 et 5 est répartie la plus grande partie du banc, d'un côté le carter avec les deux arbres réducteurs et de l'autre deux profilés de 500mm sur lesquels sont positionnés deux arbres disque.

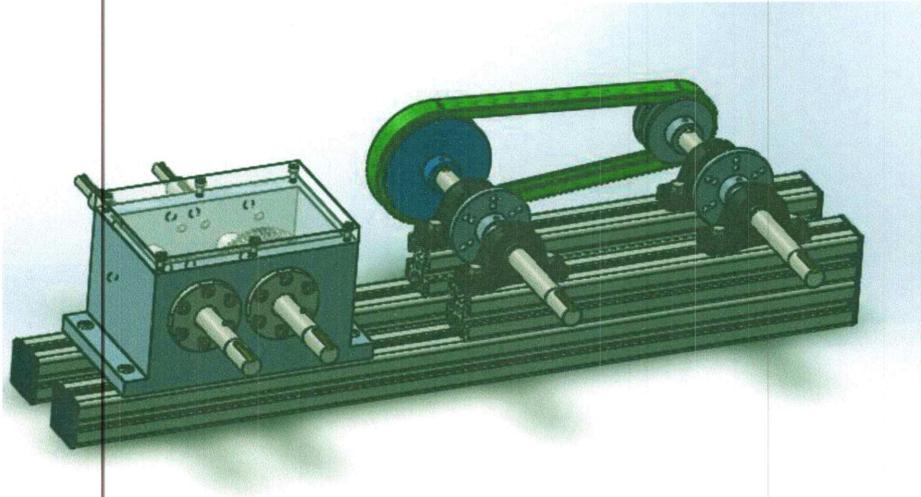


Figure IV.25 : Charges sur les profilés 4 et 5.

❖ Informations sur le modèle

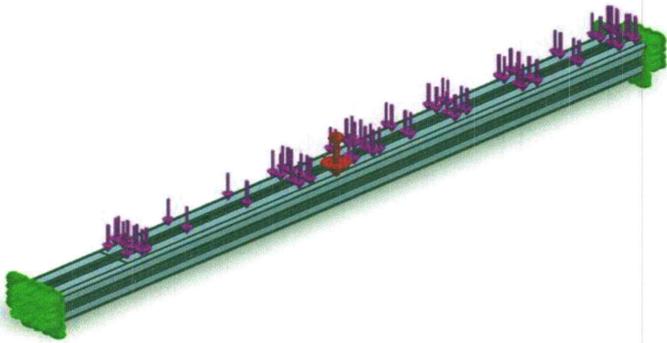
Nous allons donc répartir le poids de l'assemblage carter sur sa largeur (320 mm) et de l'assemblage (arbres disques+ profilé) sur la largeur des profilés 8 et 9.

Assemblage carter	
Arbre réducteur	1.84X2
Carter	6.76
Couvercle	0.37X2
Engrenage	0.38
Palier	0.53X2
Couvercle2	1.36
Roulements	0.5x4
Poulie	1.31
Total	17.11 kg

Tableau IV.11: Masses des composants de l'assemblage carter.

Assemblage arbre disques	
Arbre disque	1.78
Palier	0.63X4=2.52
Disques	0.21X2=0.42
Poulie	1.31
Poulie 2	0.45
Profile	2X2=4
Total	12.26 kg

Tableau IV.12: Masses des composants de l'assemblage arbre-disques.



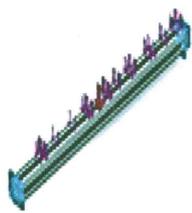
Propriétés volumétriques	
Masse:	3.98937 kg
Volume:	0.00148857 m ³
Masse volumique:	2680 kg/m ³
Poids:	39.0958 N

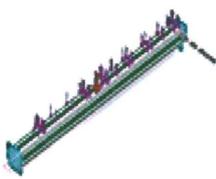
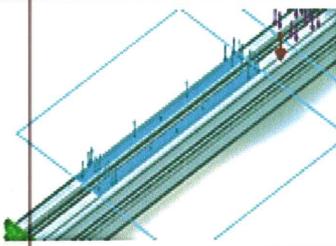
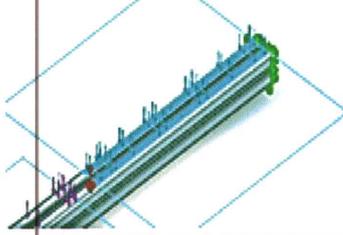
❖ Propriétés du matériau

Nom:	5052-H32
Limite d'élasticité:	1.95e+008 N/m ²
Limite de traction:	2.3e+008 N/m ²
Module d'élasticité:	7e+010 N/m ²
Coefficient de Poisson:	0.33
Masse volumique:	2680 kg/m ³
Module de cisaillement:	2.59e+010 N/m ²
Coefficient de dilatation thermique:	2.4e-005 /Kelvin

Tableau IV.13: Propriétés du matériau 5052-H32.

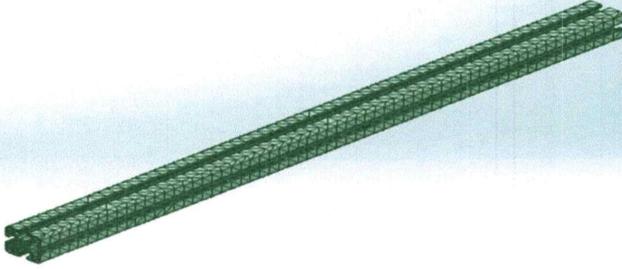
❖ Actions extérieures

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé			
Fixe-1		Entités: 2 face(s) Type: Géométrie fixe			
Forces résultantes					
Composants		X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)		-0.545245	740.201	0.153439	740.201
Moment de réaction(N.m)		0	0	0	0

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement			
Gravité1		Référence: Plan de dessus Valeurs: 0 0 -9.81 Unités: SI			
Force-1		Entités: 2 face(s) Type: Force normale Valeur: 200 N Angle de phase: 0 Unités: deg			
Force-2		Entités: 2 face(s) Type: Force normale Valeur: 150 N Angle de phase: 0 Unités: deg			

❖ Informations sur le maillage

Nom du modèle: Ap800
 Nom de l'étude: Analyse statique 1-Defaut
 Type de maillage: Maillage volumique



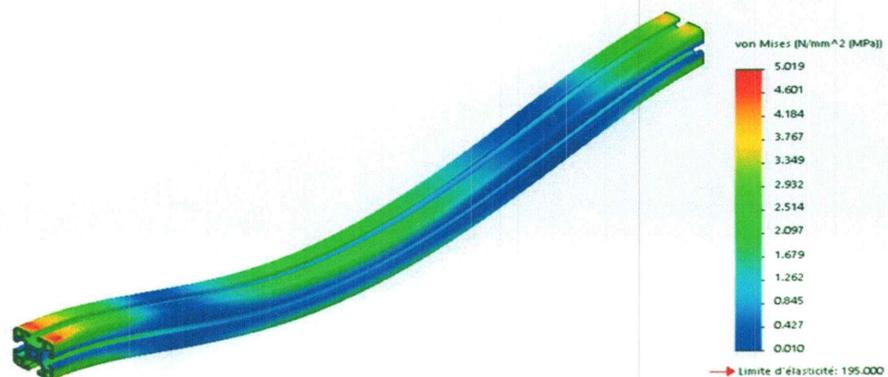
Type de maillage :	Maillage volumique
Maillage utilisé:	Maillage standard
Taille d'élément :	16.5518 mm
Tolérance :	0.827588 mm
Qualité de maillage :	Haute
Nombre total de nœuds :	59819
Nombre total d'éléments:	32732
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:25

❖ Résultats de l'étude

1. Contrainte de Von Mises

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON:Contrainte de von Mises	0.00963631N/mm ² (MPa)	5.01885N/mm ² (MPa) Noeud: 418

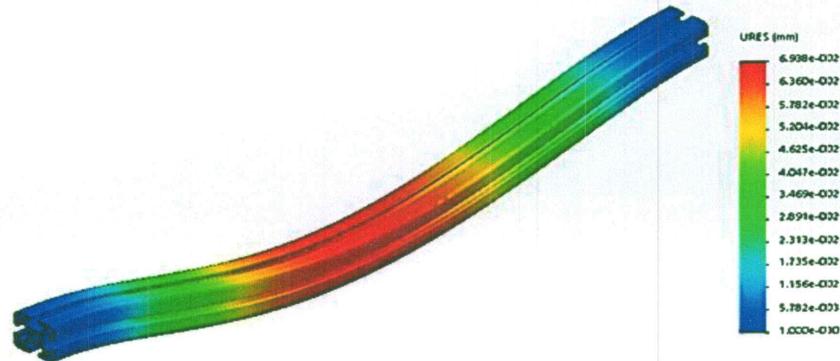
Nom du modèle: Ap800
 Nom de l'étude: Analyse statique 1-Defaut
 Type de tracé: Analyse statique contrainte nodale Contraintes1
 Echelle de déformation: 1441.3



2.Déplacement

Nom	Type	Min	Max
Déplacements1	URES:Déplacement résultant	0 mm Noeud: 1	0.0693818 mm Noeud: 697

Nom du modèle: Ap800
 Nom de l'étude: Analyse statique 1 (Défaut)
 Type de tracé: Déplacement 3D que Déplacements1
 Echelle de déformation: 1441,3



A partir des résultats de simulation nous pouvons extraire une contrainte de von mises maximale de 5.01885 MPa bien inférieure à la limite élastique du matériaux, ainsi qu'une flèche max de 0.0693818 mm négligeable par rapport à la longueur du profilé.Ce qui valide la conception de la structure.

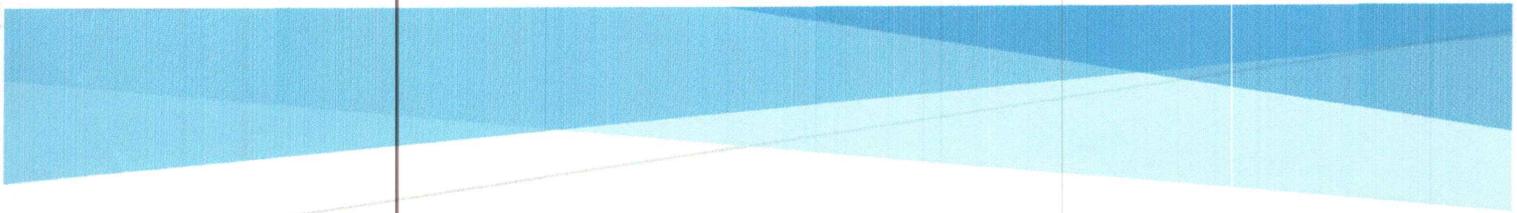
IV.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons vu l'apport que peuvent apporter les outils de simulations numérique tel que SOLIDWORKS et AUTODESK INVENTOR.

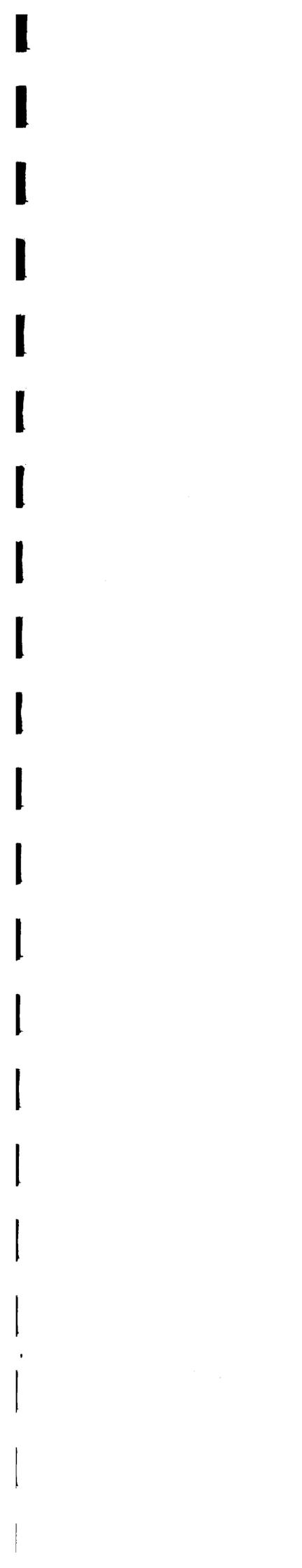
Nous avons pu utiliser les modèles géométriques établis dans les chapitres précédents sous Solidworks pour simuler le comportement des composants supposés vulnérables et vérifiés leur résistance.

Les simulations nous ont confortés dans nos choix de dimensionnement, en effet les différentes contraintes maximales relevées étaient très inférieurs aux limites élastiques des matériaux.

Un travail d'optimisation pourrait suivre afin de réduire au maximum les coûts suite à ces simulations.



CHAPITRE V
NOTICE D'ASSEMBLAGE



V.1 Introduction

Après avoir achevé la conception et le dimensionnement du banc, et vérifié la résistance des zones critiques jugée à priori fragile dans les chapitres précédents. Nous allons présenter dans ce chapitre une notice indispensable pour le bon montage des différents composants.

