

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب
Université -Ain-Temouchent- Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie mécanique



Projet de fin d'études
Pour l'obtention du diplôme de Master en :
Domaine : SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
Filière : Génie électrique
Spécialité : Electromécanique
Thème

Dimensionnement et simulation d'une bétonnière hydraulique

Présenté Par :

1) *kada mostefa wail*
2) *boursali abdel illah*

Devant le jury composé de :

Mr.Aissou MASSI NISSA	MCA	Université d'Ain Temouchent	Président
Mr.Zine El Abidine HARCHOUCHE	Docteur	Université de Sidi bel abbés	Encadran
Mr. Tayeb KEBIR	Docteur	Université de Sidi bel abbés	Examineur
Mr. Noredine MECIRDI	MAA	Université d'ain Temouchent	co-Encadreur

Année universitaire 2020/2021

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



Remerciements

*En premier lieu, nos remerciements à Allah, notre dieu le tout puissant de nous avoir fourni la volonté, la patience et la force nécessaires pour aller jusqu' en fin de nos études universitaires
(Master)*

Nos remerciements à tous les enseignants de l'université d'Ain Témouchent qui ont contribué à notre formation universitaire allant de la première à la cinquième année.

Nos remerciements et parfaite reconnaissance à notre encadreur HARCHOUCHE MOHAMED pour son assistance et ses conseils qui nous ont permis d'effectuer ce mémoire de fin d'étude.

Nos remerciements et notre reconnaissance aux membres l'honorable jury qui ont accepté de lire et jugé notre modeste travail d'approche.

Dédicace

*Aux deux êtres, mes plus chers au monde, mes parents,
pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse,
leur soutien et leurs prières tout au long de mes études*

*A ma grand-mère malade j'espère que dieu la guérira
au plus vite*

A mes chers frères «Hossem, Abdessamie, Younes»

*A ma petite sœur Amina pour leurs encouragements
permanents, et leur soutien moral.*

*A tous mes chers Amis et surtout «M.W» qui a été
toujours là pour me soutenir et pour m'aider,*

Et pour toute ma famille sans exceptionnelle

*Je vous offre les plus beaux mots de remerciement et de
reconnaissance du cœur du respect et de l'appréciation
envers vous.*

WAIL.....

Dédicace

Je dédie ce modeste travail:

*A Dieu Le Tout puissant, ta miséricorde et Tes grâces à mon chemin
Dans cette IVe m'ont donné la force dans la persévérance
Et l'ardeur au travail.*

*A mes chers parents qui sont les personnes qui m'ont offert
Le plus grand et le plus profond soutien au monde
Que Dieu m'aide à les récompenser.*

Merci pour être toujours près de moi.

ABD EL ILLAH.....

Résumé :

Dans ce travail on va présenter les dimensions des composante de la bétonnière hydraulique B422H. Ces dimensions sont représentés par des calculs des elenments necessairs et des vérifications .On va commencer par des elenments hydrauliaue telle que ; le vérin et la pompe ...etc et dans la deuxieme partie on va présenter les dimensions de l'arbre qui permet de transmettre le mouvement entre un moteur electrique et le cuve de la bétonnière,les calculs des éléments du réducteur conique, les calculs des roulements...etc .Dans la deuxième partie de ce travail ,Chaque partie de la bétonnière hydraulique B422H a construite indépendamment à l'aide de SolidWorks. L'assemblage des parties a fait en utilisant 'SolidworksAssembly'. Dans la toisième partie de ce travail la simulation de la cuve de la bétonnière est représentée, le logiciel Matlab est utiliser à partie de l'outil Simulink pour simuler du moteur et la simulation de la partie mecanique dans le logiciel MATLAB est faite à l'aide de SimMechanics.. Dans la derniere partie de ce travail,la simulation du benne de la bétonnière est représentée, la simulation de la pompe hydraulique a réalisé à l aide de l'outil Simscape multibody physical puis la simulation de la benne avec le verin dans le logiciel MATLAB a fait à l'aide de SimMechanics.

Mots clés: bétonnière hydraulique, vérin, pompe, MATLAB, SolidWorks, SimMechanics

Abstract:

In this work we will present the dimensions of the component of the B422H hydraulic concrete mixer. These dimensions are represented by calculations of the necessary elements and checks. We will start with hydraulic elements such as; the cylinder and the pump ... etc and in the second part on will present the dimensions of the shaft which allows to transmit the movement between an electric motor and the tank of the concrete mixer, the calculations of the elements of the conical reducer, the calculations bearings etc. In the second part of this work, each part of the B422H hydraulic concrete mixer built independently using SolidWorks. The assembly of the parts done using SolidworksAssembly '. In the third part of this work the simulation of the concrete mixer tank is represented, the Matlab software is used from the Simulink tool to simulate the engine and the simulation of the mechanical part in the MATLAB software is done at the help from SimMechanics .. In the last part of this work, the simulation of the concrete mixer bucket is represented, the simulation of the hydraulic pump carried out using the Simscape multibody physical tool then the simulation of the bucket with the jack in MATLAB software made using SimMechanics.

Key words: hydraulic concrete mixer, cylinder, pump, MATLAB, SolidWorks, SimMechanics

ملخص

الآلات الهيدروليكية هي آلات وأدوات تستخدم الطاقة الهيدروليكية لأداء العمل. آلات البناء هي مثال شائع في هذا النوع من الآلات ، يتم ضخ السائل الهيدروليكي ونقله إلى أجزاء ميكانيكية مختلفة مثل الرافعات أو المحركات وأجزائه وتشغيله B422H في هذه الرسالة قمنا بعمل دراسة مفصلة للغاية عن الخلاط الهيدروليكي. بدأنا بمعلومات عامة عن السوائل والمضخات والأسطوانات. ثم ذكرنا الأنواع المختلفة لخلاطة الخرسانة الهيدروليكية والعناصر B422H بعد أن دخلنا في المحاكاة حيث أظهرنا بوضوح أبعاد مكونات خلاطة الخرسانة الهيدروليكية ، حيث تم عرض الحركة بين المحرك الكهربائي Solidworks الهيدروليكية والأسطوانة والمضخة أثناء استخدام برنامج والخزان بوضوح . من خلاطة الخرسانة ، وحسابات عناصرخفض المخروطي ، وحسابات المحامل بفضل تجميع (تصميم ثلاثي الأبعاد) Solidworks. وسيتم تنفيذ محاكاة الجزء Simulink كجزء من أداة Matlab في النهاية قمنا بمحاكاة المحرك ، سيتم استخدام برنامج متعددة الأجسام Simscape الميكانيكي باستخدام الأداة المادية

الكلمات المفتاحية: مضخات هيدروليكية ، اسطوانات هيدروليكية ، خلاطة خرسانة هيدروليكية

sommaire

Remerciement

Dédicaces

Résumé

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Généralité sur les systèmes hydrauliques et pneumatiques

I.1. Introduction	3
I.2. Généralité sur le système hydraulique et pneumatique	3
I.2.1. Système hydraulique	3
I.2.1. Systèmes pneumatiques	4
I.3. Fluides	6
I.3.1. Classification de fluide.....	7
I.3.2. Caractéristiques physiques.....	7
I.4.1 Viscosité.....	9
I.5. les pompes	10
I.5.1 .les pompes centrifuges.....	11
I.5.2. Constitution.....	12
I.5.3. Le principe de fonctionnement.....	14
I.5.4. Les pompes volumétriques.....	15
I.5.5. Les pompes alternatives ou à pistons axiaux.....	16
I.6. Les vérins	17
I.6.1. types de vérins	18
I.6.2. Les vérins à simple effet.....	18
I.6.3. Les vérins à double effet.....	19
I.7. Moteur hydraulique.....	20
I.7.1. Les différents types de moteurs hydrauliques	21
I.8. Conclusion.....	22

Chapitre II: Types de bétonnières

II.1. Introduction.....	23
II.2. Histoire des bétonnières.....	23
II.3. Présentation des bétonnières.....	23
II.4. Types de bétonnières.....	23
II.4.1. Bétonnière portée sur camion (ou camion toupie).....	24
II.4.2 Bétonnière à action continue.....	25
II.4.3 Bétonnière brouette (ou mini bétonnière).....	26
II.4.3.1 Mini-bétonnière manuelle.....	26
II.4.3.2 Bétonnière brouette manuelle.....	27
II.4.3.3. Bétonnière brouette motorisée.....	27
II.4.4 Bétonnière à tambour basculant	28
II.4.5 Bétonnière avec un malaxeur.....	29
II.4.6 Bétonnière hydraulique BRO 500 d'IMER	30
II.4.6.1 Bétonnière IMER BRO 500 : version électrique triphasée	30

II.5. Conclusion.....	32
-----------------------	----

Chapitre III : Dimensionnement de la bétonnière hydraulique B422H

III.I.Introduction.....	33
III.II. Calcul du vérin	33
III.II.I. Calcul du volume de pression du vérin.....	33
III.II.II. Temps de sortie de la tige du vérin.....	34
III.II.III. Poids de la benne.....	34
III.II.IV. Calcul de la force de poussée du vérin (montée).....	35
III.II.5. Calcul du diamètre de piston du vérin de benne.....	36
III.II.6. Vérification de la tige 50 mm au flambage.....	37
III.II.7. Temps de sortie de la tige du vérin.....	39
III.II.8. Calcul du débit nécessaire.....	39
III.II.9. Calcul de la résistance de l'axe d'articulation du vérin au cisaillement.....	40
III.III. Choix de la pompe.....	40
III.III.I. Première variante : pompe avec pignon intermédiaire.....	40
III.III.II. Deuxième variante : pompe à prise directe.....	42
III.III.II.1 Calcul du débit de la pompe.....	42
III.III.II.II. Temps de sortie de la tige du vérin de la benne (montée de la benne).....	42
III.III.II.III. Calcul de la puissance hydraulique de la pompe.....	42
III.III.II.IV. Calcul du rapport de puissance entre la pompe et le moteur.....	42
III.IV. Choix de la chaîne.....	43
III.5. Calcul des éléments du réducteur conique.....	47
III.6. Calcul et dimensionnement de l'arbre.....	55
III.7. Choix et calcul de vérification des Clavettes.....	61
III.8. Calcul des roulements.....	62
III.9. Calcul du diamètre de l'arbre encastré et les roulements.....	64
III.10.Calcul et dimensionnement des éléments du réducteur manuel.....	65
III.11.Conclusion.....	69

Chapitre IV: conception et la simulation de la bétonnière hydraulique

IV.I. Introduction.....	70
IV.II. Conception 3D	70
IV.II.I.Conception du châssis.....	70
IV.II.II.Conception de la cuve.....	72
IV.II.III.Conception de la benne.....	72
IV.II.IV.Conception du vérin.....	74
IV.II.5.Conception du moteur de la bétonnière.....	75
IV.II.6.Conception de la chaîne de distribution.....	75
IV.II.7.Conception de la pompe hydraulique.....	76
IV.II.8.Conception du pignon hélicoïdal.....	77
IV.II.9.Conception de l'arbre.....	77
IV.II.10.Conception de la clavette.....	78
IV.II.11.Conception du roulement.....	78
IV.II.11I. Assemblage des parties.....	78
IV.III. Simulation de la cuve de la bétonnière.....	82

IV.IV.1 : Simulation du moteur.....	84
IV.IV.2 : Simulation de la partie mécanique.....	85
IV.IV.3 : L'interfaçage du SolidWork avec SimMechanics.....	85
IV.IV.4 : La transférer les assemblages de CAO de la partie mécanique.....	86
IV.IV.5 : Combiner les modèles.....	88
IV.IV.6 : Résultats de la simulation	88
IV.5 : Simulation du benne de la bétonnière.....	92
IV.5.1 : L'interfaçage du SolidWork avec SimMechanics pour la benne avec le vérin.....	95
IV.5.2: Combiner les modèles.....	98
IV.5.3: Résultats de la simulation.....	99
IV.6: Conclusion.....	105
Conclusion generale.....	106
Références bibliographique.....	108
Annexe	

Liste des figures

Liste Des Figures

Fig.I.1: système hydraulique d'un tracteur	4
Fig.I.2: un transfert pneumatique	6
Fig.I.3 : Particules de fluide.....	8
Fig.I.4 : Une pompe en générale.....	10
Fig.I.5 : pompe centrifuge.....	11
Fig.I.6 : Composent simple d'une pompe centrifuge.....	11
Fig.I.7 : une pompe volumétrique	14
Fig.I.8 : pompe volumétrique.....	15
Fig.I.9 : Vérins à simple effet.....	16
Fig.I.10 : Cylindre à vérin.....	19
Fig.I.11 : VDE amorti.....	20
Fig.I.12 : Moteur hydraulique.....	21
Fig. II.1: Constitution d'une bétonnière portée.....	24
Fig. II.2: Boutonnière porté	25
Fig. II.3: Bétonnière à action continue	25
Fig. II.4: Mini bétonnière	26
Fig. II.5: Bétonnière brouette manuelle	27
Fig. II.6: Bétonnière à tambour basculant	28
Fig. II.7: Vu d'un coté d'une bétonnière	29
Fig. II.8: Bétonnière avec un malaxeur	29
Fig. III.1: Vérin de la benne	33
Fig. III.2: Dimensions du vérin.....	33
Fig. III.3: Forces de poussée du vérin	35
Fig. III.4: Calcule des forces de poussée du vérin selon les axes x et y	36
Fig. III.5: Chaîne de distribution	43
Fig. III.6: Arbre de transmission bétonnière	56
Fig. III.7: Forces sur le plan vertical	56
Fig. III.8: forces sur le plan horizontal	56
Fig. III.9: Dimension principales de la clavette	64
Fig. III.10: Roulements de l'arbre	62
Fig. III.11: Arbre encasté et les roulements	64
Fig.IV.1: Châssis de la bétonnière hydraulique.....	71
Fig.IV.2: Support de bas de la bétonnière hydraulique	71
Fig.IV.3: Supports de gauche et droite de la bétonnière hydraulique	72
Fig.IV.4: Support du vérin	72
Fig.IV.5: Cuve de la bétonnière hydraulique.....	73
Fig.IV.6: Benne de la bétonnière hydraulique	74
Fig.IV.7: Vérin hydraulique	74
Fig.IV.8: Moteur électrique de la bétonnière hydraulique	75
Fig.IV.9: Chaîne de distribution	75
Fig.IV.10: pompe hydraulique	76
Fig.IV.11: pompe hydraulique	76
Fig.IV.12: Pignon helicoidal	77
Fig.IV.13: Arbre de transmission.....	77