Dans cette notice nous verrons étape par étapes les procédures de montage et de fixation des éléments précédemment dimensionné, le tout accompagné d'illustrations.

Nous terminerons ce court chapitre par des illustrations de la solution proposé dans les quatre configurations montrés dans le chapitre II.

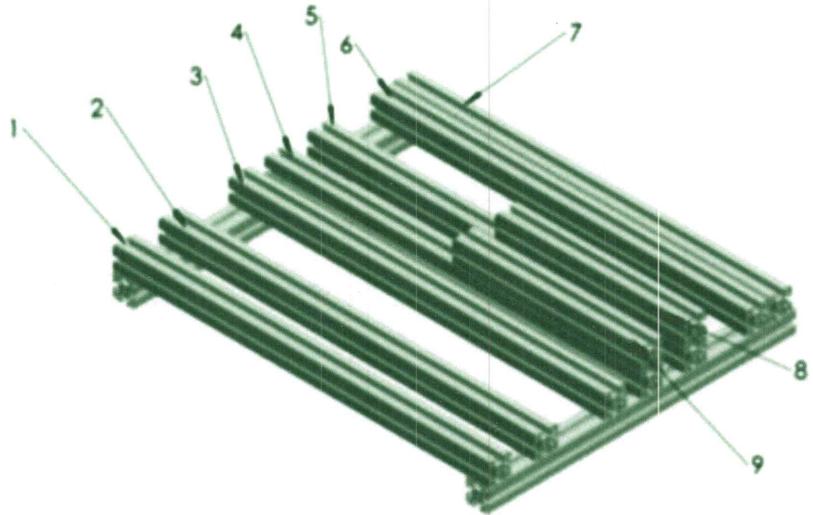
V.2 Dessin d'ensemble

Le dessin d'ensemble tracé page suivante accompagné d'une nomenclature montre le montage du banc d'essais en configuration 2 et permet d'apprécier le positionnement des différents éléments (voir banc d'essai).

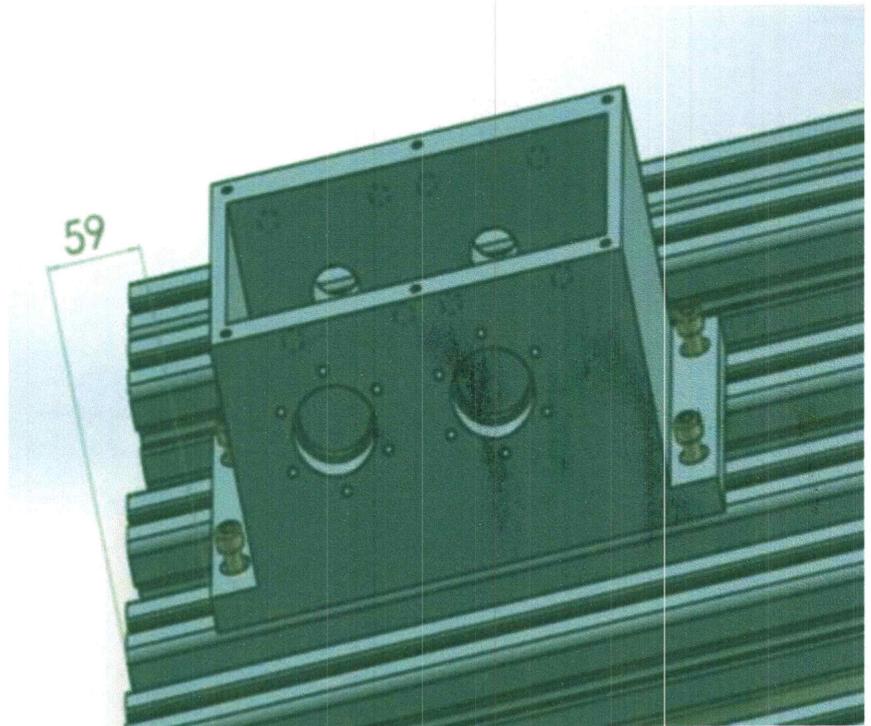
V.3 Notice d'utilisation

Sur le tableau ci-dessous est montrée la notice de montage du banc accompagné d'illustration pour faciliter la compréhension.

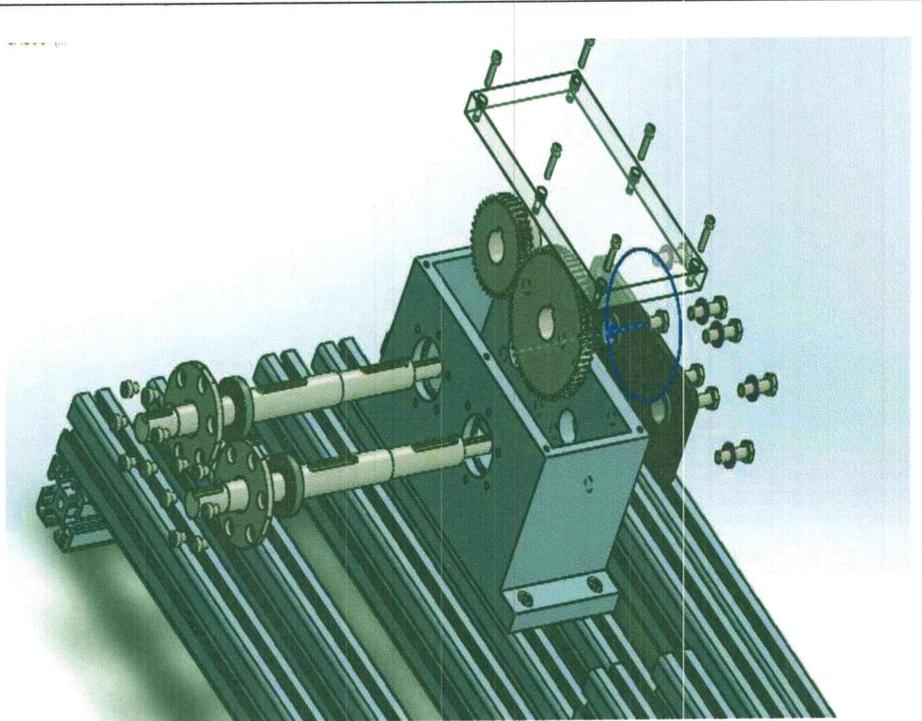
Monter la structure en profilé en respectant le dimensionnement montré sur la figure, par le biais des éléments de fixations.



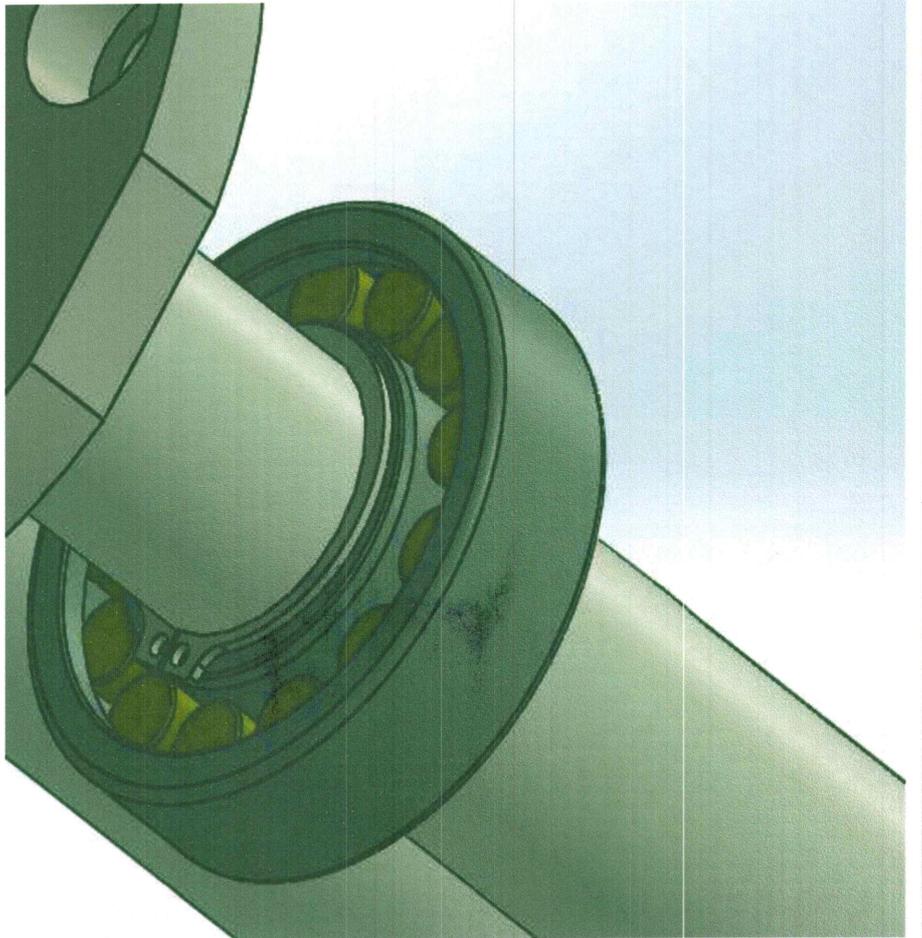
Monter le Carter sur les profilés 4, 5 à 178mm du bord de la structure par le biais de quatre vis M10 sur écrous de fixation.



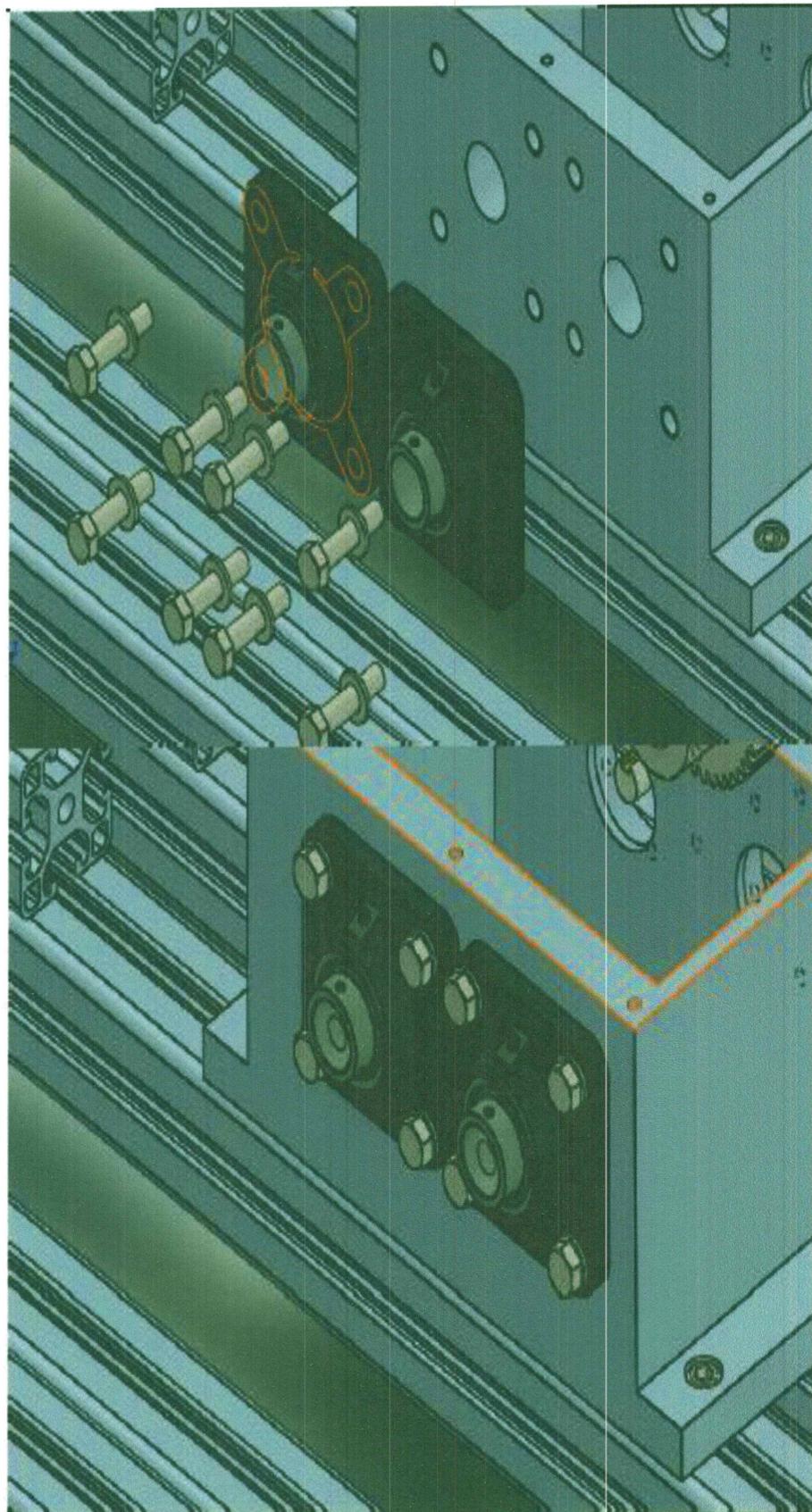
Monter les deux arbres,
la roue le pignon, les couvercles
les deux paliers, les roulements
Nu



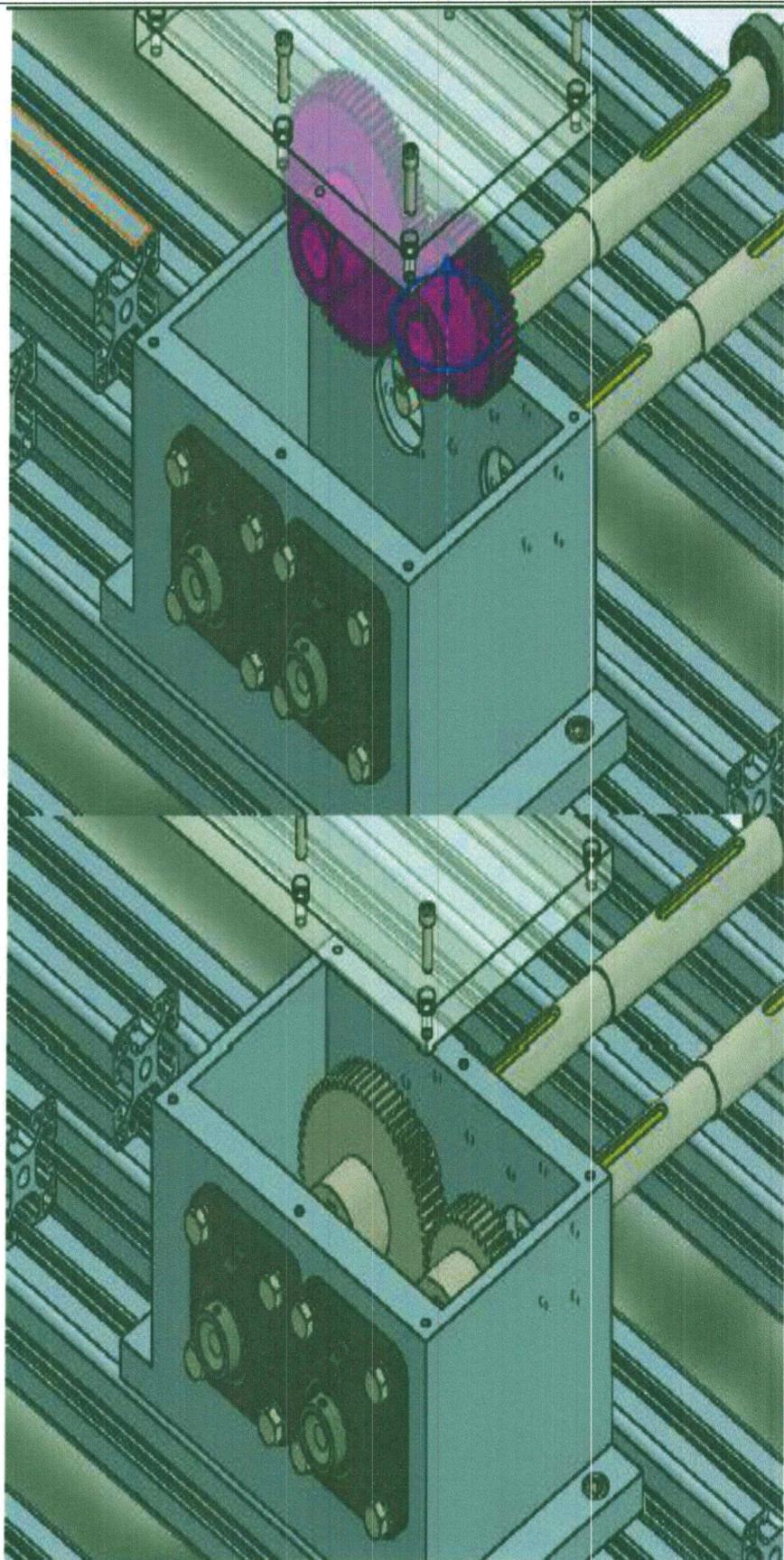
Monter les roulements NU serré
sur les arbres réducteurs.
Monter les Circlips pour les
premiers épaulements



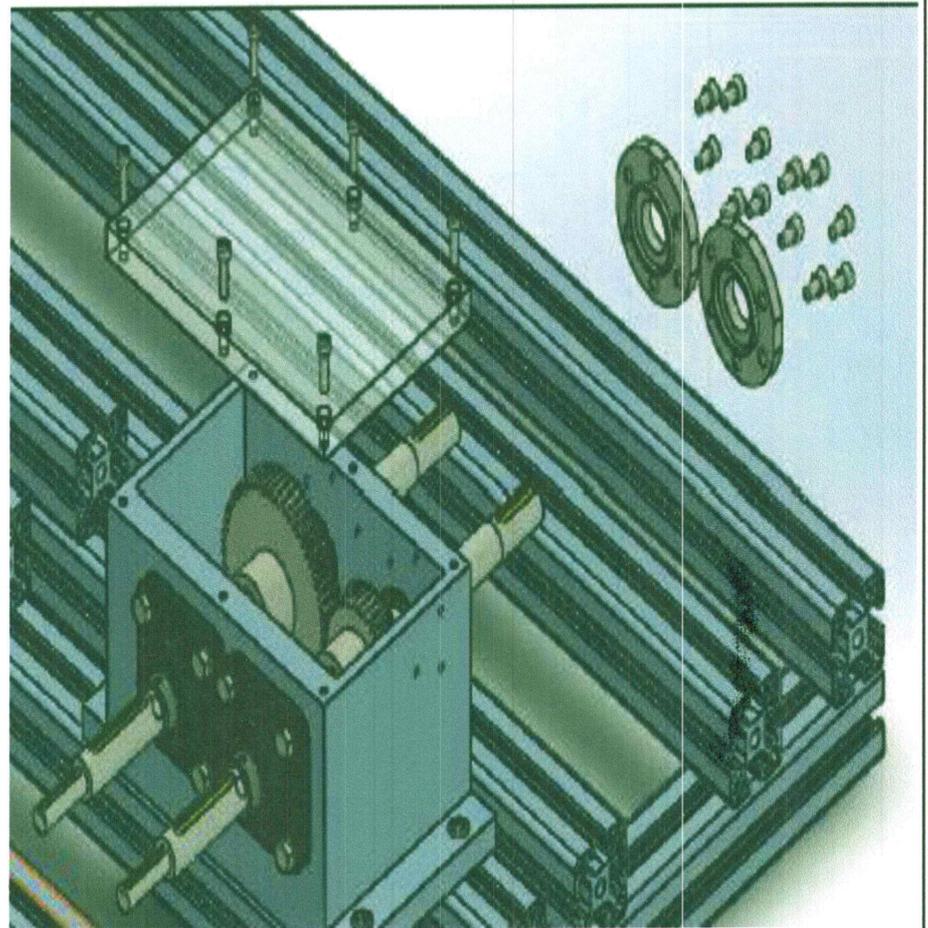
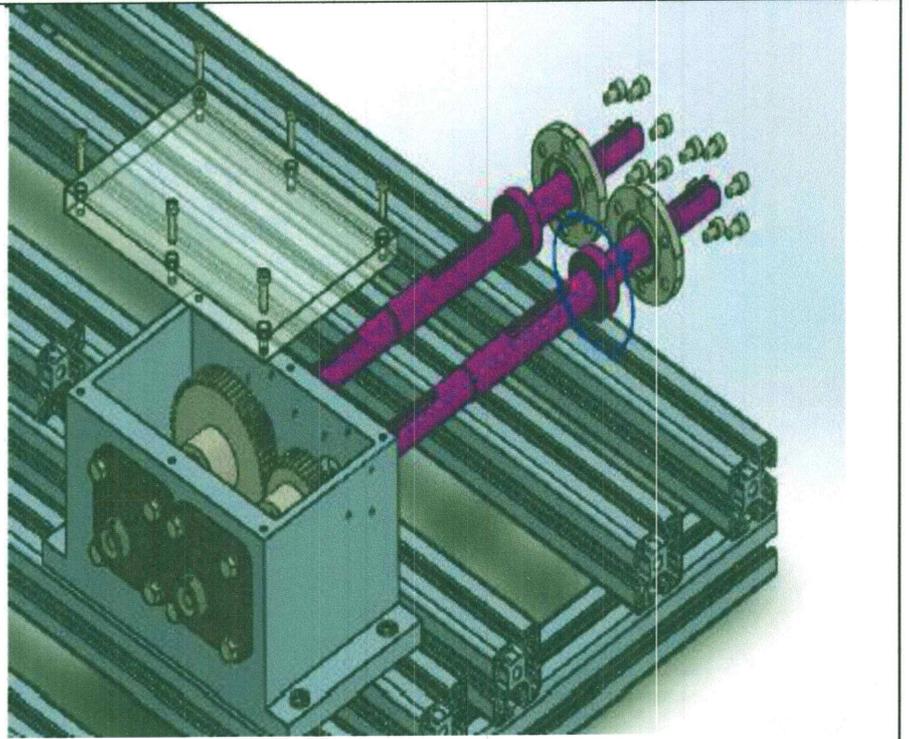
Monter les paliers appliqués Y sur le carter.



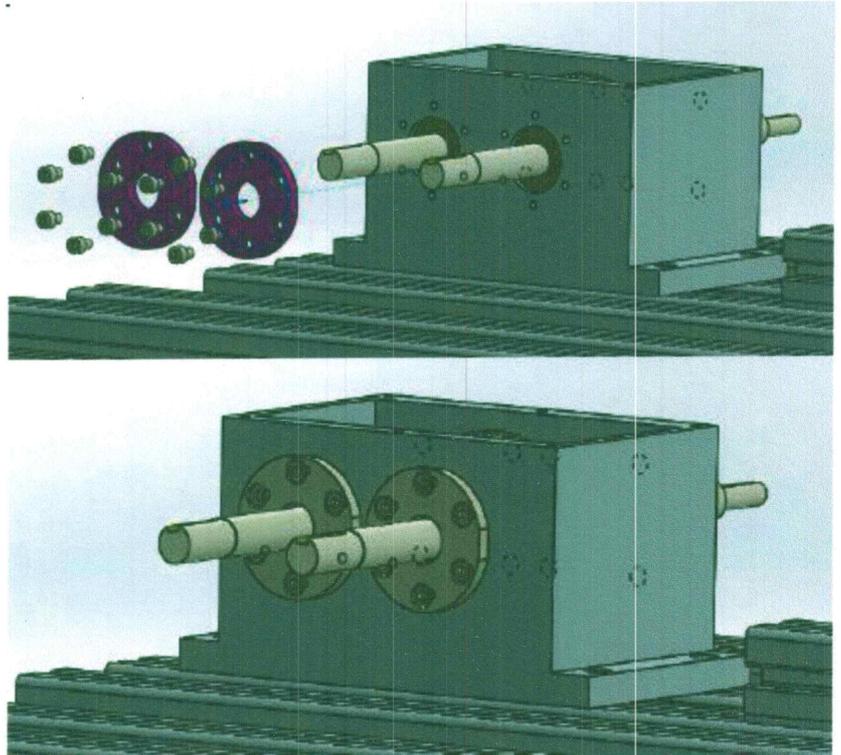
Positionner les deux roues à engrenage sur le carter.



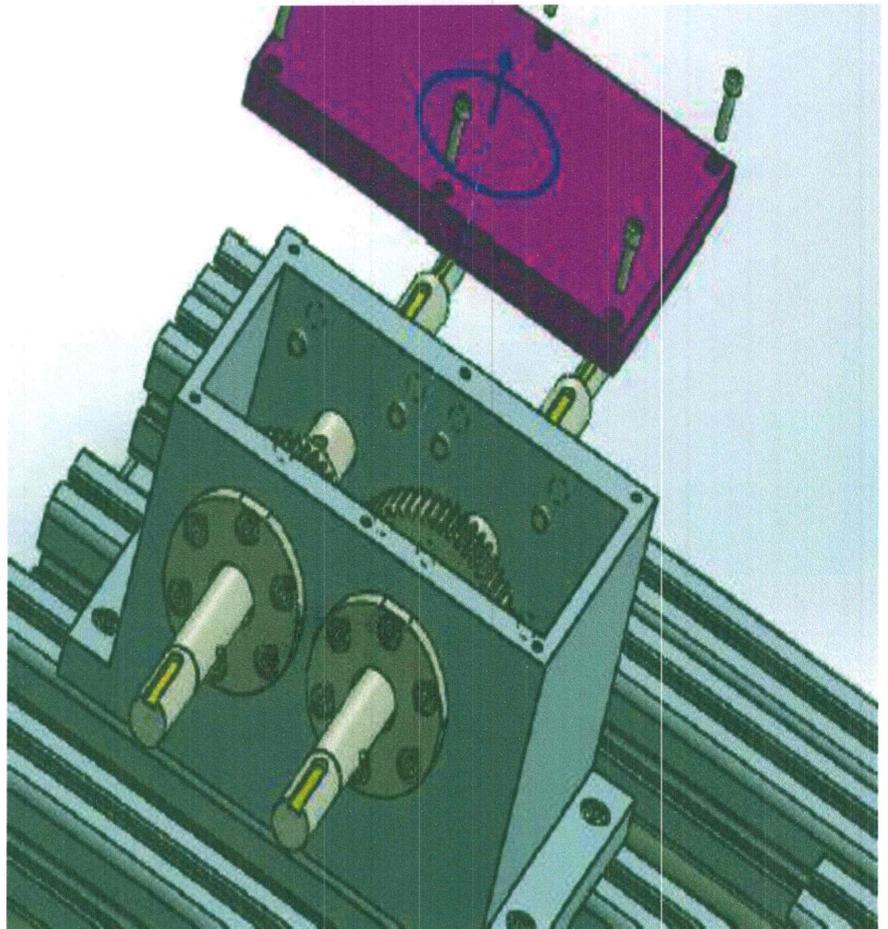
Insérer les arbres réducteurs dans le carter comme montré sur les figures ci-contre.
 Par le biais de clavettes et des vis de blocage, solidariser en rotation et en translation les deux roues avec les arbres.