Fig.IV.14: clavette	78
Fig.IV.15: Roulement	78
Fig.IV.16: Assemblage l arbre de transmission avec le roulement.....	79
Fig.IV.17: Couronne engrenée de la cuve	79
Fig.IV.18: Pignon helicoidal avec la couronne engrenée	80
Fig.IV.19: Pignon helicoidal et la couronne engrenée- avec le moteur	80
Fig.IV.20: Benne avec le vérin	81
Fig.IV.21: Structure de la bétonnière hydraulique B422H	81
Fig.IV.22: Organigramme	83
Fig.IV.23 : Bloc de la simulation du moteur.....	84
Fig.IV.24: Schéma de conversion de CAO assemblage pour le modèle SimMechanics	86
Fig.IV.25: Modèles SimMechanics de l assemblage de CAO de la partie mécanique.....	87
Fig.IV.26: Vsualisation de la partie mécanique	87
Fig.IV.27: Combiner les modèles	88
Fig.IV.28: Couple du moteur en fonction du temps	89
Fig.IV.29: Vitesse du moteur en fonction du temps	90
Fig.IV.30: Vitesse angulaire en fonction du temps	90
Fig.IV.31: Vitesse du réducteur de Vitesse en fonction du temps	91
Fig.IV.32: Vitesse de la cuve en fonction du temps	91
Fig.IV.33: Accélération de la cuve en fonction du temps	92
Fig.IV.34: Organigramme	94
Fig.IV.35: Modèles SimMechanics de l'assemblage de CAO de la benne avec le vérin	96
Fig.IV.36: Vsualisation de la benne avec le vérin	97
Fig.IV.37: Simulation la pompe hydraulique- Simscape multibody physical	98
Fig.IV.38: Combiner les modèles	99
Fig.IV.39: Vitesse du vérin en fonction du temps	99
Fig.IV.40: Vitesse du vérin en fonction du temps- zoom –.....	100
Fig.IV.41: Déplacement du vérin en fonction du temps	101
Fig.IV.42: Charge du vérin en fonction du temps	101
Fig.IV.43: Déplacement de la benne en fonction du temps.....	102
Fig.IV.44: Déplacement de la benne en fonction du temps	103
Fig.IV.45: Vitesse de la benne en fonction du temps	103
Fig.IV.46: Charge de la benne en fonction du temps.....	104

liste des tableaux

Liste Des Tableaux

Tableau II.I. Les caractéristiques de la bétonnière IMER BRO 500.....	31
Tableau III.1:Les forces de poussée du vérin.....	32
Tableau III.2:les forces calculées et les diamètres correspondants	37
Tableau III.3:le temps de sortie de la tige du vérin et les débits correspondants.....	39
Tableau III.4:Rapport débit cylindrée	41
Tableau III.5:Les facteurs intervenant dans le calcul de la puissance hydraulique	42
Tableau III.6:Les cylindrées de la pompe.....	42
Tableau III.7:Type de chaîne (Tableau 4 Annexe)	44
Tableau III.8: Caractéristiques des roulements.....	64

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Les machines hydrauliques sont des machines et outils utilisant l'énergie hydraulique pour effectuer un travail. Dans ce type de machine, le fluide hydraulique est pompé et transmis à divers organes mécaniques comme des vérins ou des moteurs. Le fluide véhiculé par la pompe est contrôlé par l'opérateur, grâce à des distributeurs qui distribuent le fluide par des tiroirs disposés à l'intérieur, servant à diriger le fluide hydraulique dans des canalisations. Les passages sont sélectionnés grâce à des sélecteurs pouvant être activés par solénoïde, leIVer électronique, par pression d'huile/pneumatique et plusieurs autres. L'intérêt de la transmission hydraulique nommé transmission hydrostatique réside dans le rapport encombrement, poids, puissance véhiculé sans égal, ainsi que la facilité d'implantation, les arbres de transmission, cardans, poulies, etc. étant remplacés par des tubes ou flexibles hydrauliques, ainsi qu'à la grande variété d'organes mécaniques pouvant utiliser cette puissance.

Les bétonnières sont des appareils qui assurent le mélange des constituants par simple rotation de la cuve suivant un axe qui peut être horizontal ou légèrement incliné. Des palettes solidaires de la cuve assurent l'entraînement des matériaux qui retombent par gravité. Ce mouvement de brassage assure le mélange des constituants. Ces appareils assurent une homogénéité du mélange supérieure à celle obtenue avec les bétonnières, grâce au déplacement relatif des composants à l'intérieur du mélange. Ce déplacement est provoqué par des trains de palettes ou de planétaires dont l'axe est excentré par rapport à celui de la cuve, qui est elle-même fixe ou tournante. La plupart des malaxeurs sont à axes verticaux. Le béton subit un puissant effet de brassage à la fois dans le sens vertical et dans le sens horizontal. Ce type de matériel est le mieux adapté à l'obtention de bétons homogènes.

Le manuscrit de cette mémoire se décompose en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, on va définir certains concepts fondamentaux liés au système hydraulique et pneumatique en général. Et nous présentons leur composants, nous démontrons leur domaines d'application. Nous illustrons les pompes hydrauliques et les séries principales de pompes hydrauliques et leurs principes de fonctionnement. D'autre part ,Nous illustrons les vérins et leur types.

Dans le deuxième chapitre de ce mémoire, Nous illustrons l'histoire des bétonnières. Ensuite, nous présentons des types de bétonnières telle que; la Bétonnière portée sur camion (ou camion toupie), la Bétonnière à action continue, la Bétonnière brouette (ou mini bétonnière), la mini-bétonnière manuelle, la bétonnière brouette manuelle, la bétonnière brouette motorisée et la bétonnière à tambour basculant.

Dans le troisième chapitre, on va représenter les dimensions des composantes d'une bétonnière hydraulique B422H. Ces dimensions sont représentés par des calculs des éléments nécessaires et des vérifications. On va commencer par des éléments hydrauliques le vérin et la pompe et dans la deuxième partie on va représenter les dimensions de l'arbre qui permet de transmettre le mouvement entre un moteur électrique et le cuve de la bétonnière, les calculs des éléments du réducteur conique, les calculs des roulements....cte

Le quatrième chapitre est divisé en trois parties, la première partie concerne la présentation des conceptions de la bétonnière hydraulique en tenant en compte tous calculs qui a été déterminé dans le chapitre précédent. Dans cette partie, Chaque partie de la bétonnière hydraulique B422H sera construite indépendamment à l'aide de SolidWorks. L'assemblage des parties aura fait en utilisant 'SolidworksAssembly'. Dans la deuxième partie de ce chapitre, la simulation de la cuve de la bétonnière représente pour cela la simulation du moteur, le logiciel Matlab sera utiliser à partie de l'outil Simulink et La simulation de la partie mécanique -l'arbre1 avec la clavette1, la chaîne de distribution l'arbre 2 -clavette2 avec le roulement et l'engrenage -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée dans le logiciel MATLAB est faite à l'aide de SimMechanics. La combinaison entre ces modèles sera présenter afin simuler la transformer l'énergie électrique du moteur en énergie mécanique pour mortaiser le système -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée. Cela conduit au contrôle la cuve de la bétonnière. Dans la dernière partie de ce chapitre, la simulation du benne de la bétonnière représente pour cela La simulation de la pompe hydraulique va réaliser à l'aide de l'outil Simscape multibody physical puis la simulation de la benne avec le vérin dans le logiciel MATLAB aura fait à l'aide de SimMechanics. La combinaison entre ces modèle afin simuler le actionneur en boucle fermée qui se compose d'un distributeur proportionnel à 4 voies entraînant un vérin hydraulique à double effet

Chapitre I

Généralité sur les systèmes hydrauliques et pneumatiques

1.1.Introduction

Dans ce chapitre, on va définir certains concepts fondamentaux liés au système hydraulique et pneumatique en général. Et nous présentons leur composants, nous démontrons leur domaines d'application. Nous illustrons la pompe hydraulique et les séries principales de pompes hydrauliques et leurs principes de fonctionnement. D'autre part, Nous illustrons les vérins et leurs types.

I.2. Généralité sur le système hydraulique et pneumatique:

Le mouvement contrôlé des pièces ou une application contrôlée de la force est une exigence commune dans les industries. Ces opérations sont effectuées principalement en utilisant des machines électriques ou des moteurs diesel, essence et vapeur comme moteur principal. Ces moteurs principaux peuvent fournir divers mouvements aux objets en utilisant des fixations mécaniques telles que vérin à vis, levier, crémaillère et pignons. De nombreux processus techniques nécessitent la transmission d'une puissance mécanique entre générateur et récepteur, Ces opérations sont principalement effectuées à l'aide de machines électriques ou de moteurs diesel à essence et à vapeur.

Ces moteurs peuvent fournir divers mouvements aux objets, en utilisant des attachements mécaniques tels que les vérins. Il y a d'autres systèmes qui contrôlent le mouvement de pièces telles que le Système hydraulique Cependant, ce ne sont pas les seuls principaux moteurs. Les fluides fermés (liquides et gaz) peuvent également être utilisés comme moteurs principaux pour fournir un mouvement et une force contrôlés aux objets ou aux substances. Les systèmes de fluide spécialement conçus peuvent fournir des mouvements linéaires et rotatifs. La force contrôlée de grande ampleur peut également être appliquée en utilisant ces systèmes. Cette sorte de liquide fermé a basé de liquides incompressibles pressurisés d'utilisation de systèmes comme on appelle des médias de transmission comme les systèmes hydrauliques. Le système hydraulique est l'assemblage de composants qui fonctionnent ensemble unique, généralement en interaction, pour un fluide incompressible, c'est de l'huile En tant que moyen de transmission pour effectuer des travaux mécanique.

Le système hydraulique travaille sur le principe de la loi de Pascal qui dit que la pression dans un liquide fermé est uniforme dans toutes les directions.

I.2.1 Système hydraulique :

Un système hydraulique est une technologie d'entraînement dans laquelle un fluide est utilisé pour déplacer l'énergie d'un moteur électrique à un actionneur, tel qu'un cylindre hydraulique. Le fluide est théoriquement incompressible et la trajectoire du fluide peut être flexible de la même manière qu'un câble électrique.

Un système hydraulique utilise un fluide sous pression pour actionner la machine ou déplacer les composants mécaniques. [1]



Figure I.1: système hydraulique d'un tracteur

Les systèmes hydrauliques ont tendance à être assez grands et complexes. Les hydrophiles occupent aussi plus de place car ils ont besoin d'un réservoir pour retenir le fluide qui traversera le système. En raison de leurs grands composants, une pression accrue est nécessaire pour les systèmes hydrauliques. Cela les rend aussi plus chers.

Comme ils sont généralement plus gros, les hydrauliques peuvent prendre des charges plus grandes et plus lourdes que les pneumatiques, car l'huile n'est pas compressible. Tout cela signifie que les systèmes hydrauliques sont généralement plus lents que les pneumatiques, car l'huile est visqueuse et demande donc plus d'énergie pour passer à travers les tuyaux [2].

Où se trouvent les systèmes hydrauliques dans la vie quotidienne ?

L'hydraulique est notre pierre angulaire. Nous savons tout sur eux, mais par exemple, à travers l'étalonnage, la réparation et l'installation de rails, nous les rencontrons généralement dans la machinerie lourde. Par exemple, nous pouvons également utiliser des systèmes hydrauliques dans les assemblages par boutons des clés dynamométriques hydrauliques.

Mais ce qui est sûr, c'est qu'il n'est pas seulement utilisé pour lever des trains et serrer des boulons ? Nous nous sommes creusé la cervelle au bureau et avons eu l'idée d'utiliser des appareils hydrauliques dans notre vie quotidienne.

Pompes à essence : ils utilisent la pression hydraulique pour pomper le carburant de leurs réservoirs vers le véhicule

Voiture : le circuit de freinage hydraulique peut actionner les freins de voiture sur quatre roues

Avion : ils utilisent des systèmes hydrauliques pour faire fonctionner leurs panneaux de commande

Ascenseur : certains types d'ascenseurs utilisent des mécanismes hydrauliques pour alimenter le mouvement de la cabine

Manège de parc d'attraction : la presse hydraulique fournit et contrôle le mouvement des attractions telles que la grande roue.

Chaise de bureau : le dispositif hydraulique vous permet de lever ou d'abaisser le fauteuil, de l'incliner vers l'arrière ou vers l'avant tout en ajustant le levier correspondant.

La liste ne s'arrête pas là, car il existe de nombreuses presses hydrauliques qui alimentent également l'usine, des pièces et accessoires automobiles aux portes clôtures et flexibles.

Imaginez si le système hydraulique n'avait pas été inventé. Quelqu'un est-il prêt à recommencer à utiliser des cales, des plans d'inclinaison et des poulies et à effectuer un levage artificiel ? Par temps extrêmement froid ou chaud d'aujourd'hui ? [3].

I.2.2 Systèmes pneumatiques :

Les systèmes pneumatiques sont généralement alimentés par de l'air comprimé sec ou lubrifié ou des gaz inertes. Les pneumatiques sont principalement utilisés dans l'absorption des chocs parce que le gaz est compressible de sorte que l'équipement est moins susceptible de dommages par choc. Les pneumatiques sont utilisés dans de nombreux domaines, dont la robotique, la dentisterie, l'exploitation minière et la construction. Contrairement à l'hydraulique, les pneumatiques peuvent être utilisés dans les industries alimentaires, pharmaceutiques et biotechnologiques parce que les systèmes sont plus propres et qu'il y a moins de risque de contamination. Les systèmes pneumatiques peuvent être très simples, il suffit généralement d'allumer / éteindre l'interrupteur. Cela rend les systèmes pneumatiques moins chers que les systèmes hydrauliques, et l'air est moins cher que l'huile ou tout autre liquide et plus facile à stocker.

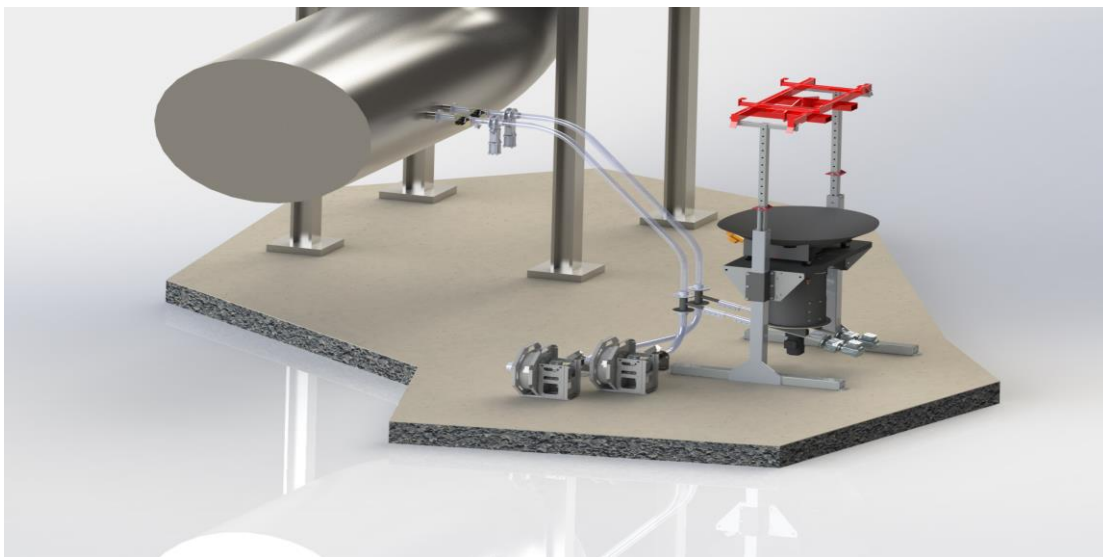


Figure I.2: un transfert pneumatique

Les systèmes pneumatiques peuvent être très simples, il suffit généralement d'allumer / éteindre l'interrupteur. Cela rend les systèmes pneumatiques moins chers que les systèmes hydrauliques, et l'air est moins cher que l'huile ou tout autre liquide et plus facile à stocker. Lorsqu'il a besoin d'être traité, il peut également être rejeté dans l'atmosphère. Le dispositif pneumatique est plus rapide, car le compresseur d'air a un petit débit et une faible résistance, de sorte que le cylindre peut être déplacé rapidement dans une taille plus petite.

I.3.Fluides :

Un fluide est une substance déformable lorsqu'elle est soumise à une force, c'est-à-dire qu'elle a la capacité de prendre la forme du contenant dans lequel elle se trouve.

Il peut se considéré comme étant formé d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. Un fluide est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Parmi les fluides, on fait souvent la distinction entre liquides et gaz.

I.3.1 Classification de fluide :

Les fluides peuvent aussi se classer en deux familles relativement par leur viscosité. La viscosité est une de leur caractéristique physico-chimique qui sera définie dans la suite du cours et qui définit le frottement interne des fluides. Les fluides peuvent être classés en deux grande familles : La famille des fluides "newtoniens" (comme l'eau, l'air et la plupart des gaz) et celle des fluides "non newtoniens" (quasiment tout le reste... le sang, les gels, les boues, les pâtes, les suspensions, les émulsions...). Les fluides "newtoniens" ont une viscosité constante ou qui ne peut varier qu'en fonction de la température. La deuxième famille est constituée par les fluides "non newtoniens" qui ont la particularité d'avoir leur viscosité qui varie en fonction de la Vitesse et des contraintes qu'ils subissent lorsque ceux-ci s'écoulent. [4]

a) Fluide réel :

Si le fluide n'est pas soumis à une force de contact pendant le mouvement, le fluide est dit réel perpendiculairement à l'élément de surface sur lequel ils sont appliqués (ils ont donc composant tangentiel qui empêche les couches de fluide de glisser les unes contre les autres) Ce phénomène de frottement viscosité se produit lors du mouvement du fluide. Ce n'est que dans un état statique que nous reconnaissons que les fluides réels se comportent comme des fluides parfaits, et nous supposons que la force de contact est perpendiculaire aux éléments de surface qu'ils appliquent.[5]

b) Fluide parfait :

Soit un système fluide, c'est-à-dire un volume délimité par une surface fermée Σ fictive ou non.

Considérons une force df exercée par le milieu extérieur sur un élément de surface dS de Σ . On peut toujours la décomposer en deux composantes:

df_T composante tangentielle à dS .

df_N composante normale à dS .

Lorsque la composante df_T est nulle, nous l'appelons un fluide parfait. autrement dit, la force df est perpendiculaire à l'élément de surface ds . Conséquences physique :

Dans un fluide parfait, aucune force n'empêche les particules de fluide de glisser les unes sur les autres.

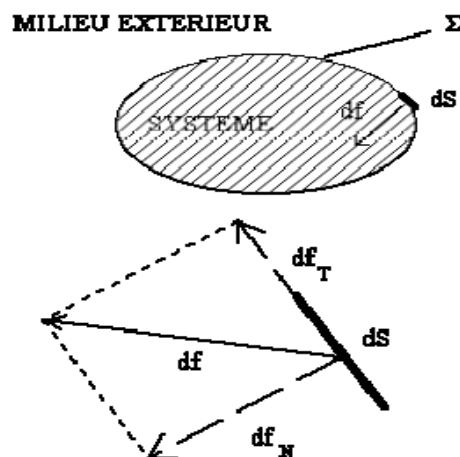


Figure I.3: Particules de fluide

Remarque 1 : la notion de fluide parfait constitue un modèle de restriction : il n'y a pas de fluide parfait (existe-t-il de l'eau sèche ?). En fait, l'existence de la contrainte tangentielle df_T s'exprime par la résistance à l'écoulement est appelée viscosité.

Remarque 2 : en pratique la composante tangentielle est utilisée la Vitesse. Pour les fluides en repos (en équilibre mécanique), la statique des fluides parfaits.

Cette distinction n'apparaît qu'en dynamique des fluides. [6]

1.3.2 Caractéristiques physiques :

La pression : une force qui agit sur une surface donnée.

$P = F \cdot S$; unité de pression pascal (Pa)

$\text{Pa} = 1\text{N}/\text{m}^2$

$1\text{bar} = 10^5\text{Pa} = 1\text{daN}/\text{cm}^2$

La pression atmosphérique : 1.033bar

Remarque :

La pression dans liquide exprime comme une profondeur h

On donne $P = \rho gh$

ρ = masse volumique = (Kg/m^3)

Loi de gaz parfait :

$P/\rho = r \cdot T$ avec :

P : pression.

ρ : masse volumique en (kg/m^3).

r : constante des gaz parfait ($r = 287\text{J}/\text{K} \cdot \text{Kg}$).

T : température en (K).

1.4. Viscosité :

C'est une grandeur qui caractérise le frottement interne d'un fluide, c'est-à-dire sa capacité à s'écouler. Il caractérise la résistance d'un fluide à son écoulement lorsqu'une force est appliquée. C'est-à-dire qu'un fluide à haute viscosité empêche l'écoulement, tandis que le fluide à faible viscosité s'écoule facilement. Elle peut être mesurée par un viscosimètre à bille tombante, qui mesure le temps qu'il faut à la bille

Pour tomber dans le fluide. Il peut également être mesuré à travers un récipient avec un orifice de taille standard au fond. La Vitesse du fluide s'écoule à travers l'orifice déterminé par la capacité de la couche en mouvement à tirer d'autres couches adjacentes.

1.5. Les pompes :

Une pompe hydraulique est un dispositif qui convertit l'énergie mécanique rotative en énergie hydraulique, de sorte qu'elle puisse aspirer et fournir du fluide. L'orifice d'aspiration est

connecté à un réservoir de stockage de liquide approprié, le liquide est aspiré du réservoir de stockage d'huile et l'orifice de décharge d'huile est connecté au circuit hydraulique.

La pompe fournit un réseau de canalisations qui transporte le fluide vers l'élément de distribution, et le pipeline de distribution dirige l'énergie ainsi transportée vers l'élément de réception, qui à son tour convertit l'énergie hydraulique en énergie cinétique mécanique [7].

Il existe deux séries principales de pompes hydrauliques:

- Pompe centrifuge.
- Pompe volumétrique



Figure I.4: Une pompe en générale.

I.5.1 Les pompes Centrifuges :

La pompe centrifuge est une machine tournante qui grâce à un rotor à aubes convenablement orientées, augmente l'énergie cinétique et projette à l'aide de la force centrifuge le liquide à la périphérie sur la volute.

A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice.

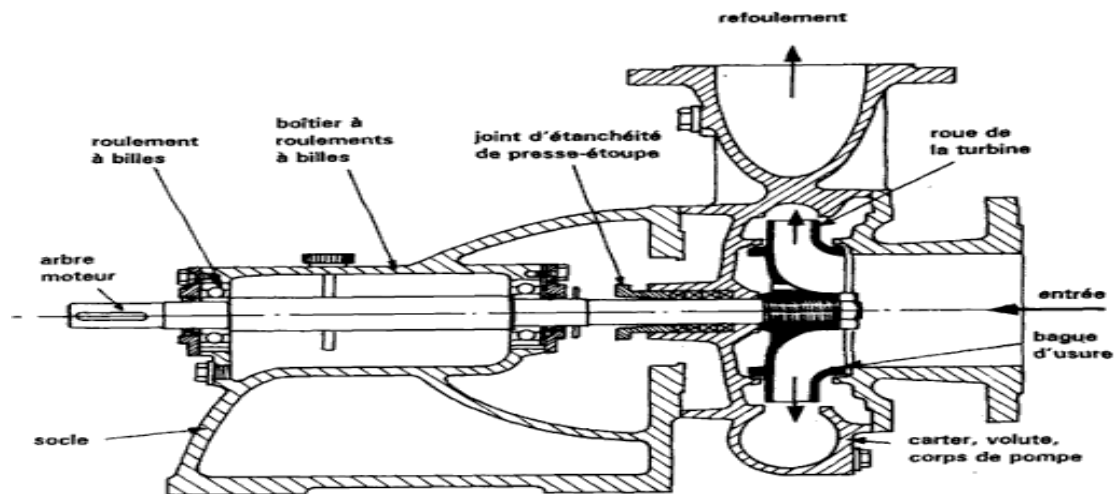


Figure I.5: pompe centrifuge

I.5.2 Constitution:

Les pompes centrifuges sont de construction très simple en version de base. Elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation le rotor appelée aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelée corps de pompe ou volute.

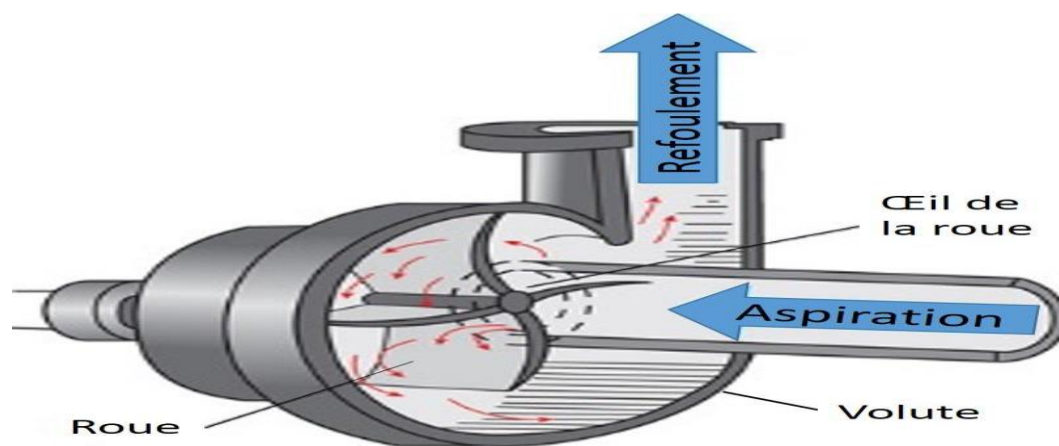


Figure I.6: Composant simple d'une pompe centrifuge

Ces machines comprennent donc :

Un distributeur (arrivée du liquide)

L'ouïe d'aspiration

Le corps de la pompe ou volute

Le refoulement qui va s'élargir

L'ouïe de refoulement

I.5.3 Le principe de fonctionnement

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

• L'aspiration

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor.

La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide, la Vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage.

• L'accélération

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression.

Les différents montages Il existe deux types de montage :

- En aspiration
- En charge

Caractéristiques :

Les hauteurs manométriques totales fournies ne peuvent dépasser quelques dizaines de mètres. Pour dépasser ces valeurs on utilise des pompes centrifuges multicellulaires où plusieurs roues sont montées en série sur le même arbre. Le refoulement d'une des pompes communique avec l'aspiration de la pompe suivante.

Il est également possible de coupler en série plusieurs de ces pompes.

Le rendement est de l'ordre de 60 à 70 %: il est inférieur à celui des pompes volumétriques.

Les pompes centrifuges vérifient des lois (lois de similitude) qui à partir d'une courbe

caractéristique établie pour une Vitesse de rotation N de la roue de la pompe permettent d'obtenir la caractéristique pour une Vitesse de rotation N' quelconque.

Avantages et inconvénients :

Avantages :

- Ces machines sont de construction simple et demande peu d'entretien,
- Prix modérés et coût de maintenance faible,
- Matériaux de construction très variés (fluide corrosif possible),
- Pompes compactes et peu encombrantes,
- Bons rendements,
- Le débit est continu,
- En cas de dysfonctionnement du circuit de refoulement (colmatage), la pompe ne subit aucun dommage.

Inconvénients :

- Elle n'est pas auto-amorçante,
- Elle ne fonctionne avec des fluides trop visqueux,
- Elle nécessite des dispositifs d'équilibrage.

Lorsque la roue tourne, l'équilibre mécanique doit être parfait. Or, au cours du fonctionnement, la roue subit de la part du fluide une dépression qui tend à faire déplacer l'axe du rotor vers l'aspiration (forte poussée). Dans certains cas, une butée ne suffit pas et on peut détériorer l'axe du rotor (les paliers).

Pour éviter ce problème on équipe la pompe d'un disque d'équilibrage, ou on monte sur le même arbre des roues dos à dos ou encore on perce des petits trous au voisinage du moyeu de manière à équilibrer les pressions de part et d'autre sur la paroi.

Les différents types de pompes centrifuges

Il existe différentes formes de roues et d'aubes qui induisent une classification de ces machines

- Des rotors fermés ou rotors ouverts.
- On peut monter plusieurs roues sur le même arbre ce qui permet d'augmenter la pression de refoulement. On les appelle pompes multicellulaires ou multi-étagées. [8]

I.5.4 Les pompes volumétriques :

Sur les pompes volumétriques, la transmission de l'énergie vers le fluide se fait de manière hydrostatique. Lors de la transmission hydrostatique de l'énergie, un organe déplaceur réduit un espace de travail rempli de fluide et achemine le fluide en direction de la conduite. L'organe déplacer exerce alors une pression sur le fluide. Lorsque l'espace de travail s'agrandit, l'organe est à nouveau rempli de fluide venant de la conduite.