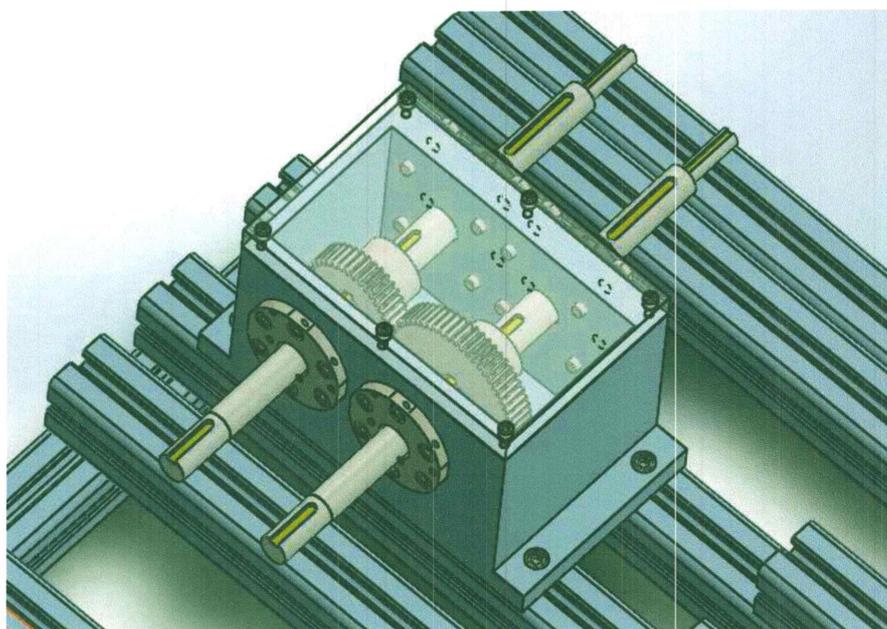


Monter les deux couvercles sur le carter par le biais de vis.
Serrer les vis de blocage au niveau des paliers appliqué.

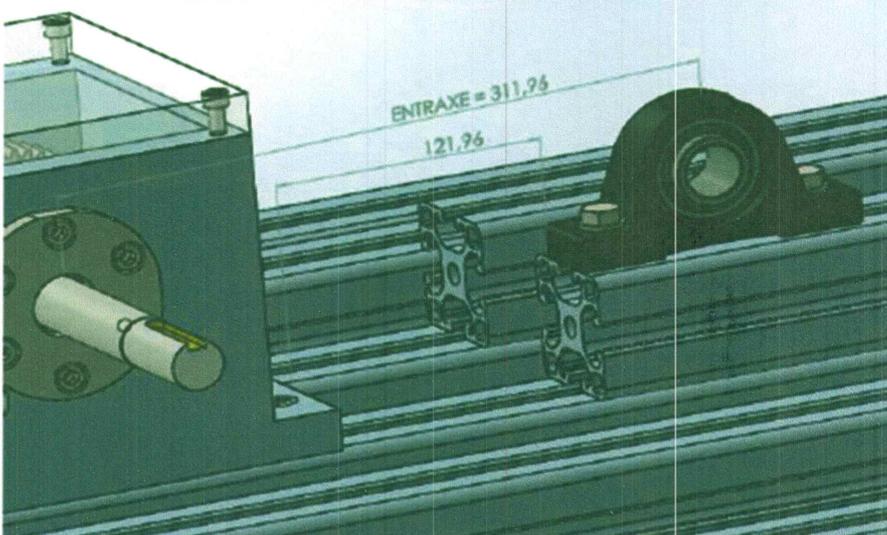
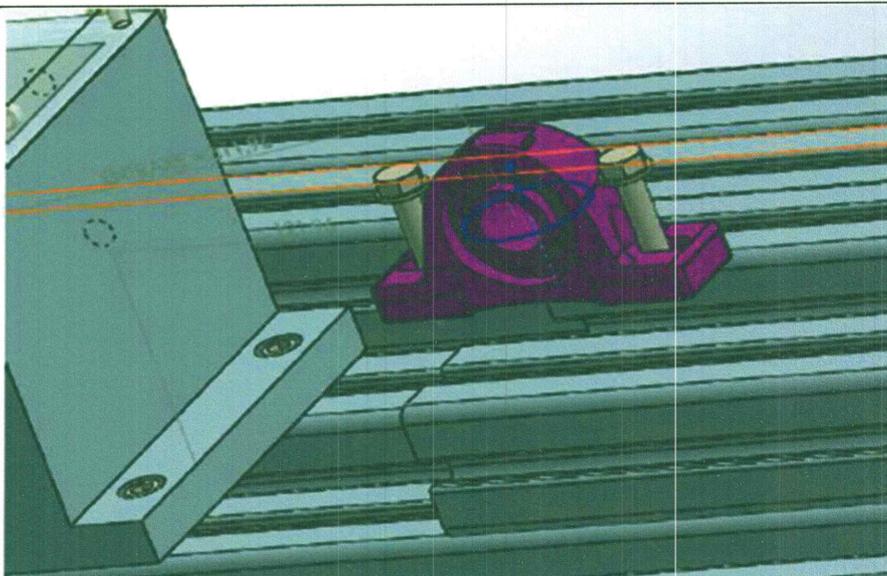


Mettre à niveau le lubrifiant dans le carter avant de fermer par le couvercle en plexiglass.

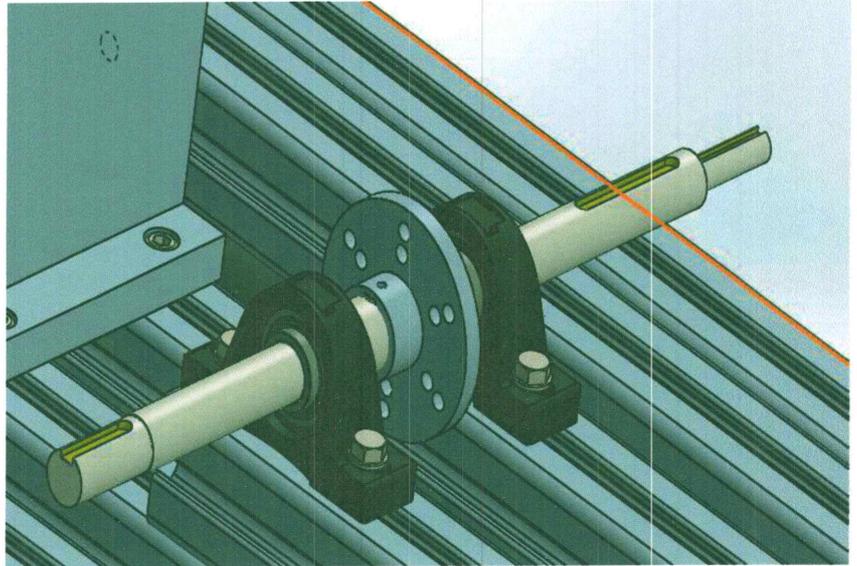




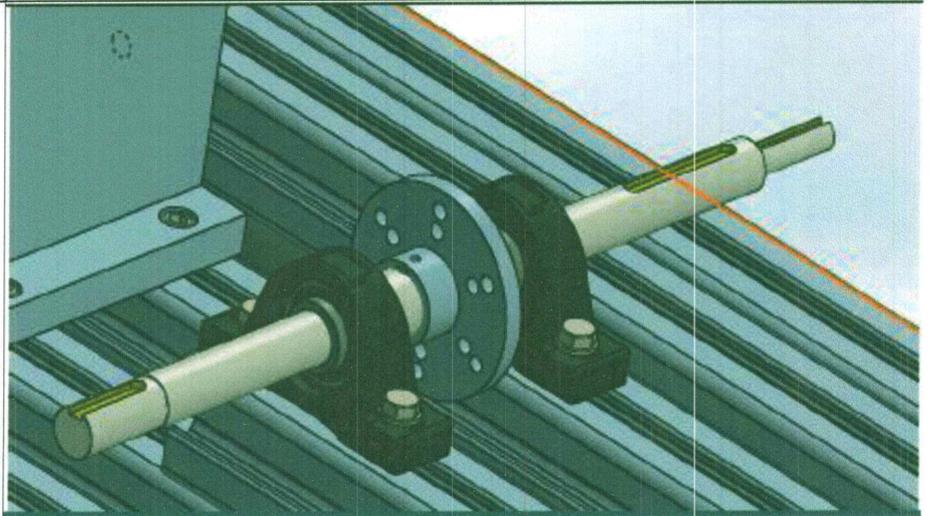
Monter un premier palier sur le profilé 9 tout en gardant un entraxe égal à 311,96 mm entre le deuxième arbre réducteur et l'axe du palier.



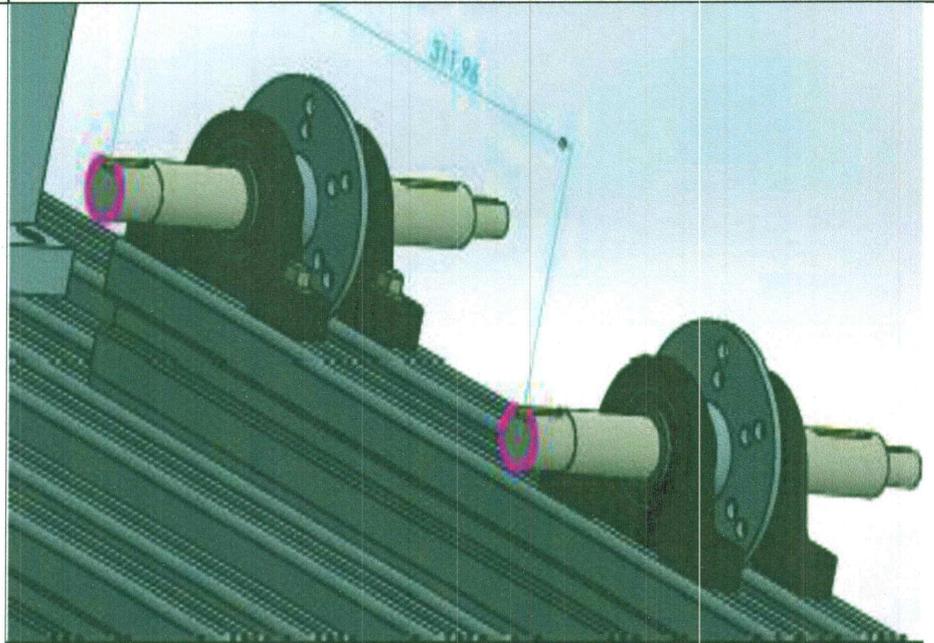
Monter ensuite l'arbre (tout en veillant à faire correspondre la vis de blocage du premier palier avec la rainure sur l'arbre disque), le disque d'inertie et le deuxième palier.
Serrer la vis de blocage des Deux paliers.



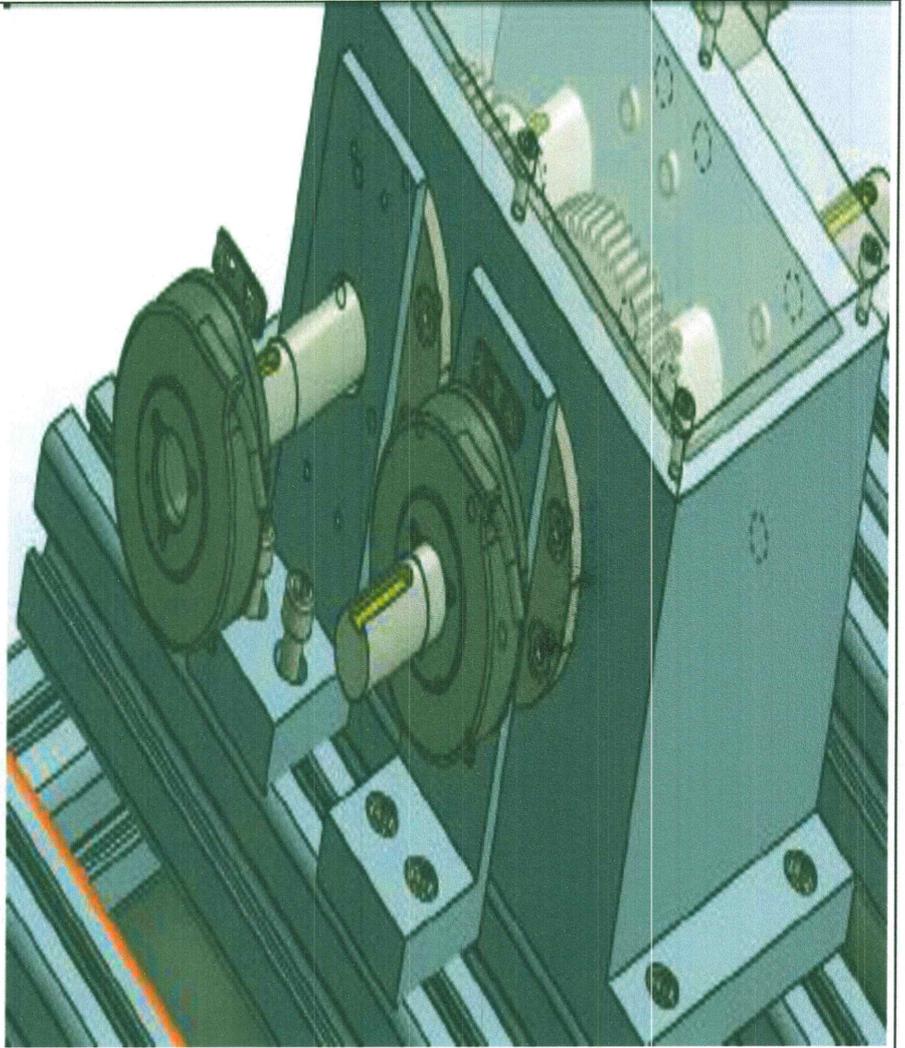
Refaire la même procédure pour le deuxième arbre disque tout en gardant un entraxe de 311,96 mm entre les deux arbres disque



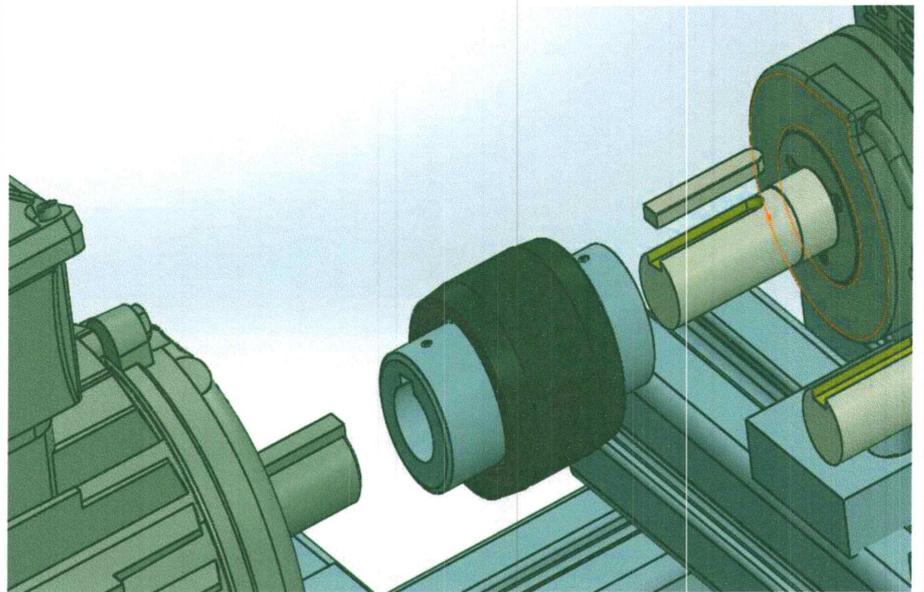
Refaire la même procédure pour le deuxième arbre disque tout en gardant un entraxe de 311,96 mm entre les deux arbres disque.



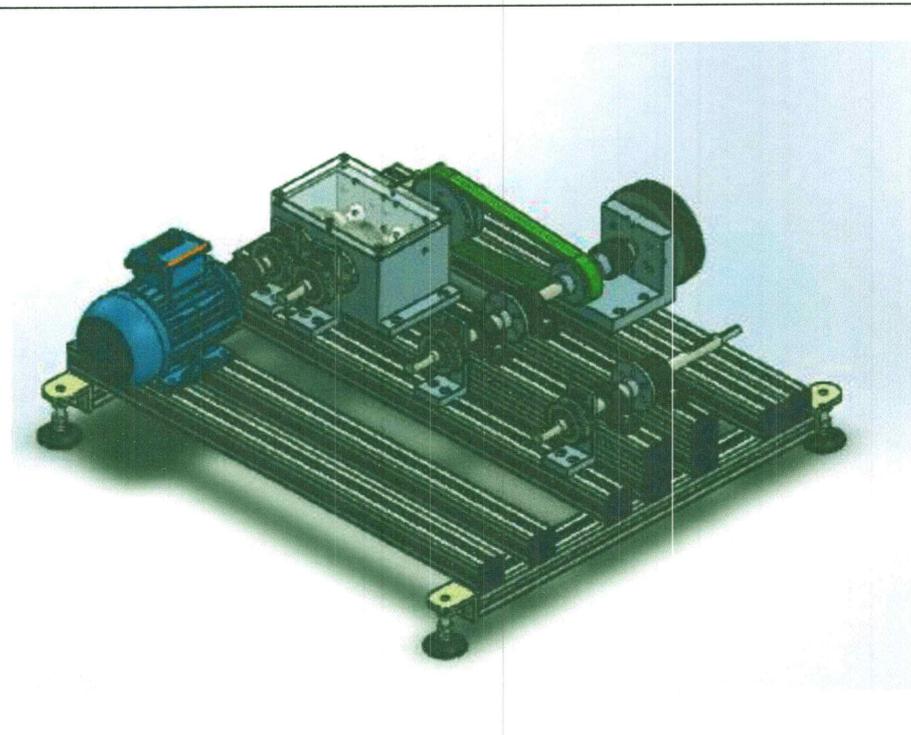
Monter les supports codeur sur
Le profilé 3 en coaxiale avec les
quatre arbres.
Fixer les codeurs sur les supports
par le biais de vis M5.



Le montage du moteur peut se
faire sur les quatre arbres par le
biais de l'accouplement alaisé à
24 mm.



Les deux poulies peuvent être montées sur les quatre arbres. Solidarisé en rotation par des clavettes et en translation par des vis de blocage.



En variant le positionnement des poulies moteur et de l'assemblage frein on peut facilement atteindre les configurations 1 (Figure IV-1) ; 2 (Figure IV-2) ; 3 (Figure IV-3) et 4 (Figure IV4), vus dans le chapitre 2.

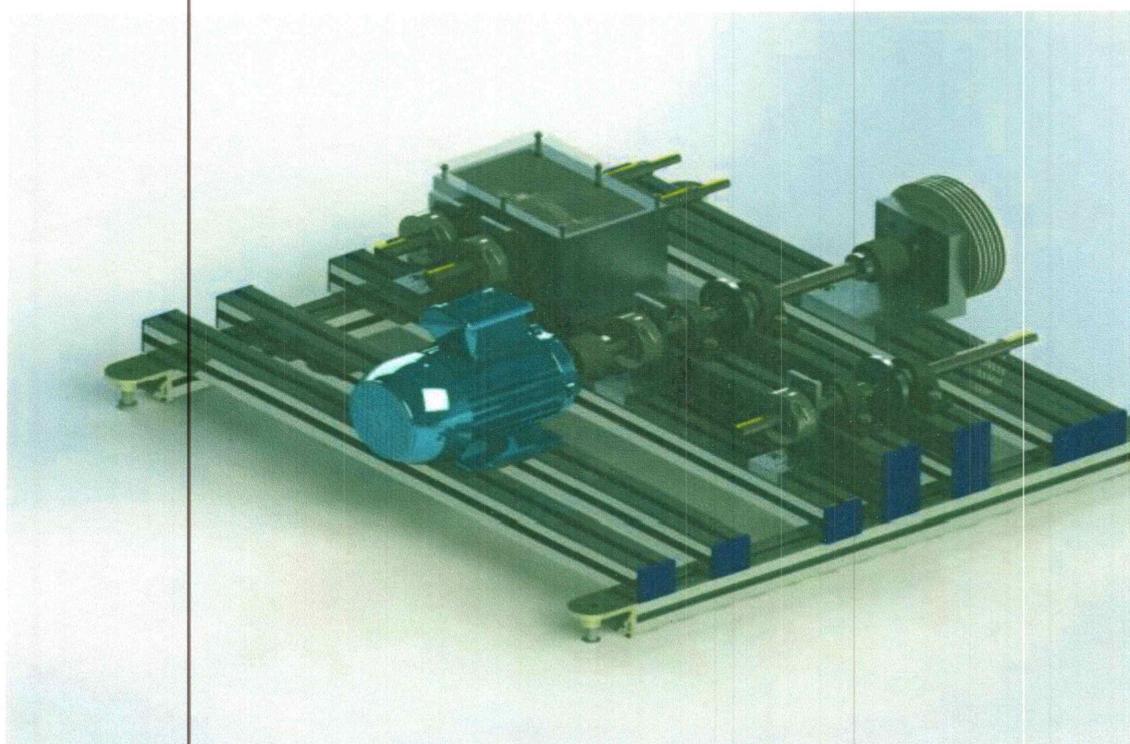


Figure V.1 : Première configuration de montage.

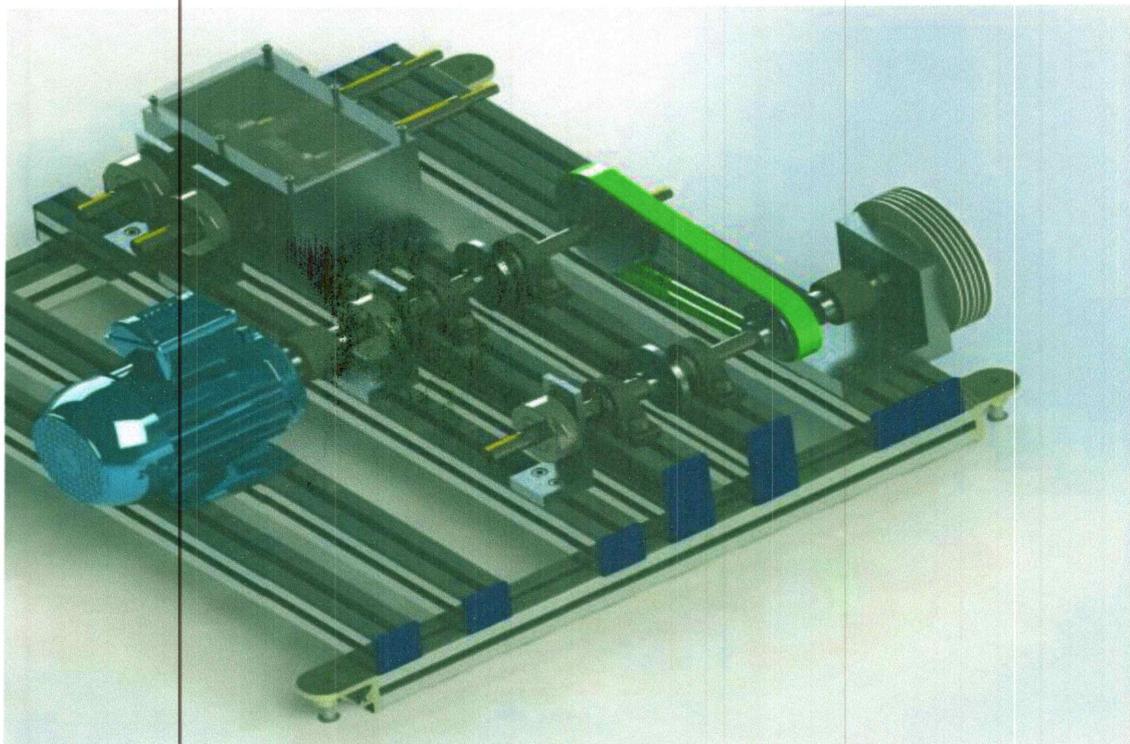


Figure V.2 : Deuxième configuration de montage.