Le travail réalisé W_s est le produit de la force de déplacement F et de la distance de déplacements. Cette équation peut également être écrite comme le produit de la cylindrée V_s par la pression de refoulement p .

$$W_s = F \cdot s = A \cdot p \cdot s = V_s \cdot p$$

La puissance transmise sur le fluide est calculée à partir de débit volumétrique Q et de la pression de refoulement p .

$$P = Q \cdot p$$

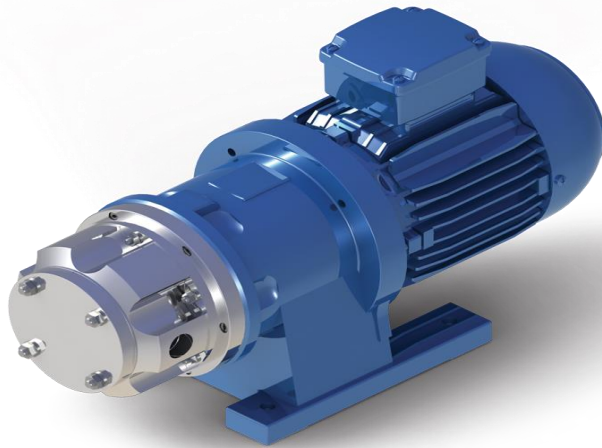


Figure I.7: une pompe volumétrique

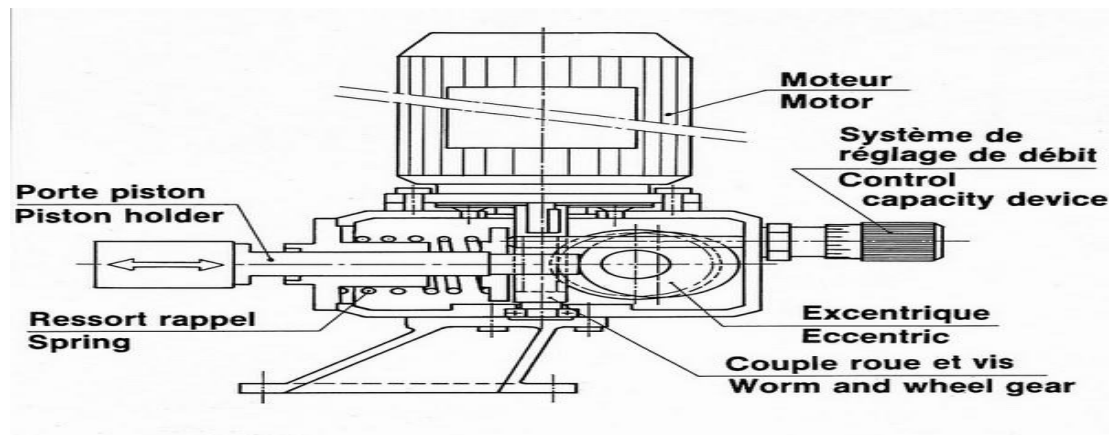


Figure I.8: pompe volumétrique

On distingue deux grands types de pompes volumétriques :

- Les pompes alternatives
- Les pompes rotatives

I.5.5 Les pompes alternatives ou à pistons axiaux:

Les pompes à piston constituent l'un des plus anciens types de pompes et demeurent parmi les plus répandues. Comme son nom l'indique la pompe à piston utilise les variations de volumes occasionnées par le déplacement d'un piston dans un cylindre.

Ces machines ont donc un fonctionnement alternatifs et nécessite un jeu de soupapes ou de clapets pour obtenir tantôt l'aspiration dans le cylindre tantôt son refoulement.

Il existe différentes types de pompes à piston :

- Pompes à simple effet : le refoulement et l'aspiration n'a lieu que pour un sens de déplacement du piston
- Pompes à double effet : Le piston travaille dans les deux sens
- Pompes à plusieurs pistons déphasés

Les pompes rotatives :

Deux rotors tournent en roulant l'un sur l'autre sans glisser pour éviter les frottements et déplacent un volume de fluide.

Il existe différentes pompes rotatives:

- **Pompes à engrenages**

Les pompes hydrauliques volumétriques à engrenage sont de constitution simple parce qu'elles ne possèdent que peu de pièces mobiles internes. Ce type de pompe présente l'avantage d'être celui le moins coûteux.

Comme le nom l'indique, les pompes à engrenage renferment deux roues dentées qui s'engrènent (s'engagent) l'une dans l'autre.

Il existe deux catégories de pompes à engrenage :

- Les pompes à engrenage externe.
- Les pompes à engrenage interne.

- **Pompes à lobes :**

Les pompes à lobes sont des pompes volumétriques rotatives. Les lobes tournent en sens contraires de façon similaire à un engrenage. Le déplacement des cavités créées de part et d'autre du corps permet de mettre en mouvement le liquide pompé.

- **Pompes à pistons radiaux :**

Les pistons sont disposés radialement au stator, leurs axes sont perpendiculaires à l'arbre d'entraînement principal. Une bielle-excentrique de forme particulière communique un mouvement alternatif aux pistons permettant ainsi les phases d'admission et de refoulement du fluide.

- **Pompes à IVs :**

Deux IVs dont l'une est motrice, tournent en sens inverse, créant ainsi d'un côté une zone d'aspiration et de l'autre une zone de refoulement. Cette pompe existe aussi avec trois IVs dont un est central.

- **Pompes à rotor hélicoïdal excentré:**

Une pompe à IVs excentrée Moineau™ est constituée d'un rotor hélicoïdal tournant à l'intérieur d'un stator hélicoïdal. Le rotor en acier inoxydable est usiné avec une grande

précision, le stator est moulé dans un élastomère résilient.

- **Pompes à palettes rigides ou souples :**

La rotation du rotor entraîne celle des palettes dont les extrémités sont continuellement en contact avec le stator, grâce à la force centrifuge. Outre, des ressorts de compression poussent les bases des palettes.

Avantages et inconvénients :

Avantage :

- Construction robuste
- Pompage possible de liquide très visqueux
- Rendement élevé
- Amorçage automatique en fonctionnement normal
- Obtention de faibles débits facile à mesurer sous pression élevée (pompes doseuses alimentaires)

Inconvénients :

- Appareils plus lourds et plus encombrants ;
- Débit pulsé ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux (anti coup de bélier) ;
- Impossibilité d'obtenir de gros débits sous faible pression ;
- Danger de surpression dans le circuit de refoulement d'où la présence indispensable de sécurités (by-pass et soupape de sûreté) ;
- Impossibilité en général de pomper des liquides chargés ;
- Prix d'achat plus élevé ;
- Frais d'entretien plus élevés. [9]

I.6 Les vérins :

C'est le vérin qui travaille au sein du système hydraulique. Il convertit l'énergie du fluide de la pompe en énergie mécanique. Les vérins sont les «bras» du circuit hydraulique.

Le module «Hydraulique de base» explique les applications de l'hydraulique et présente la façon. D'utiliser les vérins pour actionner les équipements montés et les outils traînés (utilisation à distance)

La conception de base de vérin est la même dans les deux cas, seules les fonctionnalités supplémentaires changent.

I.6.1 Types de vérins :

Il existe deux principaux types de vérins que nous allons aborder dans ce chapitre :

- Les vérins à simple effet.
- Les vérins à double effet.

I.6.2 Les vérins à simple effet :

Les vérins à simple effet appliquent la force dans une seule direction. Le liquide sous pression entre uniquement par un seul côté du vérin, ce qui soulève la charge. Puis une force extérieure, comme la gravité ou un ressort, doit ramener le vérin à la position initiale.

Le liquide contenu dans le vérin est nécessaire pour soulever les fourches du chariot élévateur. Puis les fourches se abaissent sous leur propre poids (force de gravité). Certains vérins à simple effet s'étendent grâce au liquide et se rétractent grâce à un ressort hélicoïdal. Vérins à double effet appliquent la force dans deux directions. Le liquide sous pression entre d'abord d'un côté du vérin, puis de l'autre, fournissant ainsi une énergie par deux côtés.

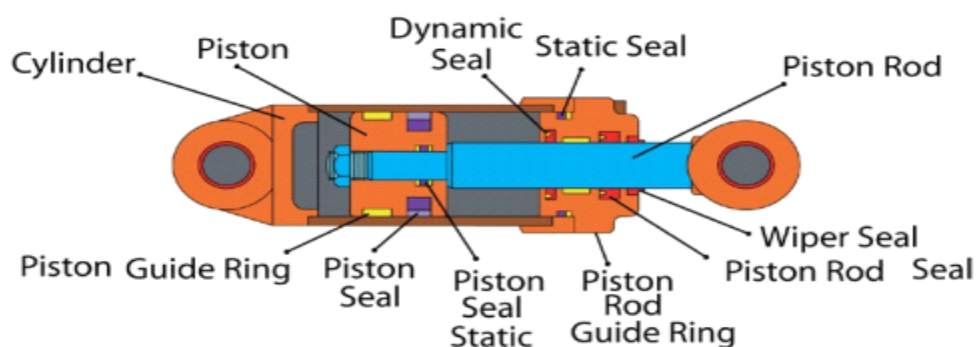


Figure I.9: Vérins à simple effet

Dans les deux types de vérins, un piston (ou une tige) mobile se déplace dans le logement ou le barillet en réponse au liquide sous pression entrant dans le vérin. Le piston peut être équipé de plusieurs garnitures ou joints pour empêcher toute fuite.

Un joint empêche toute fuite de liquide du côté sec du vérin. Un joint racleur situé sur l'embout du vérin nettoie la tige pendant qu'elle se déplace de l'intérieur vers l'extérieur de

son logement. Dans certains vérins à simple effet, la tige ne se termine pas par un piston à l'intérieur du logement. C'est le bout de la tige qui fait alors office de piston. C'est ce que on l'appelle un cylindre à vérin.

La tige est légèrement plus petite que l'intérieur du cylindre (une petite bague ou un épaulement situé au bout de la tige empêche celle-ci d'être poussée hors du cylindre).

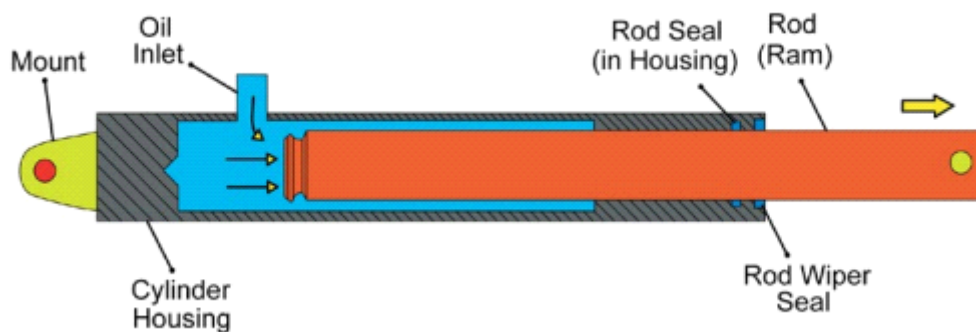


Figure I.10: Cylindre à vérin

Le modèle à vérin présente plusieurs avantages par rapport au modèle à piston :

- 1) La tige est plus grande et résiste à la courbure due aux charges latérales ;
- 2) La garniture se situe à l'extérieur et est donc plus facile à atteindre ;
- 3) Les éraillures dans l'alésage du cylindre n'endommageront pas la garniture ;
- 4) Aucune grille d'aération n'est nécessaire car le liquide remplit toute la chambre du logement du cylindre. [10]

I.6.3 Les Vérins Double Effet :

L'ensemble tige + piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide sous pression. L'effort en POUSSANT (tige sortante) est légèrement plus grand que l'effort en tirant (entrée de tige) car la pression n'agit pas sur la partie de surface du piston occupée par la tige.

- Ils permettent un réglage plus aisé de la Vitesse de la tige par contrôle du débit à l'échappement.
- Amortissement possible dans les deux sens

Ce sont les vérins les plus utilisés industriellement. [11]

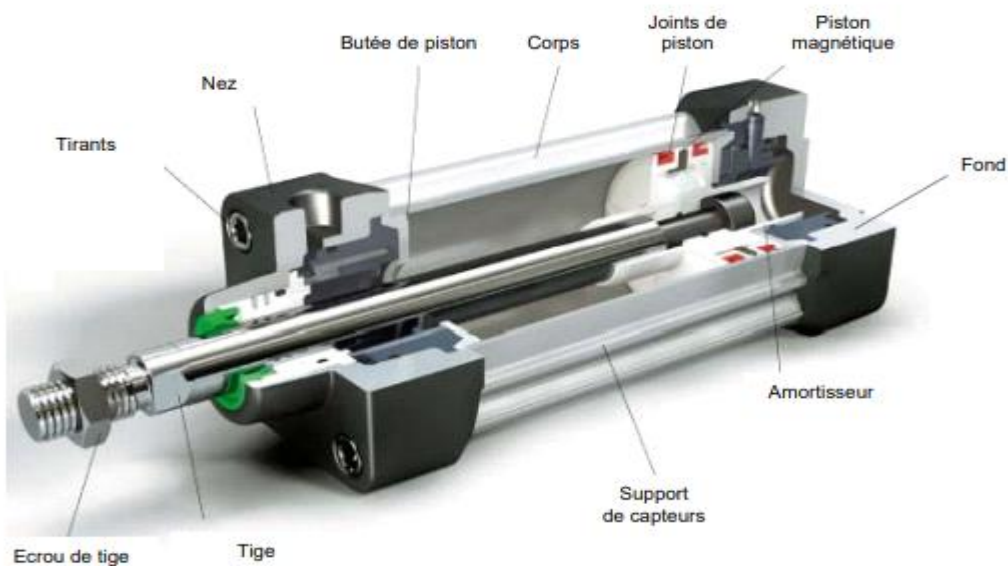


Figure I.11: VDE amorti

I.7 Moteur hydraulique :

Le moteur hydraulique transfère l'énergie hydraulique en énergie mécanique, il utilise le débit d'huile qui est poussé dans le circuit hydraulique par une pompe hydraulique et le transforme par un mouvement rotatoire pour entraîner un autre dispositif. Une différence de pression existe entre l'admission et le refoulement du moteur, cette différence de pression s'applique sur les parties mobiles internes du moteur qui sont reliées mécaniquement à l'arbre d'accouplement du moteur, sous l'effet de la différence de pression les pièces mobiles internes se déplacent et entraînent ainsi l'arbre du moteur et la charge à déplacer.

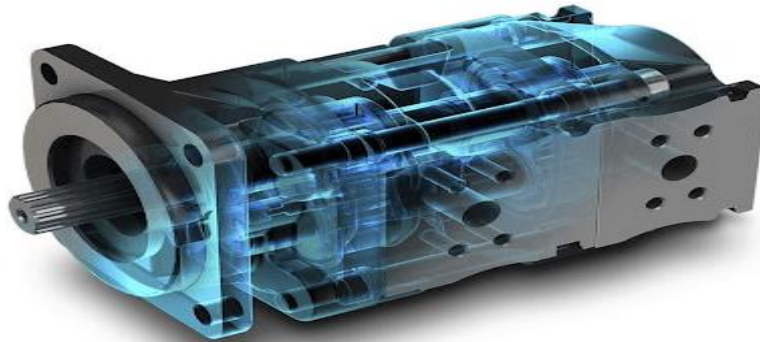


Figure I.12: Moteur hydraulique

I.7.1 Les différents types de moteurs hydrauliques :

- Moteurs à engrenage
- Moteurs à palettes
- Moteurs à pistons axiaux
- Moteurs à pistons radiaux

Le moteur hydraulique et la pompe hydraulique sont similaires dans la construction, mais différent dans les caractéristiques opérationnelles. [7]

- **Moteur à engrenage :**

Même conception que la pompe à engrenage, la pression du fluide entraîne en rotation les roues dont l'une est motrice.