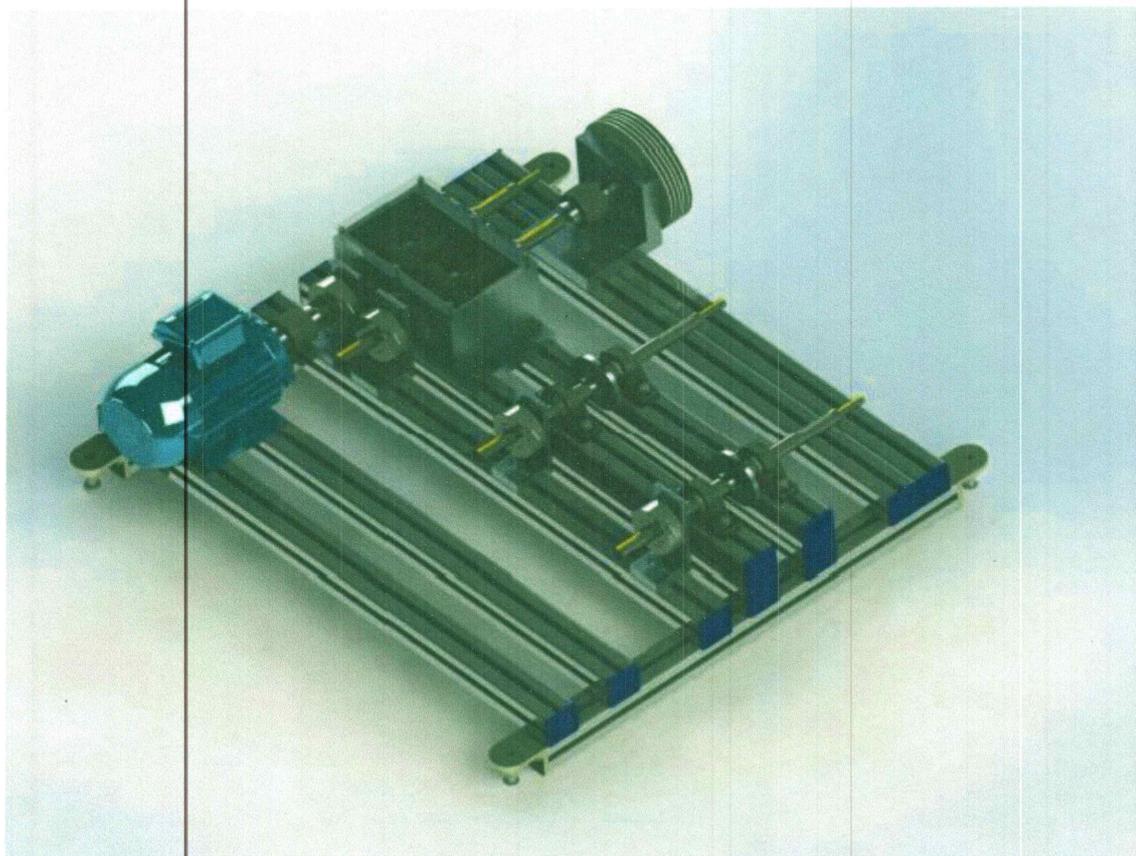


Figure V.3 : Troisième configuration de montage.

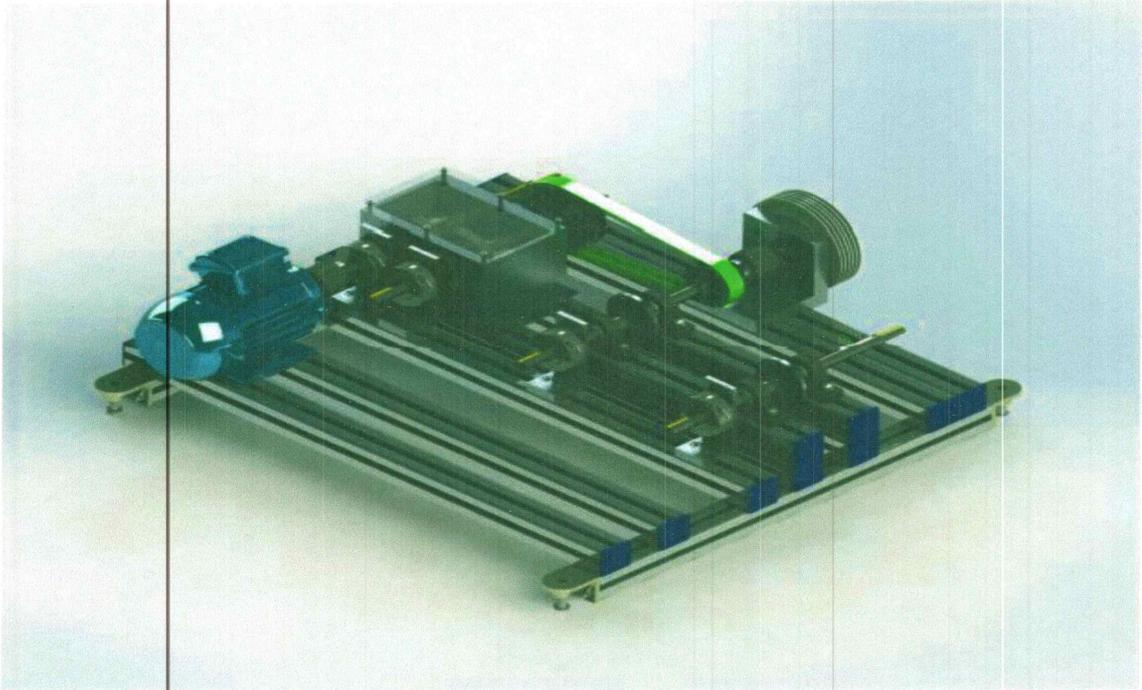


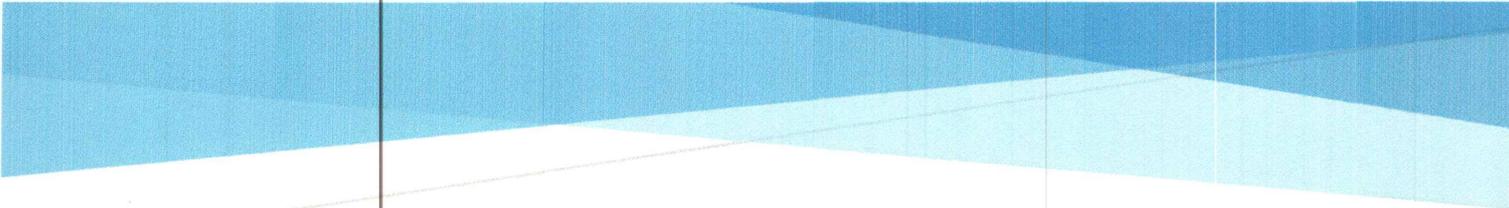
Figure V.4 : Quatrième configuration de montage.

V.4 Conclusion

Nous avons commencé ce chapitre par un dessin d'assemblage du montage permettant d'apprécier le positionnement des différents dans une des configurations proposées.

Une notice de montage et de fixation des différents composants précédemment dimensionnés dans les chapitres précédents à suivre.

Cette notice montre la facilité de montage des éléments nécessitant peu d'outillage et de temps, où le passage d'une configuration à une autre ne requiert que le démontage d'un nombre réduit d'équipement.



CONCLUSION GENERAL

Conclusion générale

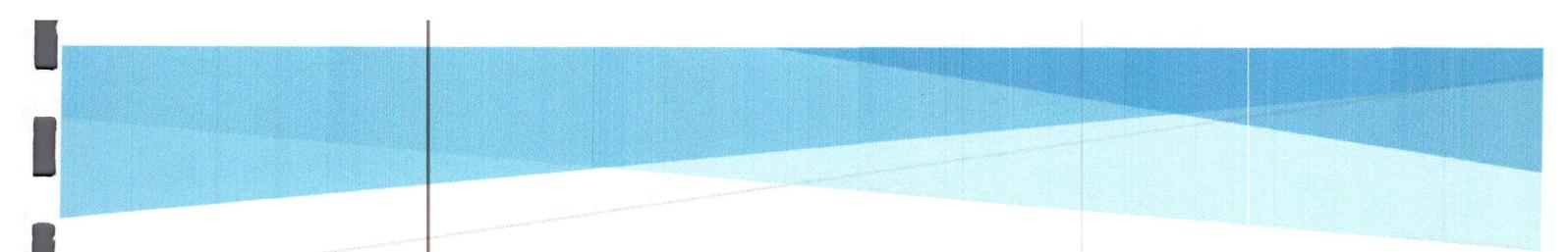
Nous avons présenté dans ce travail la conception d'un banc d'essais en vue du diagnostic des machines tournantes.

Après une recherche approfondie mettant à jour l'importance du matériel d'expérimentation en milieu académique et une étude du cahier des charges, nous avons sélectionné la solution qui nous paraissait la meilleure. Une solution permettant différentes configurations, et représentative d'une variété de machines tournantes industrielles.

Nous avons ensuite conçu les éléments physiques de l'installation d'après des calculs de résistance et de dimensionnement, choisi les matériaux et établi une modélisation numérique des pièces principales.

Les outils de CAO Solidworks et INVENTOR ont été par la suite utilisés par le biais d'une simulation numérique du comportement pour la vérification de résistance des parties jugées à risque du banc. Ces simulations nous ont confortés dans nos choix de dimensionnement et de matériaux.

Nous avons terminé notre travail par la construction d'une notice montrant étape par étape le montage du banc d'essais dans les différentes configurations. Nous espérons que ce travail sera suivi d'amélioration mais surtout de réalisation permettant d'équiper notre département de matériel utilisable aussi bien en recherche et développement qu'en pédagogie.



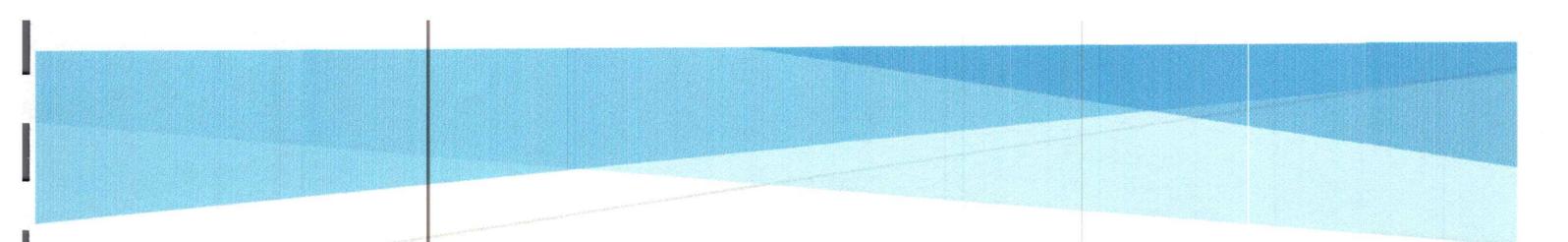
BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

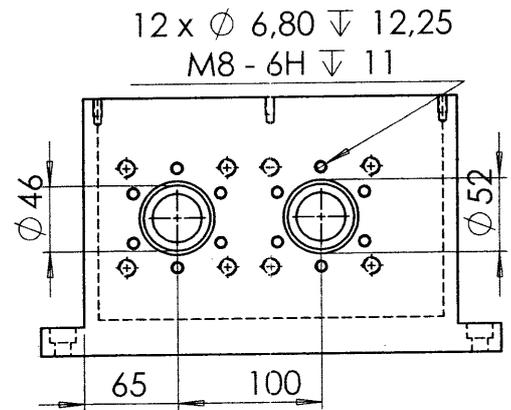
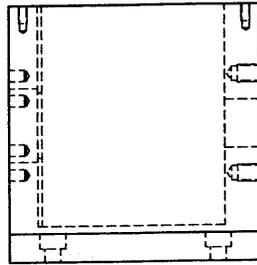
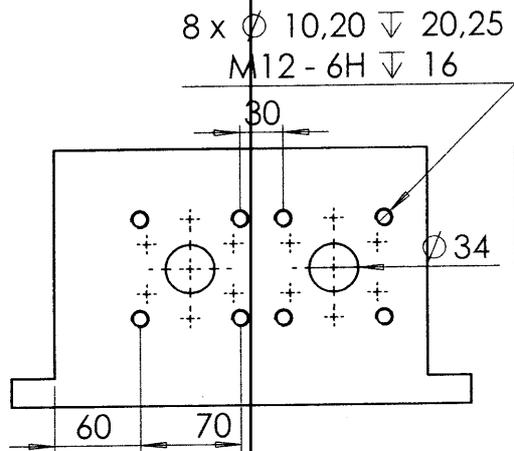
- [1] Jean Heng, Pratique de la maintenance préventive, Dunod/L'Usine Nouvelle, 2002.
- [2] Alain Boulenger, Christian Pachaud, Collection: Technique et Ingénierie, Dunod/L'Usine Nouvelle 2013 - 3ème édition Analyse vibratoire en maintenance Surveillance et diagnostic des machines.
- [3] I. KHELFI, Diagnostic des machines tournantes par l'utilisation des techniques de l'intelligence artificielle, Thèse, Université Badji Mokhtar, Annaba, Algérie, 2014.
- [4] AUGÉIX David, Analyse vibratoire des machines tournantes, Techniques de l'ingénieur, 2001
- [5] Alain Boulenger, Christian Pachaud, Aide-mémoire Surveillance des machines par analyse des vibrations, Dunod/L'Usine Nouvelle 2009
- [6] Roland CASIMIR, Diagnostic des défauts des machines asynchrones par reconnaissance des formes, Thèse, Ecole Centrale de Lyon, 2006.
- [7]. A. Y. ATTIA, Effect of change of pitch on gear noise Journal of Sound and Vibration (1971) 18 (1) 129-137
- [8]. C. BARD, Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenages -Thèse mécanique, Lyon, INSA LYON, 1990, 296 p.
- [9]. REMOND, Contribution à l'étude et l'analyse expérimentale du bruit d'engrènement, développement et application de la transformée en ondelettes - Thèse mécanique, INSA LYON, 1991, 262 p.
- [10] C. BRENEUR et al. « Diagnostic Approaches for Gears and Bearings », ISCORMA-1, 20-24 August 2001, South Lake Tahoe, California, USA.
- [11] Alauze, Carine. Equilibrage actif des machines tournantes : application aux grandes lignes d'arbres Thèse. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1998
- [12] <http://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/home>
- [13] N. Chikh., Analyse spectrale des vibrations application à la maintenance de l'équipement mécanique. Mémoire de Magister, Université de Boumerdes, 2005, Algérie.
- [14] A. Lalouche., Diagnostic des machines tournantes, étude numérique et expérimentale. Mémoire de Magister, Université de Boumerdes, 2006, Algérie.
- [16] Z. Su, et al., Multi-fault diagnosis for rotating machinery based on orthogonal supervised linear local tangent space alignment and least square support vector machine, Neurocomputing (2015)
- [17] W. T. Thomson et al., Failure Identification of Offshore Induction Motor Systems Using On-condition Monitoring Reliability Engineering 9 (1984)
- [18] J.P Park et al, Diagnosis of Faults in Rolling Element Bearings by Using Directional Spectra of Vibration Signals, KSME International Journal Vol 13, No. 1, pp. 63-73, 1999