Avantages : Encombrement très réduit, économique.

Inconvénients : Rendement limité.

- **Moteur à palettes :**

L'huile sous pression provoque la rotation des palettes implantées sur le rotor.

Avantages : réalisation simple

Inconvénients : puissance transmise relativement faible.

- **Moteur à pistons axiaux :**

Les pistons en communication avec la haute pression se déplacent en tournant.

Avantages : couple très important, possibilité de varier la cylindrée, Vitesse importante.

Inconvénient : coûteux.

- **Moteur à pistons radiaux :**

Contrairement aux pompes à pistons radiaux, les pistons peuvent tourner sur une came (Stator) permettant d'avoir plusieurs courses par tour. Le nombre des pistons est impair pour la continuité de débit et l'équilibrage.

Avantages : Couple très important.

Inconvénients : Vitesse faible, encombrant, coûteux, problèmes d'étanchéité pour la distribution. [8]

I.8. Conclusion :

On a présenté certains concepts fondamentaux liés au système hydraulique et pneumatique en général. Egalement nous avons présenté leur composants et nous démontrons leur domaines d'application. On a illustré les pompes hydrauliques et les séries principales de pompes hydrauliques et leurs principes de fonctionnement. D'autre part, Nous avons illustré les vérins et leurs.

Chapitre II

Types de bétonnières

II.1.Introduction :

Dans ce chapitre, Nous illustrons l'histoire des bétonnières. Ensuite, nous présentons des types de bétonnières telle que; la Bétonnière portée sur camion (ou camion toupie) ,la Bétonnière à action continue, la Bétonnière brouette (ou mini bétonnière), la mini-bétonnière manuelle, la bétonnière brouette manuelle, la bétonnière brouette motorisée et la bétonnière à tambour basculant.

II.2.Histoire des bétonnières :

En 1863, lorsque la consommation de mortier devint assez importante, ils durent recourir à des chevaux ou à des machines à vapeur. Les roues entraînées par des carrousels sont souvent utilisées dans des rainures circulaires remplies de mortier.

Une roue tourne contre le bord intérieur de la rainure et l'autre tourne contre le bord extérieur. Ils mélangent et broient la matière qui est constamment ramenée par le rabot fixé sur l'arbre du carrousel. Le fond de la gouttière est recouvert de matériaux très durs et équipé de vannes pour que le mortier produit puisse s'écouler librement. Le carrousel à une ou deux roues est dirigé par un cheval qui travaille cinq heures par jour, il faut donc deux chevaux pour effectuer dix heures de travail. Le rayon du chemin emprunté par le cheval est de 4 mètres.

II.3.Présentation des bétonnières :

Une bétonnière est un appareil qui mélange des ingrédients par simple rotation de la cuve le long d'un axe horizontal ou légèrement incliné. Le bac intégré à la cuve de stockage permet d'assurer l'entraînement de la matière tombant par gravité. Ce mouvement d'agitation assure le mélange des ingrédients. [12]

On peut aussi ajouter qu'une bétonnière est une machine servant à malaxer et malaxer divers composants de mortier (ciment ou chaux, sable, eau), il suffit de faire tourner la cuve selon un axe qui peut être horizontal ou légèrement incliné. La palette intégrée au réservoir de stockage permet d'assurer l'entraînement du matériau tombant par gravité. Ce mouvement d'agitation assure le mélange des ingrédients. Inversez le réservoir d'eau en l'inclinant ou en inversant le sens de rotation.

II.4.Types de bétonnières:

On peut distinguer 4 types de bétonnières

II.4.1. Bétonnière portée sur camion (ou camion toupie) :

Constitué d'un châssis de camion sur lequel est monté un tambour mélangeur rotatif, ce qui permet de transporter du béton fabriqué en centrale prêt à être coulé.

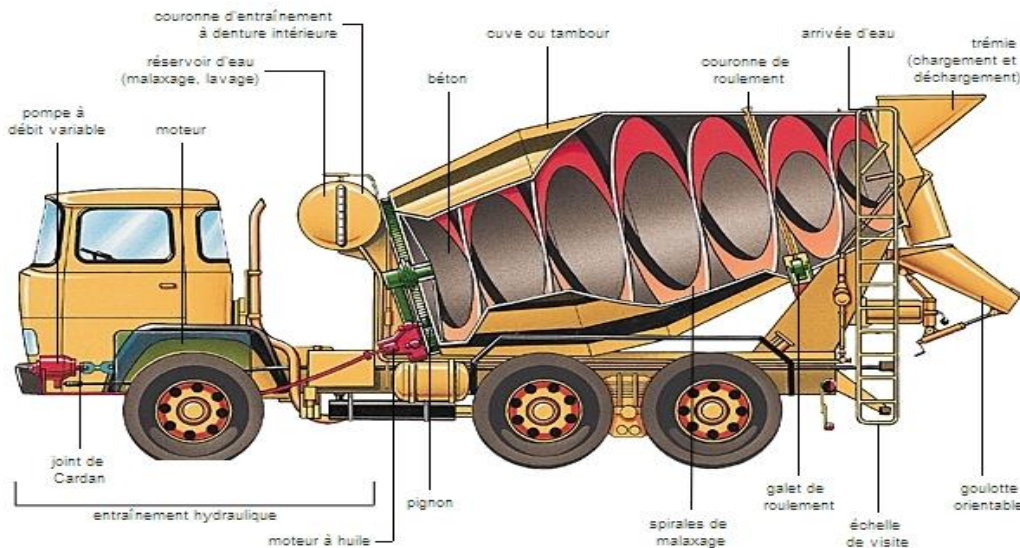


Figure II.1: Constitution d'une bétonnière portée

En raison du déplacement relatif des composants internes du mélange, ces dispositifs assurent que l'homogénéité du mélange est supérieure à celle obtenue avec une bétonnière. Ce mouvement est provoqué par une série de plateaux ou d'engrenages planétaires dont l'arbre est excentré par rapport à l'axe du réservoir, et le réservoir lui-même est fixe ou tournant. La plupart des mélangeurs ont un axe vertical. Le béton a un fort effet de mélange dans les directions verticale et horizontale. Ce type de matériaux est le plus adapté pour obtenir un béton homogène.



Figure II.2: Bétonnière porté

Le rôle des bétonnières portées (ou camion toupie) est d'apporter le béton préparé depuis une centrale à béton, si celle-ci n'est pas présente sur place.

II.4.2. Bétonnière à action continue :

Munie d'un dispositif de dosage qui garantit un flot continu de béton, le malaxage S'effectue dans une cuve cylindrique installée horizontalement grâce à la géométrie Particulière des pâles.

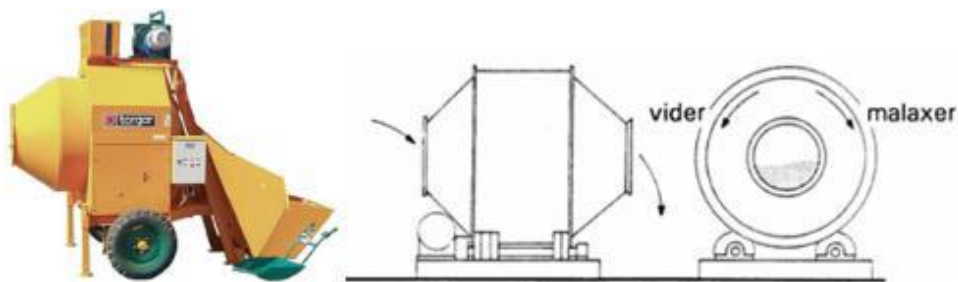


Figure II.3: Bétonnière à action continue.

II.4.3. Bétonnière brouette (ou mini bétonnière) :

3 types : la mini-bétonnière manuelle, la bétonnière brouette manuelle et bétonnière brouette motorisée.

Depuis la mini-bétonnière ou bétonnière brouette pour les travaux réduits ou la bétonnière professionnelle pour les travaux courants jusqu'à l'auto bétonnière pour les productions importantes de béton.

Le terme « mini-bétonnière » regroupe 3 différents types de bétonnière : la mini-bétonnière manuelle, la bétonnière brouette manuelle et bétonnière brouette motorisée.



Figure II.4: Mini bétonnière

II.4.3.1. Mini-bétonnière manuelle :

Il n'est pas nécessaire d'enlever une petite quantité de béton qui peut être utilisée immédiatement et salir la zone de travail. Même sur un long chantier, une bétonnière manuelle peut produire une petite quantité de béton ou de mortier à moindre coût. Le principe de fonctionnement est de remplir la bétonnière manuelle avec le mélange à malaxer et de la faire rouler sur plusieurs mètres. Le bol cylindrique et les roues tournent en même temps, mélangeant uniformément

Voici les caractéristiques principales de cette bétonnière :

- Volume de la cuve : 40 L.
- Capacité de malaxage : 20 L (1 demi-sac de 35 kg de mortier prêt à l'emploi).
- Motorisation : manuelle.
- Avantage :
 - écologique (sans énergie),
 - économique (achat et entretien),

- maniabilité (encombrement réduit),
- polyvalence (tous mélanges possible).

II.4.3.2. Bétonnière brouette manuelle :

Il y a quelque temps, une bétonnière manuelle à brouette avec un réservoir rectangulaire est apparue sur le marché. Malgré leur popularité, ces matériaux semblent difficiles à trouver avec le temps. Le principe est un châssis métallique monté sur roues. Sur ce châssis, deux demi-plateaux forment une cuve montée sur pivot. En tournant le réservoir d'eau manuellement, le béton ou le mortier peuvent facilement se détériorer.



Figure II.5: Bétonnière brouette manuelle

Voici les caractéristiques principales de cette bétonnière :

- Capacité de malaxage : 20 litres (1 sac et demi de mortier prêt à l'emploi de 35 kg).
- Motorisation : manuelle.
- Avantage:
 - Écologique (pas d'énergie),
 - Économie (achat et maintenance),
 - Mobilité (réduction de taille),
 - Polyvalence (tous les mélanges possibles)

II.4.3.3. Bétonnière brouette motorisée :

La bétonnière semi-professionnelle à chariot possède une cuve classique montée sur un

châssis compact type chariot pour limiter son encombrement et augmenter sa mobilité. Le trépied amovible lui permet d'être utilisé à des hauteurs de travail normales, et le réservoir en plastique ou en métal est entraîné en rotation par un moteur.

Voici les caractéristiques principales de cette bétonnière :

- Volume de la cuve : 130 L.
- Capacité de malaxage : 105 L (1 sac de 20 kg de mortier prêt à l'emploi).
- Motorisation : électrique.
- Avantage :
 - polyvalence trépied/roues,
 - encombrement réduit,
 - capacité cuve.

Au-dessus de ces capacités, il faut se tourner vers la bétonnière professionnelle. [13]

II.4.4. Bétonnière à tambour basculant :

Ce sont les matériels utilisés par les artisans. Le remplissage de la cuve est manuel, le ciment est souvent stocké en sacs protégés de l'humidité.



Figure II.6: Bétonnière à tambour basculant.

Le temps de réalisation d'une gâché est souvent supérieur au temps de transfert du béton.



Figure II.7: Vu d'un coté d'une bétonnière

II.4.5. Bétonnière avec un malaxeur :

Une bétonnière a une cuve horizontale et un malaxeur a une cuve verticale. Les capacités de malaxage varient de 50 à 250l selon les modèles. [14]



Figure II.8: Bétonnière avec un malaxeur

II.4.6. Bétonnière hydraulique BRO 500 de IMER :

Dans ce mémoire, notre travail est basé sur les éléments de transmission de puissance D'une bétonnière à tambour basculant, (cas pratique de la bétonnière BRO 500 de IMER Les malaxeurs à béton de la série BRO permettent un rendement de béton très élevé par heure. Le système de malaxage à cuves inclinées permet la production de mortier, chaux et béton. Le godet de chargement peut préparer les déchets pendant le processus de malaxage du béton, de sorte que le rendement est doublé par rapport au malaxeur à béton traditionnel

-Système antichute de la benne

Le vérin de godet est équipé d'un système de contrôle d'huile de soupape pour empêcher le godet de tomber lorsque le système hydraulique est endommagé

-Cuve a basculement hydraulique

Le matériel est vidé par l'inclinaison hydraulique de la cuve. Cette caractéristique permet la production de béton, mortier, chaux et revêtements muraux

-Chargement séparé de l'eau et des agrégats

L'entrée de l'eau et des agrégats dans la cuve se fait séparément permettant ainsi un meilleur malaxage et un bon amalgame.

-Commandes hydrauliques

Le panneau de contrôle regroupe toutes les commandes de la machine. Le levage du godet et le basculement de la cuve sont complétés par un distributeur hydraulique, éliminant l'effort de l'utilisateur. De plus, si le godet est en position relevée (vide), le système de sécurité empêche le réservoir de carburant de basculer.

II.4.6.1. Bétonnière IMER BRO 500 : version électrique triphasée :

- moteur électrique triphasé 380v/50hz
- Système antichute de la benne : le vérin de la benne est équipé d'un système anti-retour de l'huile à clapet empêchant ainsi la chute de la benne en cas d'avarie du système hydraulique.
- Roues pneumatiques avec pieds réglables en hauteur.
- Protection couronne de rotation de la cuve.
- Réservoir d'eau avec indicateur de niveau.
- Grilles de protection latérales.

- Toutes les commandes sont regroupées : marche-arrêt, commandes hydrauliques de la benne, rotation de la cuve.
- Cuve à basculement hydraulique.
- La géométrie particulière des pales à double hélices permet de vidanger la totalité du contenu de la cuve.
- Chargement séparé de l'eau et des agrégats. L'entrée des matériaux dans la cuve est séparée de l'entrée de l'eau ce qui améliore la qualité et l'homogénéité du malaxage.
- tractable à 25 km/h. [15]

caractéristique	mesure	unité
capacité de la cuve	500	litre
Capacité de malaxage	400	litre
Rendement effectif	290	litres
Tours/minute de la cuve	30	tours/min
Capacité du réservoir d'eau	65	litres
Production horaire	8,7	m ³ / h
Poids avec moteur électrique et pelle	1125	kg
Poids avec moteur électrique	1020	kg
Puissance du moteur triphasé 380V / 50Hz	2,9 (3,9)	kw / (ch)
Courant absorbé	6,4	A
Niveau sonore	85	lp (dB(A))
Capacité de la benne	500	litres
Dimensions moteur électrique : L x l x h	2 150 x 1 855 x 3 100 mm	
Référence moteur triphasé 400v / 50 Hz	1022404	
Référence moteur triphasé 400v / 50 Hz et pelle tractée	1022405	

Tableau. II.1 : Les caractéristiques de la bétonnière IMER BRO 500

II.5 Conclusion :

Dans ce chapitre, Nous avons présenté l’histoire des bétonnières. Ensuite, nous avons présenté des types de bétonnières.