Bibliographie

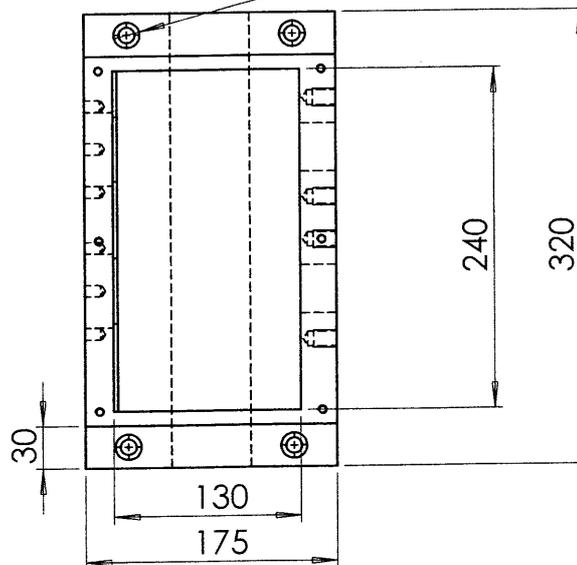
- [19] Nalinaksh S. Vyas et al. Artificial neural network design for fault identification in a rotor-bearing system *Mechanism and Machine Theory* 36 (2001)
- [20] G. MICHON, Dynamique non-linéaire des entraînements par courroies. Analyses théoriques et expérimentales. . Thèse INSA Lyon, 2004.
- [21] T.Y. Wu et al. Characterization of gear faults in variable rotating speed using Hilbert-Huang Transform and instantaneous dimensionless frequency normalization *Mechanical Systems and Signal Processing* 30 (2012) 103–122
- [22]. M.S. Safizadeh et al. Using multi-sensor data fusion for vibration fault diagnosis of rolling element bearings by accelerometer and load cell, *Information Fusion* 18 (2014)
- [23] <http://elcom-eshop.com/fr/>
- [24] <http://www.skf.com/group/splash/index.html>
- [25] Jean-Luis Fanchon, Guide des sciences et technologies industrielles, NATHAN, 2001
- [26] C. Barlier, R.Bourgeois, Memotech Productique Conception et dessin, Educavivre, 1995.
- [27] D. Spenlé, R.Gourhant, Guide de calcul en mécanique, Hachette, 2001
- [28] G. Drouin, M.Gou P.Thiry, R.Vinet, Elements de machines, Edition de l'école polytechnique de Montréal, 1986.



ANNEXES



4 x \varnothing 11 A TRAVERS TOUT
 \square \varnothing 18 ∇ 10,60



SAUF INDICATION CONTRAIRE: FINITION:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE:
TOLERANCES:
LINEAIRES:
ANGULAIRES:

CASSER LES
ANGLES VIFS

NE PAS CHANGER L'ECHELLE

REVISION

NOM
AUTEUR KERDOUNE BOUHANNA
VERIF. KHELK
APPR.
FAB.
QUAL.

DATE

TITRE:

MATERIAU:

No. DE PLAN

MASSE:

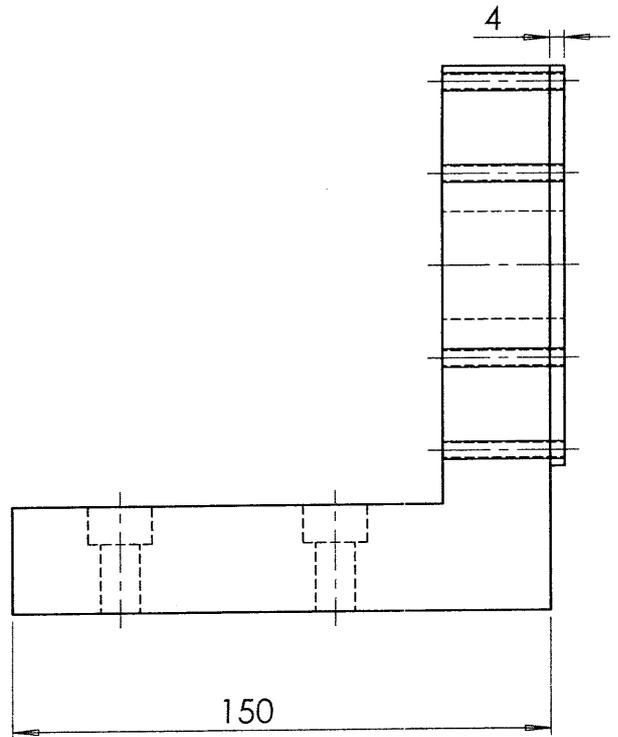
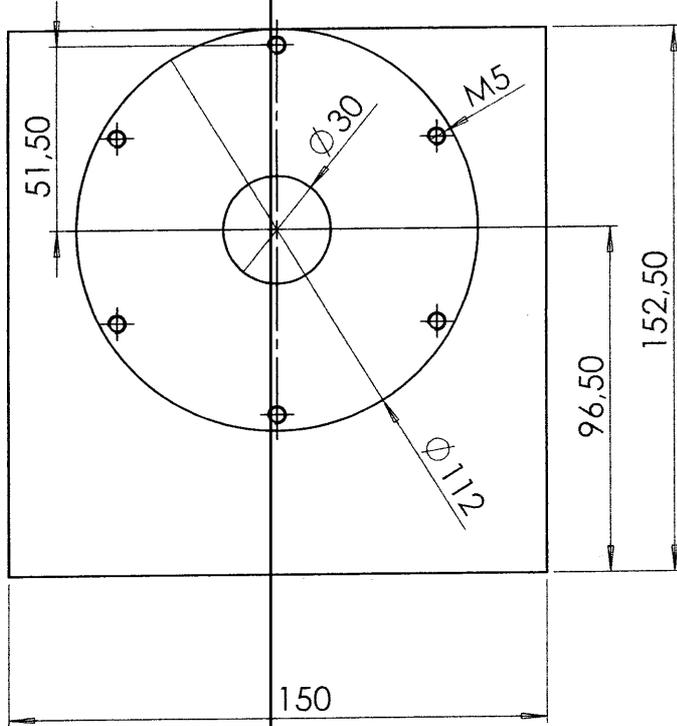
ECHELLE:1:5

Carter

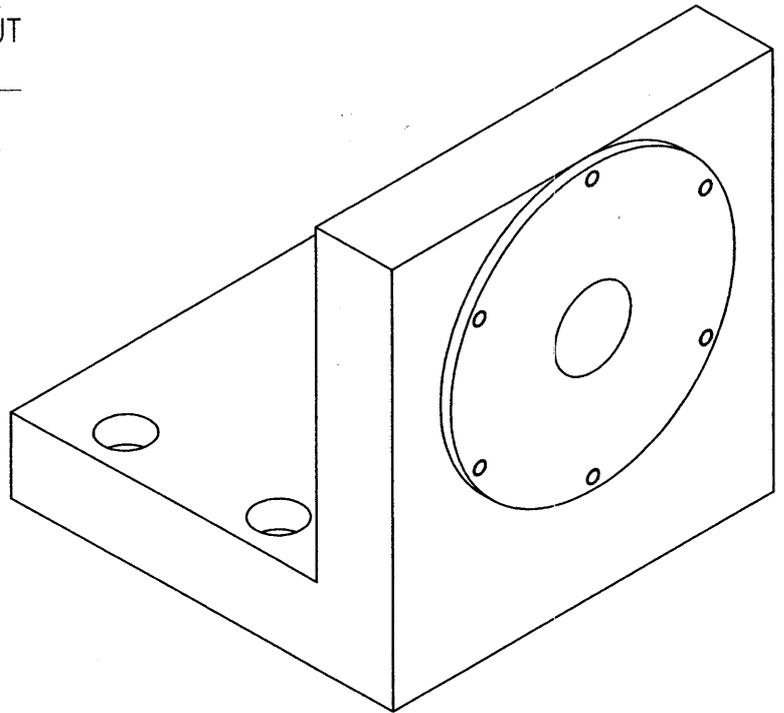
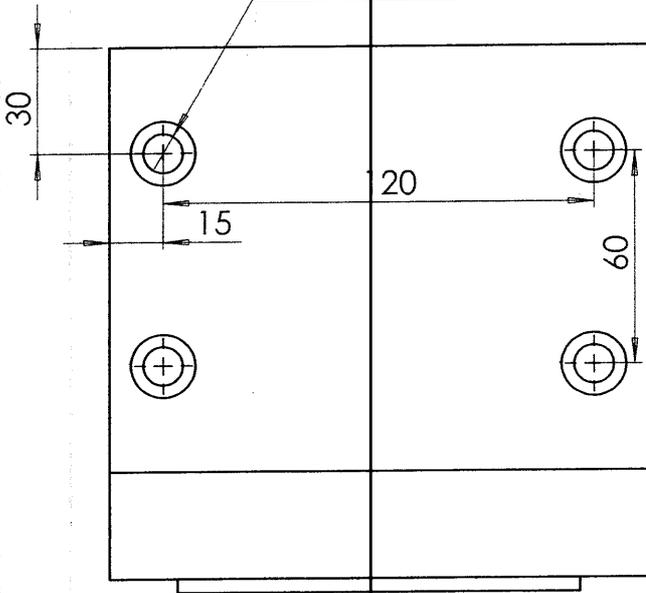
CARTER

A4

FEUILLE 1 SUR 1



4 x $\varnothing 11$ A TRAVERS TOUT
 $\square \varnothing 18 \nabla 10,60$



SAUF INDICATION CONTRAIRE:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE:
 TOLERANCES:
 LINEAIRES:
 ANGULAIRES:

FINITION:

CASSER LES
 ANGLES VIFS

NE PAS CHANGER L'ECHELLE

REVISION

NOM
 AUTEUR KERDOUNE BOUHANNA
 VERIF. KHELF
 APPR.
 FAB.
 QUAL.

DATE

TITRE:

MATERIAU:

No. DE PLAN

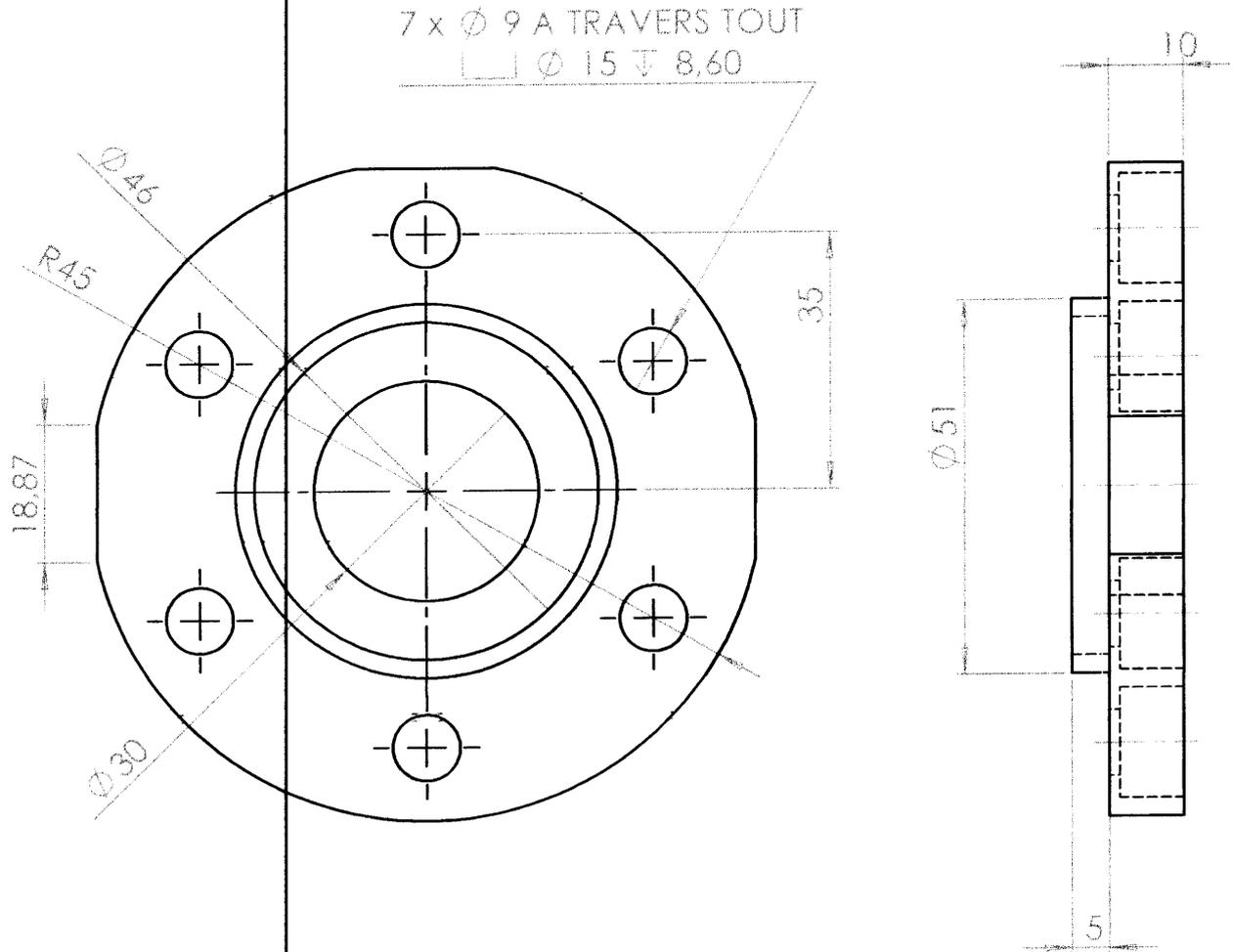
SUPPORT FREIN

A4

MASSE:

ECHELLE: 1:2

FEUILLE 1 SUR 1



7 x Ø 9 A TRAVERS TOUT
 □ Ø 15 ▽ 8,60

SAUF INDICATION CONTRAIRE: FINITION:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE:
 TOLERANCES:
 LINEAIRES:
 ANGULAIRES:

CASSER LES
 ANGLES VIFS

NE PAS CHANGER L'ECHELLE

REVISION

NOM
 AUTEUR BOUHANNA-KERDOUNE
 VERIF. KHELF
 APPR.
 FAB.
 QUAL.

DATE

TITRE:

Couvercle palier NU

MATERIAU:

No. DE PLAN

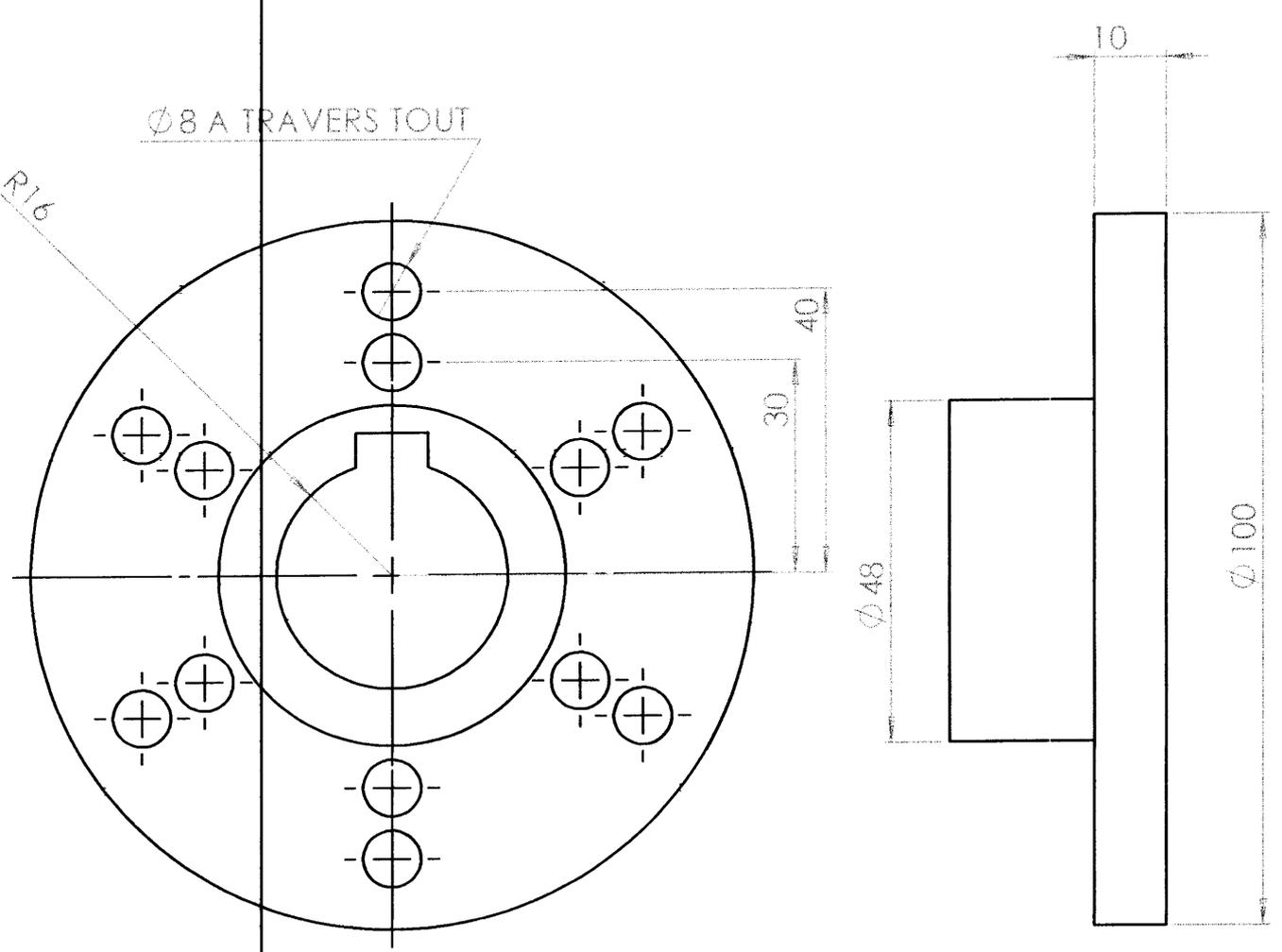
COUVERCLE

A4

MASSE:

ECHELLE: 1:1

FEUILLE 1 SUR 1



SAUF INDICATION CONTRAIRE: FINITION:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE:
 TOLERANCES:
 LINEAIRES:
 ANGULAIRES:

CASSER LES
 ANGLES VIFS

NE PAS CHANGER L'ECHELLE

REVISION

NOM
 AUTEUR BOUHANNA - KERDOUNE
 VERIF. KHELF
 APPR.
 FAB.
 QUAL.

DATE

TITRE:

Disque d'inertie

MATERIAU:

No. DE PLAN

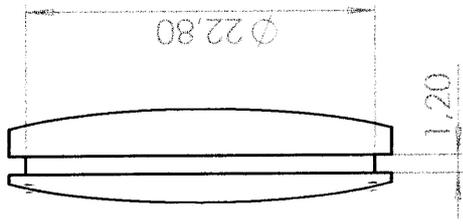
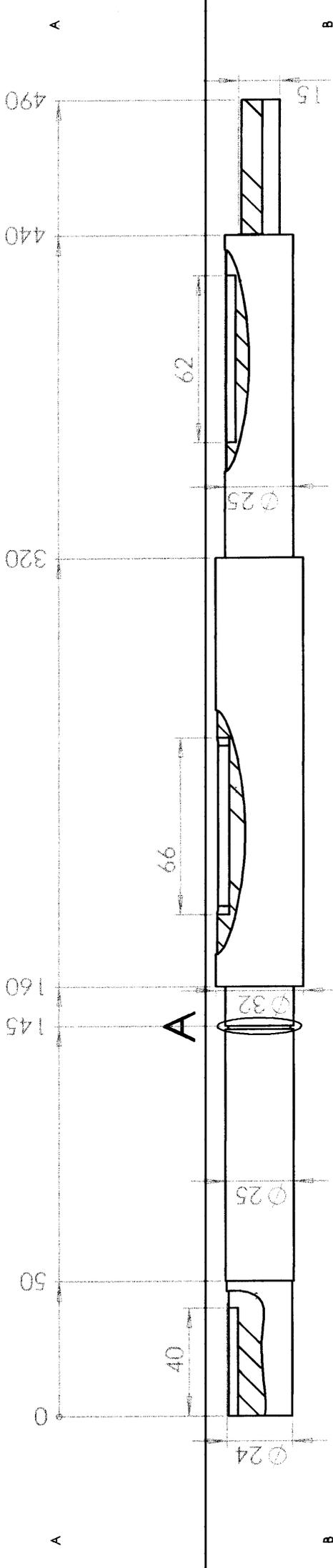
DISQUEINERTIE

A4

MASSE:

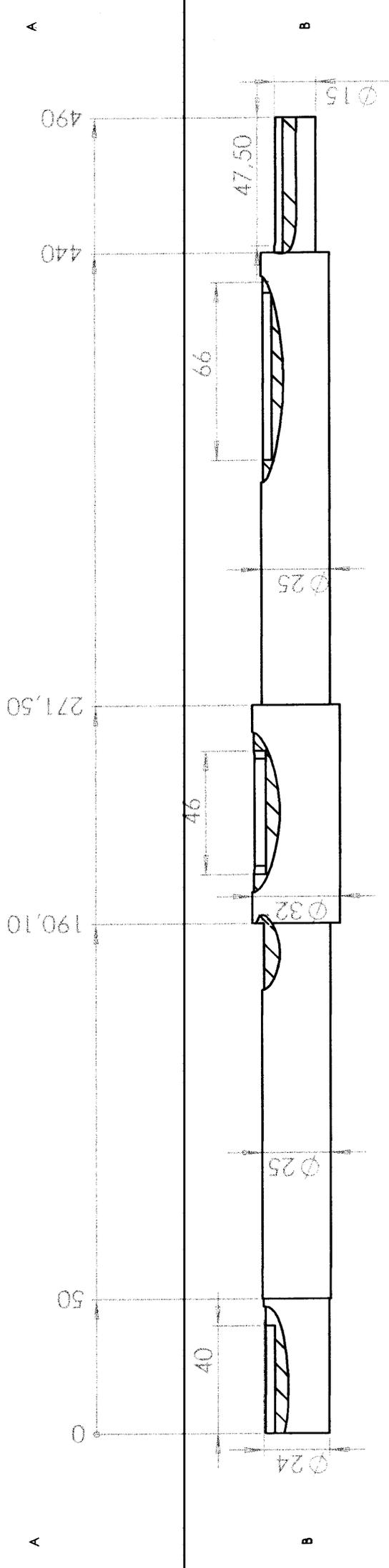
ECHELLE:1:1

FEUILLE 1 SUR 1



DÉTAIL A
ECHELLE 2 : 1

SAUF INDICATION CONTRAIRE: FINITION: NE PAS CHANGER L'ECHELLE REVISION
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES CASSER LES ANGLES Vifs
 ETAT DE SURFACE: ANGLE 45°
 TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES: NOUV. DATE
 AUTEUR: BOUHANNA KERDOUNE
 VERIF: KHEIF
 APPR.:
 FAB.:
 QUAL.:
 MATERIAU:
 TITRE: Arbre réducteur
 N° DE PLAN: ARBRE1
 A4



SAUF INDICATION CONTRAIRE:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE:
 TOLERANCES:
 LINEAIRES:
 ANGULAIRES:

CASSER LES ANGLES Vifs
 NE PAS CHANGER L'ECHELLE
 REVISION

FINITION:
 NOM: BOUHANNA KERDOUNE
 DATE:
 AUTEUR: KHEIF
 VERIF.:
 APPR.:
 FAB.:
 QUAL.:
 MATERIAU:

TITRE: **Arbre disque**
 No. DE PLAN: **ARBRE1 disque**
 A4

Titre ETUDE ET CONCEPTION D'UN BANC D'ESSAI POUR DAIGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES

Résumé Ce travail rentre dans le cadre du diagnostic des défauts des machines tournantes. Il traite de la conception d'un banc d'essai nécessaire au développement de la recherche dans ce domaine. Une démarche de conception a été entreprise, commençant par une étude bibliographique et la définition d'un cahier des charges. Une solution optimale a été proposée par la suite avec une conception à plusieurs configurations, représentatif d'une grande variété de machines tournantes. Les différents éléments composant le banc ont été conçus se basant sur des calculs de résistance et de dimensionnement avant d'être modélisés numériquement sur Solidworks. Des simulations numériques ont été entreprises pour jauger la résistance de certains éléments jugés critiques. Une notice de montage a été aussi développée démontrant la souplesse et la flexibilité de la solution.

La réalisation pratique de ce banc offrirait au département un support indéniable pour le développement de recherches dans le domaines mais aussi pour des activités pédagogiques.

Mots clés diagnostic, banc d'essai, machines tournantes, conception, CAO, simulation.