Chapitre III

Dimensionnement de la bétonnière hydraulique B422H

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre on va représenter les dimensions des composantes de la bétonnière hydraulique B422H. Ces dimensions sont représentés par des calculs des éléments nécessaires et des vérifications .On va commencer par des éléments hydrauliques le vérin et la pompe et dans la deuxième partie on va représenter les dimensions de l'arbre qui permet de transmettre le mouvement entre un moteur électrique et le cuve de la bétonnière, les calculs des éléments du réducteur conique, les calculs des roulements....cte

III.2 Calcul du vérin:

III.2.1 Calcul du volume de pression du vérin:

Les dimensions du vérin de la benne sont; Diamètre de piston 70 mm ,Diamètre de tige 50 mm et Course 700 mm.

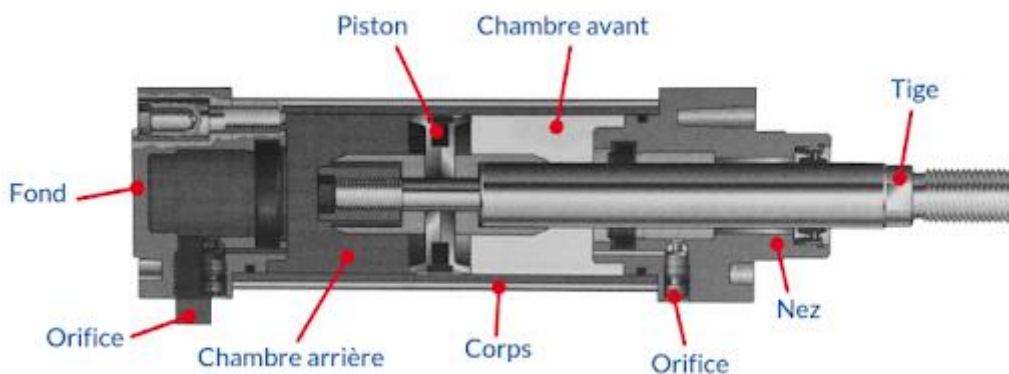


Figure III.1 : Vérin de la benne

Donc on peut calculer le volume de pression du vérin [16] :

On a:

$$V_p = S \times \text{course} = (3.14 \times d^2 / 4) \times \text{course} .$$

$$V_p = (50^2 \times 3.14 / 4) \times 700 = 54650 \text{mm}^{\text{III}}.$$

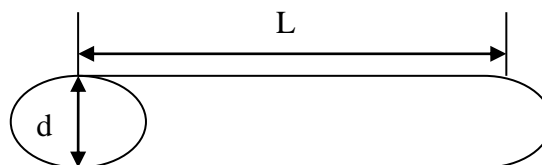


Figure III.2 : Dimensions du vérin

III.2.2 Temps de sortie de la tige du vérin:

Le temps de sortie de la tige est égal au temps de montée de la benne de la position basse à la position haute.

$T = 8$ s temps de montée à vide chronométré sur bétonnière mécanique.

D'un autre part on a :

$$\text{Débit} = V \times 60 / T_s$$

Donc, le débit nécessaire est 22.5 (l/mn).

Pour des autres temps de sortie; 12 et 16 s, les débits nécessaires correspondants sont; 15 (l/mn) et 22.25 (l/mn).

Nous pouvons calculer de la résistance de l'axe d'articulation du vérin au cisaillement.

dan ce cas le contrainte tangentielle est donnée par l'expression suivante.

$$\tau = T / (2 \times S) \quad T:$$

Puisque que l'effort tranchant est égal 2900daN et la section de l'axe Ø25mm $S=460.625$ mm². la résistance de l'axe d'articulation du vérin au cisaillement est:

$$\tau = 611.95 \text{ N/mm}^2$$

III.2.3 Poids de la benne :

-Poids de la benne à vide Données [16] :

Le volume de la benne est donné par suite:

$$V = 48\,179\,880 \text{ mm}^3.$$

Donc la valeur du poids de la benne est donnée par suite:

$$P = V * 7.85 / 106 = 380 \text{ kg}.$$

-Poids de l'ensemble (benne + rail) :

Le poids de l'ensemble est donne par suite:

$$P_v = 380 + 50 = 430 \text{ kg}.$$

-Poids de la benne à charge:

On utilise pour une gâchée 7 brouettes (sable + gravier) + 1 sac de ciment:

$$1 \text{ brouette} = 35 \text{ kg} \Rightarrow 7 \times 35 = 245 \text{ kg}.$$

Le poids de la benne à charge est donne par suite:

$$P_c = 7 \text{ brouettes (sable + gravier)} + 1 \text{ sac de ciment} = 295 \text{ kg}.$$

-Poids de la charge environ :

Le poids de la charge environ est donne par suite:

$P_c = 300 \text{ kg.}$

-Poids total à soulever:

Le poids total à soulever est donne par suite:

$P_t = P_v + P_c = 430 + 300 = 730 \text{ daN.}$

III.2.4 Calcul de la force de poussée du vérin (montée) :

Le schéma suivant représente des forces de poussée du vérin [17].

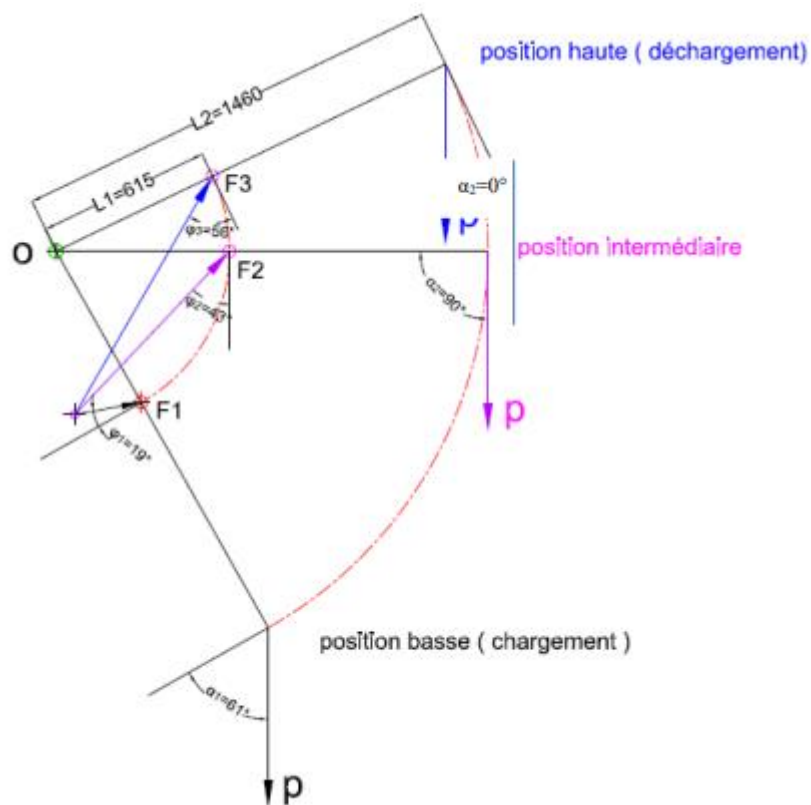


Figure III.3: Forces de poussée du vérin

Selon la figure ci-dessous on a :

$$\sum M_{F_{ext}/Oz} = 0$$

$$F_{yx}L_1 - P_{yx}L_2 = 0$$

$$\text{Et } F_y = F \cdot \cos\beta$$

$$P_y = P \cdot \cos\alpha$$

$$\Rightarrow F = P * \cos\alpha * L2 / \cos\beta * L1$$

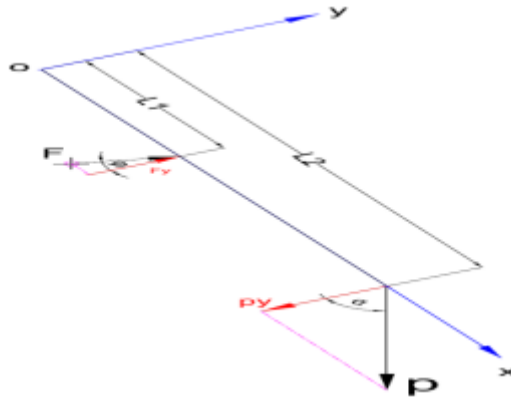


Figure III.4: Calcul des forces de poussée du vérin selon les axes x et y

Position base (chargement)	$\alpha_1 = 61^\circ$	P=730 daN	$\beta_1 = 19^\circ$	F=888 daN
Position Intermédiaire	$\alpha_2 = 0^\circ$	P=730 daN	$\beta_2 = 43^\circ$	F=2369 daN
Position haute (déchargement)	$\alpha_3 = 26^\circ$	P=730daN	$\beta_3 = 56^\circ$	F=2900 daN

Tableau III.1: Les forces de poussée du vérin.

Donc, la force de poussée est maximale quand la benne en charge est en position haute.

III.2.5 Calcul du diamètre du piston du vérin de benne:

On a: $P = F/S \Rightarrow S = F/P$

Avec la section est déterminée par suivante [17] :

$$S = 3.14 * d^2 / 4 \Rightarrow d = \sqrt{(4 * S / 3.14)}.$$

F * I.5 (daN)	P (bar)	S (mm ²)	D alésage (mm)
4350	100	4350	74
4350	120	3625	68
4350	150	2900	60

Tableau III.2: les forces calculées et les diamètres correspondants

Dans le tableau ci-dessus, les forces calculées et les diamètres correspondants.

Donc, on choisira un diamètre du piston 70 mm avec un diamètre de tige 50 mm.

III.2.6 Vérification de la tige 50 mm au flambage:

La charge d'Euler est donnée par suite:

$$F_{cr} = 3.142 * E * I_0 / L^2$$

Avec:

E: module d'élasticité,

$$E = 210\,000 \text{ N/mm}^2 \quad I_0: \text{moment d'inertie, } I_0 = 3.14 * d^4 / 64 = 306\,640 \text{ mm}^4$$

L: longueur libre du flambage

$$L = K * \text{course} \quad \text{Course} = 700 \text{ mm}$$

K: facteur de course dépend des fixations et guidage de la tige, K=1

$$\text{articulé-articulé : } L = l = 700 \text{ mm}$$

$$F_{cr} = 3.142 * 210\,000 * 306\,640 / 700^2$$

$$F_{cr} = 1295720 \text{ N}$$

Et la contrainte critique est donnée par suite

$$\sigma_{cr} = F_{cr} / S_t$$

Avec:

St: section de la tige

$$St = 3.14 \times d^2 / 4 = 3.14 \times 502^2 / 4$$

$$St = 1962 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{cr} = 1295720 / 1962$$

$$\sigma_{cr} = 660 \text{ N/mm}^2$$

Et la contrainte de compression de la tige est donnée par suite

$$\sigma_c = F / St$$

Avec :

F: effort appliqué sur la tige du vérin

$$\sigma_c = 29000 / 1962 = 14.78 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = 14.78 \quad 14.78 \leq 216$$

D'après la méthode Dutheil on peut calculer la contrainte intermédiaire :

$$\sigma_{in} = 1/2 \times (\sigma_{cr} + 1.5 \times Re)$$

Avec:

Re: limite élastique de la tige

$$Re = 635 \text{ N/mm}^2 \text{ tige en } 42 \text{ Cr Mo4}$$

$$\sigma_{in} = 1/2 \times (660 + 1.5 \times 635)$$

$$\sigma_{in} = 806 \text{ N/mm}^2$$

La contrainte d'affaiblissement est donnée par suite:

$$\sigma_s = \sigma_i - \sqrt{(\sigma_i^2 - \sigma_{cr} \times Re)} = 806 - \sqrt{(806^2 - 660 \times 635)}$$

$$\sigma_s = 325 \text{ N/mm}^2$$

La contrainte de compression doit vérifier la relation suivante :

$$\sigma_c \leq 2/3 \times \sigma_s = 216 \text{ N/mm}$$

$$14.78 \leq 216$$

La tige diamètre 50 mm résiste bien au flambage.

La section piston est donnée par suite $S_p = 3846$.

La section annulaire est donnée par suite $S_a = 3.14 (D_2 - d_2) / 4 = 1884 \text{ mm}^2$.

Le rapport des sections est donné par suite:

$$S_a/S_p = 0.48.$$

Les dimensions du vérin de la benne sont :

Diamètre de piston 70 mm Diamètre de tige 50 mm Course 700 mm.

Désignation: Vérin simple effet ($\varnothing 70 / \varnothing 50 \text{ C}700$).

III.2.7 Temps de sortie de la tige du vérin:

Le temps de sortie de la tige du vérin est donné par suite:

$$T_s = V_p \times 60 / \text{débit}.$$

Le temps de sortie de la tige est l'équivalent du temps de montée de la benne de la position basse à la position haute.

$T = 8 \text{ s}$ temps de montée à IV de chronométré sur bétonnière mécanique.

III.2.8 Calcul du débit nécessaire :

Le débit est donné par suite:

$$\text{Débit} = V_p \times 60 / T_s$$

Temps de sortie de la tige (s)	Débit (l/mn)
8	22.5
12	15
16	22.25

Tableau III.3: le temps de sortie de la tige du vérin et les débits correspondants.

III.2.9 Calcul de la résistance de l'axe d'articulation du vérin au cisaillement:

La résistance de l'axe d'articulation du vérin au cisaillement est donnée par suite:

$\tau = T / (2 \times S)$ contrainte tangentielle

T: effort tranchant $T = 2900 \text{ daN}$

S: section de l'axe $\varnothing 25 \text{ mm}$ $S = 460.625 \text{ mm}^2$ $\tau = 611.95 \text{ N/mm}^2$

Donc:

$\tau = 611.95 \text{ N/mm}^2$ (120 N/mm^2 , l'axe d'articulation du vérin résiste bien au cisaillement.

III.3 Choix de la pompe:

Le dimensionnement et le choix de la pompe de la bétonnière s'est effectuée sur deux variantes. La variante première nécessite un pignon intermédiaire entre les deux organes pompes et moteur, l'autre variante est à prise directe entre les deux organes.

III.3.1 Première variante : pompe avec pignon intermédiaire:

-Cylindrée de la pompe :

Calcul de la cylindrée de la pompe :

Cylindrée = débit \times 1000/N .

N : Vitesse de rotation de la pompe (tr/min)

$N = 1060 \text{ tr/mn}$.

Débit (L/mn)	N(tr/mn)	Cylindrée (cm ³ /tr)
22.5	1060	21.2
15	1060	14.1
22.2	1060	10.5

Tableau III.4: Rapport débit cylindrée.

Avec une Vitesse de rotation de 1060 tr/mn, on aura une cylindrée 21.2 cm³ /tr

Nous choisissons une pompe de cylindrée de 8 (cm³ /tr) et pour un débit 22.5L/mn en augmentant la Vitesse de rotation de la pompe.

$$\text{Cyl} = 8 \text{ (cm}^3 \text{ /tr)} \quad \text{Débit} = 22.5 \text{ (L/mn)} \quad N = \text{débit} \times 1000 / \text{cylindrée} = 22.5 \times 1000/8$$

$$N = 2812 \text{ (tr /mn)}.$$

Puissance hydraulique :

$$\text{On a } P = Q \times P / 600$$

Avec P : puissance (kw)

Q : débit (L/mn)

Pompe Cyl = 8 (cm³ /tr)

P : pression de service (bar)

$$\text{Puissance du moteur} = 6.62 \text{ Kw.}$$

Temps de Montée (s)	Débit (L/mn)	Pression (bar)	Puissance (kw)	consommation
8	22.5	100	3.75	56%
12	15	100	2.5	38%
16	2.2	100	1.8	27%

Tableau III.5: Les facteurs intervenant dans le calcul de la puissance hydraulique.

Pour un temps de montée de 8 (s) on a une consommation de puissance de 56% Par rapport à la puissance du moteur avec une réserve 44%. Pour plus de puissance de réserve, on opte pour un temps de montée de 12 (s), un débit 15 L/mn, une cylindrée 8 cm³ /tr d'où un nombre de tours/mn $N_p = \text{débit} \times 1000 / \text{Cylindrée} = 15 \times 1000/8 = 1880 \text{ tr/mn}$.

Pour l'utilisation de cette première variante la réalisation et la conception d'un pignon intermédiaire et obligatoire se qui provoquera une définition de la puissance transmise ainsi que un encombrement sur la machine ainsi que des frais supplémentaires.

III.3.2 Deuxième variante : pompe à prise directe:

- Calcul de la cylindrée de la pompe

La pompe hydraulique est en prise directe avec le moteur.

on sait que la Vitesse de moteur : $N_m=3000$ tr/mn

Donc: La Vitesse de rotation de la pompe

$N_p=3000$ tr/mn

Cylindrée=débit * 1000/N

Débit (L/mn)	N(tr/mn)	Cylindrée (cm ³)
22.5	3000	7.5
15	3000	5
2.2	3000	3.75

Tableau III.6: Les cylindrées de la pompe

On opte pour une pompe de cylindrée de 8.2 (cm³ /tr).

III.3.2.1 Calcul du débit de la pompe:

On a $Q= C \times N /1000 = 8.2 * 3000/1000$

Et donc $Q= 24.6$ l/mn

III.3.2.2 Temps de sortie de la tige du vérin de la benne (montée de la benne) :

On a $T_s= V_p * 60/Q = 3 * 60/24.6$

Et donc $T_s= 7.32$ s

III.3.2.3 Calcul de la puissance hydraulique de la pompe:

On a $Ph= Q * P/600 = 2IV.6 \times 100/600$

Et donc $Ph= 4.1$ kw

III.3.2.4 Calcul du rapport de puissance entre la pompe et le moteur :

On a $R= Ph / P_m = 4.1 / 6.6$

Et donc $R= 62$ %

Pour des raisons techniques et économique, l'entreprise a prit le choix de réaliser ces bétonnières en utilisant des pompes de la deuxième variante dite à prise directe.

III.4 Choix de la chaîne:

Pour calculer la longueur la plus juste possible on doit connaître, la distance entre les deux axes des poulies, le diamètre de chaque poulie, la puissance de moteur, Nombre de tours et le rapport de transmission (chaîne).

Puissance de moteur: 7,5 KW;

Nombre de tours 1500 tr/min ;

Rapport de transmission (chaîne) $i_T = 5$;

L'entraxe (Plateau) $a = 350$ mm;

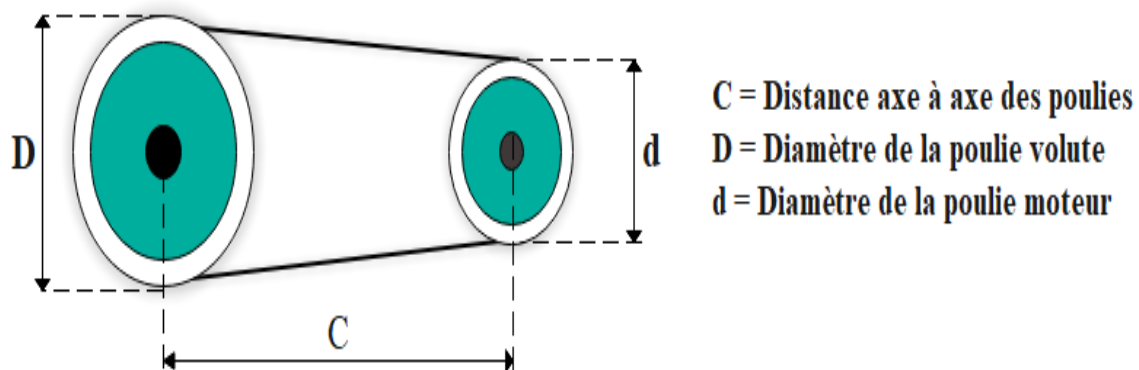


Figure III.5: Chaîne de distribution

Calculons d'abord la puissance effective d'une transmission par chaîne. On sait que :

$$P = K_s P$$

P: Puissance de moteur.

P: Puissance effective.

K_s : Facteur de service.

On prend : $K_s=1,4$ (Tableau.1 Annexe)

On obtient :

$$P = 10,5 \text{ KW} \quad P = 14,08 \text{ CV}$$

En se référant l'abaque (Fig.1 Annexe) on constat qu'on a le choix entre :

- Une chaîne simple 50-1 (Tableau.2 Annexe) pas = 0,625 po pas = 15,875mm
- Une chaîne double 40-2 (Tableau3 Annexe) pas = 0,5 po pas = 12,7mm
- Une chaîne triple 40-3 pas = 0,5 po pas = 12,7 mm

- Détermination du Nombre de dents du pignon et de la roue

Tout d'abord, calculez le nombre de tours de la roue N_2

Soit :

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{1500}{N_2} = 5 \quad N_2 = 300\text{tr/min}$$

Puisque $i = \frac{Z_2}{Z_1}$ ce rapport est satisfait pour prend $Z_1 = 21$ et $Z_2 = 105$ dents

-Calcul de la puissance nette

Nous savons que:

$$P_r' = K_2 P_r$$

P_r' : Puissance nette.

K_2 : Facteur tenant compte du nombre de rangée de la chaîne.

P_r : Puissance nominale.

Pour $Z_1 = 21$ dents, on obtient la valeur de P_r' présentées au tableau (7.3) ci-dessous:

Type de chaine	K2	Pr(CV)	Pr' (CV)	Pr' (KW)
Chaînes 40-3	2.5	9.90	24.75	18.456
Chaînes 40-2	1.7	9.90	16.83	12.550
Chaînes 50-1	1	17.85	17.85	13.310

Tableau III.7: Type de chaine (Tableau 4 Annexe)

On constate que les deux chaînes 40-2 et 50-1 satisfont à la condition $P_r' \leq P_r$

La chaîne 40-2 sera mieux exploitée (la valeur de P_r' étant plus proche de la valeur désire de $P_r' = 10.5\text{KW}$), c'est elle qu'il faudra choisir (même si, fort probablement une étude économique détaillée ferait opter pour la chaîne 50-1).

-Calcul de la longueur de la chaîne

l'expression suivante représente la longueur de la chaîne en nombre de maillons :

$$l_m = 2a_m + \frac{z_1+z_2}{2} + \frac{(z_2-z_1)}{4 \pi^2 a_m}$$

l_m : Longueur de la chaîne, en nombre de maillons.

a_m : Entraxe en nombre de maillons.

Et nous savons que:

$$a_m = \frac{a}{p} = \frac{350}{12,7} = 27,55 \text{ maillons}$$

a : Entraxe.

p : Pas primitif de la chaîne, du pignon et de la roue.

Donc:

$$l_m = 2(27,55) + \frac{21 + 105}{2} + \frac{(105 - 21)^2}{4 \pi^2 27,55} = 124,59$$

On prend:

$$l_m = 126 \text{ mm}$$

et la longueur de la chaîne est

$$L = l_m p = 126 \cdot 12,7 = 1600,2 \text{ mm}$$

p : Pas primitif de la chaîne.

$$L = 1600,2 \text{ mm}$$

-Détermination de l'entraxe

En utilisant l'équation suivante pour calculer la valeur modifiée de a_m soit :

$$a_n = \frac{l_m}{4} - \frac{(z_1 - z_2)}{8} + \sqrt{\frac{l_m}{4} - \frac{(z_1 + z_2)^2}{8} - \frac{(z_2 - z_1)^2}{8 \pi^2}}$$

$$a_n = \frac{126}{4} - \frac{(21 + 105)}{8} + \sqrt{\frac{126}{4} - \frac{(21 + 105)^2}{8} - \frac{(105 - 21)^2}{8 \pi^2}} = 28,34 \text{ mm}$$

$$a_m = a \quad p = 359,96$$

On prend :

$$a = 360mm$$

-Détermination de l'angle d'enroulement

Les équations suivantes sont utilisées pour calculer les diamètres primitifs de la roue et du pignon.

$$d_1 = \frac{p z_1}{\pi} d_2 = \frac{p z_2}{\pi}$$

$$\text{Donc: } d_1 = 84,94mm$$

$$d_2 = 424,68mm$$

Nous savons que:

$$\varnothing = 180 - 2 \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2a} \quad 120^\circ$$

$$\varnothing = 122,92$$

-Détermination des efforts appliques sur une chaîne

Cependant, il est nécessaire d'examiner la possibilité de bris la chaîne choisie.

On a :

$$F_s = \frac{F_{rupture}}{F_l + F_e}$$

F_s : Facteur de sécurité.

$F_{rupture}$: La charge minimale de rupture déterminé pour chaque chaîne.

F_l : Tension utile due a la transmission de la puissance.

F_e : Tension due à la force centrifuge.

Et que :

$$F_{rupture} = X p^2 = 86,2 (12,7)^2 = 13903,19N$$

$X = 86,2$ Pour les chaîne a rouleaux.

p : Pas primitif de la chaîne.

$$\text{et : } F_l = 1000 \frac{P}{v}$$

V : Vitesse de la chaîne, en m/s.

$$\text{Ou : } V = \frac{\pi d_l N_l}{60 \cdot 1000}$$

$$V = 6,667 \text{ m/s}$$

$$\text{Donc: } F_l = 1124,43 \text{ N}$$

$$\text{Et : } F_c = \rho_l V^2$$

$$F_c = 0,6 (6,66)^2 = 26,69 \text{ N}$$

$$\rho_l = 0,6 \text{ kg/m (Tableau.5 Annexe)}$$

ρ_l : Masse linéique.

$$\text{Donc : } F_s = 12,07$$

Enfin, pour éviter la rupture de la chaîne, il faut vérifier que les inégalités suivantes sont satisfaites :

$$F_l + F_c \frac{F_{rupture}}{F_s}$$

La chaîne est donc évidemment sûre.

III.5 Calcul des éléments du réducteur conique:

La denture choisie pour la conception du réducteur sur lesquelles tous les calculs doivent être effectués est la denture droite.

$$\text{La puissance de moteur : } P = 7,5 \text{ KW}$$

$$\text{La Vitesse d'entrée : } N_l = 1500 \text{ tr/min}$$

$$\text{La Vitesse de sortie : } N_4 = 36 \text{ tr/min } k = 8$$

La durée de fonctionnement : 3 ans

Chocs modérés travaillant : 12h/24h

Couronne en fonte grise $E = 90000 \text{ N/mm}^2$

Pignon en acier $E = 200000 \text{ N/mm}^2$

-Calcul des rapports de transmission :

Nous savons que:

$$i = \frac{N_l}{N_4} = \frac{1500}{36} = 41,66$$

$$i_1 = 5 \quad \text{On a } i = i_1 \quad i_2 \quad i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{41,66}{5} \quad i_2 = 8,33$$

Pour la chaîne $i_1 = 5$

Donc, pour les engrenages coniques $i_2 = 8,33$

-Calcul des éléments du réducteur à engrenage conique:

Rapport de transmission est:

$$i_2 = 8,33$$

-Angle de pression est:

$$\alpha = 20$$

-Module m est [2] :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 M_t}{\pi K Z_4 c}}$$

C : Coefficient de résistance de la dent est:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2,38 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 8 \cdot 100 \cdot 3}}$$

On a :

$$c = 3N/mm^2 \text{ (Tableau.6 Annexe)}$$

On propose : $Z_4 = 100 \text{ dents}$

Donc :

$$m = 10$$

-Vérification des engrenages, d'après la méthode de G. Henriot [3] :

-Calcul à la rupture des engrenages- Calcul du pignon:

Effort tangentiel admissible T_{adm} au primitif de fonctionnement sur le pignon, ou sur la roue est donne par suite:

$$T_{adm} = \sigma_{lim} b m \frac{K_v K_{bl} K_m K_A}{Y_t Y_f Y_\beta} \frac{L - b}{L}$$

Ou

σ_{lim} : contrainte limite à la rupture (sur le pignon, ou sur la roue)

b : Largeur de denture (en mm)

m : Module

K_v : Facteur de Vitesse.

K_{bl} : Facteur de durée.

K_m : Facteur de portée.

K_A : Facteur de service.

Y_t : Facteur de conduite.

Y_f : Facteur de forme.

Y_β : Facteur d'inclinaison.

$\frac{L-b}{L}$: Facteur de conicité

-Calcul à la pression superficielle:

La limite de la pression superficielle σ_{lim} est donnée par l'expression de Hertz,

$$\sigma_{lim} = 0,6 \sqrt{\frac{F}{b} \frac{p}{\alpha}}$$

$$F_t = \frac{2M_t}{d_4} = \frac{2380000}{500} = 4760 \text{ N}$$

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{4760}{\cos \alpha} = 5065,48 \text{ N}$$

F : action de contact sur la denture

$$p = \frac{1}{2} \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$$

ρ_1 et ρ_2 : les rayons de courbure en mm des flancs du profil

$$\rho_1 = \frac{Z_3 m}{2} \sin \alpha = \frac{d_3}{2} \sin \alpha = \frac{120}{2} \sin 20 = 20,52 \text{ mm}$$

$$\rho_2 = \frac{Z_4 m}{2} \sin \alpha = \frac{d_4}{2} \sin \alpha = \frac{1000}{2} \sin 20 = 171,01 \text{ mm}$$

Donc :

$$\rho = \frac{1}{2} \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{2} \frac{1}{20,52} + \frac{1}{171,01} = 0,027 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} = \frac{1}{2} \frac{1}{2 \cdot 10^5} + \frac{1}{9 \cdot 10^4} = 8,05 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2 / \text{N}$$

$$\sigma_{lim} = 0.6 \sqrt{\frac{F}{b} \frac{\rho}{\alpha}} = \sqrt{\frac{5065,48}{80} \frac{0,027}{8,05 \cdot 10^{-6}}}$$

Donc la contrainte limite à la rupture (sur le pignon, ou sur la roue) est.

$$\sigma_{lim} = 276,5 \text{ N} / \text{mm}^2$$

-Calcul du facteur de Vitesse:

La Vitesse le pignon est déterminé par l'expression suivante .

$$V_t = \omega_3 R_3 = \frac{\pi N_3}{30} R_3 = \frac{3,14 \cdot 300}{30} \cdot 0,06 = 1.884 \text{ m/s}$$

le facteur de Vitesse est donne par suite

$$K_r = \frac{A}{(A + \sqrt{V_1})} = \frac{6}{(6 + \sqrt{1,884})}$$

En conséquence le facteur de Vitesse est.

$$K_r = 0,81$$

Avec A = 6 (Tableau.7 Annexe)

-Facteur de durée

le facteur de durée est déterminé par l'expression suivante .

$$K_{bl1} = \frac{10^{\frac{1}{710}}}{N_{cl}}$$

Avec

$$N_{cl} = N_3 \cdot 12 \cdot 60 \cdot 365,25 = 300 \cdot 12 \cdot 60 \cdot 365,25 = 78894 \cdot 10^3 \text{ cycle}$$

Donc le facteur de durée est:

$$K_{bl_1} = \frac{10^7 \frac{1}{10}}{78894 \cdot 10^3}$$

$$K_{bl_1} = 0,81$$

-Facteur de portée:

A partir le (Tableau.8 Annexe) le facteur de portée prend $K = 0,9$

-Facteur de serIVce:

A partir le (Tableau.9 Annexe) le facteur de serIVce prend $K_A = 0,57$

-Facteur de conduite :

Le facteur de conduite est déterminé par l'expression suivante :

$$Y_t = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0,57$$

Avec $\varepsilon_\alpha = 1,57$ [Pour $\alpha = 20$; $\beta = 0$] (Figure.2 Annexe)

-Facteur de forme :

le facteur de forme est déterminé par l'expression suivante:

$$Y_f = 3,5$$

[Pour $Z = 12dents$; $x = 0$] par extrapolation (Figure.3 Annexe) :

-Facteur d'inclinaison :

Le facteur d'inclinaison est déterminé par l'expression suivante :

$$Y_\beta = 1$$

Avec : l'engrenage conique $\beta = 0$

$$\beta \geq 30 ; Y_\beta = \frac{25}{9} \cdot 10^{-4} \beta (\beta - 60) + 1$$

-Facteur de conicité :

Le facteur de conicité est déterminé par l'expression suivante :

$$T_{adm} = \sigma_{lim} \cdot b \cdot m \cdot \frac{K_v \cdot K_{bl_2} \cdot K_m \cdot K_A}{Y_t \cdot Y_f \cdot Y_\beta} \cdot \frac{L - b}{L}$$

Avec :

$$\frac{L-b}{L} = \frac{503,58-80}{503,58} = 0,84$$

Donc le facteur de conicité est:

$$T_{adm} = 276,5 \cdot 80 \cdot 10 \cdot \frac{0,81 \cdot 0,81 \cdot 0,9 \cdot 0,57}{0,57 \cdot 3,5 \cdot 1} (0,84)$$

$$T_{adm} = 31347,93 \text{ N}$$

- Calcul de la couronne:

L'effort tangentiel admissible au primitif de fonctionnement sur le pignon, ou sur la roue est donné par suite:

$$T_{adm} = \sigma_{lim} \cdot b \cdot m \cdot \frac{K_v \cdot K_{bl_2} \cdot K_m \cdot K_A}{Y_t \cdot Y_f \cdot Y_\beta} \cdot \frac{L-b}{L}$$

Avec le facteur de durée est déterminé par suite :

$$K_{bl_2} = \frac{10^7}{N_{cl}} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{1}{10} = \frac{10^7}{78894 \cdot 10^3} \cdot \frac{100}{12} \cdot \frac{1}{10} = 1$$

Et le Facteur de forme est déterminé par suite:

[Pour $Z = 100 \text{ dents}$; $x = 0$] (Figure.3 Annexe)

$$Y_f = 2,2$$

Pour les autres facteurs, ils sont identiques aux valeurs calculées précédemment pour le pignon.

En conséquence l'effort tangentiel admissible au primitif:

$$T_{adm} = 276,5 \cdot 80 \cdot 10 \cdot \frac{0,81 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 0,57}{0,57 \cdot 2,2 \cdot 1} (0,84)$$

$$T_{adm} = 61570,01 \text{ N}$$

-Calcul à la pression superficielle:

- Calcul du pignon:

l'effort tangentiel admissible au primitif de fonctionnement sur le pignon, ou sur la roue est donnée par suite:

$$T_{adm} = \sigma_H^2 b d_3 \frac{C_r K_v K_{hl} K_m K_A}{Z_E^2 Z_\beta^2 Z_c^2 \gamma} \frac{L-b}{L}$$

avec

σ_H : Valeur limite de base de la pression de Hertz.

d_3 : Diamètre du pignon.

C_r : Facteur de rapport.

K_{hl} : Facteur de durée

Z_E : Facteur matériau.

Z_β : Facteur de longueur de contact.

Z_c : Facteur géométrique.

γ : Facteur de capacité de charge.

-Valeur limite de base de la pression de Hertz:

La valeur limite de base de la pression est donnée par suite:

$$\sigma_H = 0,59 \sqrt{F_{HM} \frac{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}} = 0,59 \sqrt{36,18 \frac{\frac{1}{20,52} + \frac{1}{171,01}}{\frac{1}{2 \cdot 10^5} + \frac{1}{9 \cdot 10^4}}}$$

En conséquence la valeur limite de base de la pression:

$$\sigma = 206,55 \text{ N/mm}^2$$

L'effort normal unitaire est donnée par suite:

$$F_{HM} = \frac{F_L}{b \varepsilon_\alpha \cos \alpha} = \frac{4760}{80 \cdot 1,75 \cdot \cos 20} = 36,18 \text{ N/mm}$$

Et le facteur de rapport donné par suite:

$$C_r = \frac{Z_4}{Z_4 + Z_3} = \frac{100}{100 + 12}$$

$$C_r = 0,89$$

Et le facteur de durée est donnée par suite:

$$K_{id_1} = \frac{10^7 \frac{1}{6}}{N_{cl}} = \frac{10^7 \frac{1}{6}}{78894 \cdot 10^3}$$

$$K_{id_1} = 0,7$$

Et le facteur matériau est donné par suite

$$Z_E = \sqrt{\frac{0,7 E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}} = \frac{0,7 \cdot 200 \cdot 10^4 \cdot 90 \cdot 10^4}{(200 \cdot 10^4 + 90 \cdot 10^4)}$$

$$Z_E = 65,915 \text{ N/mm}^2$$

Et le facteur de longueur de contact est donné par suite pour la denture droite:

$$Z_\beta^2 = \frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} = \frac{4 - 1,75}{3}$$

$$Z_\beta^2 = 0,75$$

Et le Facteur géométrique est donnée par suite :

$$Z_c^2 = \frac{\cos \beta}{\cos \alpha \sin \alpha} = \frac{1}{\cos 20 \sin 20} = \frac{1}{0,939 \cdot 0,342}$$

$$Z_c^2 = 3,11$$

Et le facteur de capacité de charge est donne par suite :

$$T_{adm} = (206,55)^2 \cdot 80 \cdot 120 \cdot \frac{0,89 \cdot 0,81 \cdot 0,7 \cdot 0,9 \cdot 0,57}{4302,17 \cdot 0,73 \cdot 3,11 \cdot 1}$$

$$T_{adm} = 9118,43 \text{ N}$$

Avec :

$$N_3 = 300 \text{ tr/min}$$

$$N_3 = 200 \text{ tr/min} \quad \gamma = 1$$

- Calcul de la couronne:

L'effort tangentiel admissible au primitif de fonctionnement sur la roue :

$$T_{adm} = \sigma_H^2 \cdot b \cdot d_4 \cdot \frac{C_r \cdot K_v \cdot K_{bl_1} \cdot K_m \cdot K_A \cdot L - b}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_c^2 \cdot \gamma} \cdot \frac{L - b}{L}$$

Le facteur de durée est donné par suite :

$$K_{bl_2} = \frac{10^7}{N_{cl}} \cdot \frac{Z_4^{\frac{1}{6}}}{Z_3} = \frac{10^7}{78894 \cdot 10^3} \cdot \frac{100^{\frac{1}{6}}}{12}$$

$$K_{bl_2} = 1,009$$

Pour les autres facteurs, ils sont identiques aux valeurs calculées précédemment pour le pignon est donnée par suite:

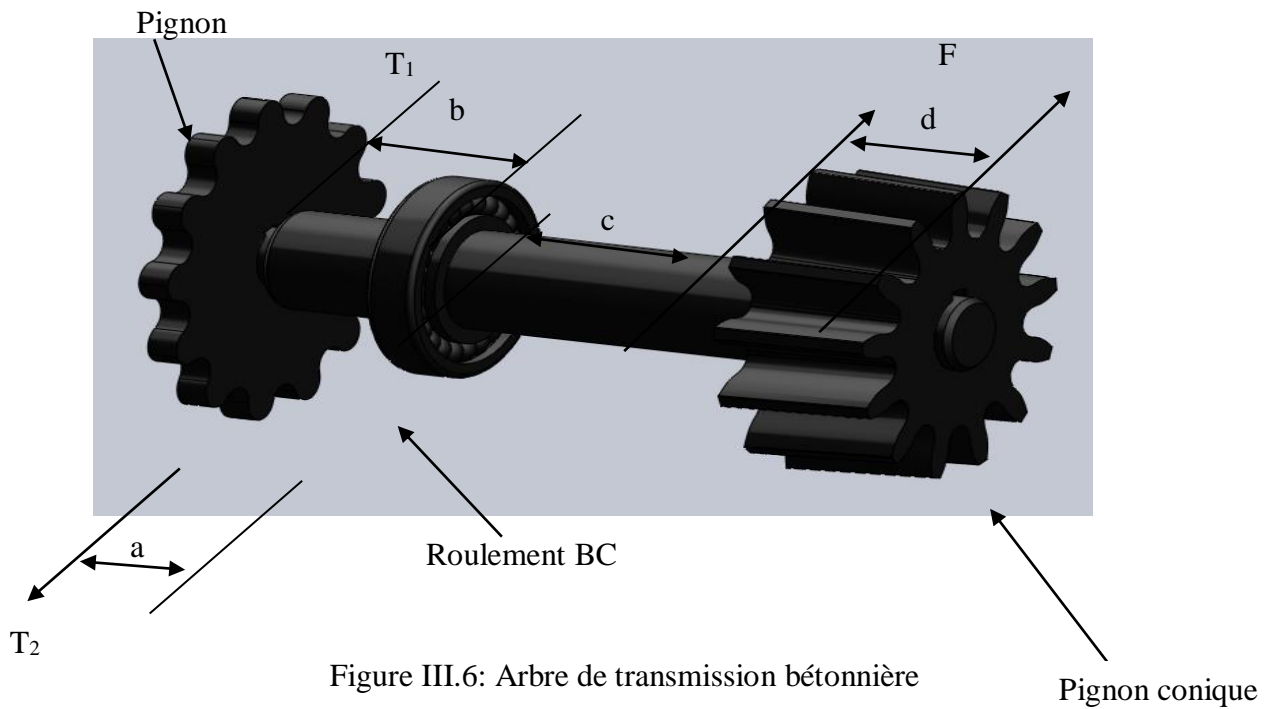
$$T_{adm} = (206,55)^2 \cdot 80 \cdot 1000 \cdot \frac{0,89 \cdot 0,81 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 0,57}{4302,17 \cdot 0,73 \cdot 3,11 \cdot 1} \cdot (0,84)$$

En conséquence l'effort tangentiel admissible:

$$T_{adm} = 108552,8539 \text{ N}$$

III.6 Calcul et dimensionnement de l'arbre:

La figure suivante représente l'arbre de transmission bétonnière avec un pignon conique hélicoïdal qui permet de transmettre le mouvement entre un moteur électrique et le cuve de la bétonnière. Pendant que ce système fonctionne l'arbre de transmission soumis à des efforts importantes. Les roulements jouent un rôle primordial sur le plan de la tenue de route.



On a les données suivantes;

$$a = 0,05m ; b = 0,05m ; c = 0,3m ; d = 0,05m$$

$$T_2 = 5000N ; T_1 = 1124,5N ; F = 5065,48N$$

$$\alpha_1=32 \text{ et } \alpha_2=30 , \alpha_3=70$$

-Au plan vertical :

$$T_{2v} = 4931,42 N ; T_{1v} = 973,84 N ; T_r = 1720,16 N$$

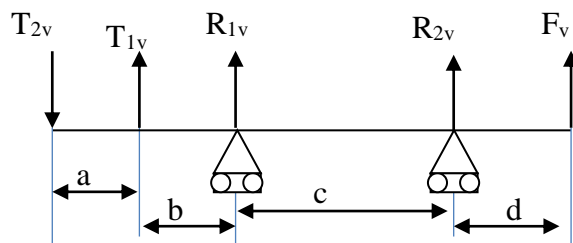


Figure. III.7: Forces sur le plan vertical

-Calcul des réactions :

$$F_i = 0$$

$$-T_{2v} + T_{1v} + R_{AV} + R_{BV} + F_t = 0$$

$$M_{I_A} = 0$$

$$-T_{2v}(a + b) + T_{1v} b + R_B c - T_r(c + d) = 0$$

$$R_{av} = \frac{-T_{2v}(a + b) + T_{1v} b - F_t(c + d)}{c} \quad R_{av} = -3488,34N$$

$$R_{AV} = T_{2v} - T_{1v} - R_{BV} - F_t \quad R_{AV} = 5725,76N$$

-Calcul des moments:

Pour : x 0: 0,05

$$M(x) = -T_{2v} x$$

$$x = 0 \quad M_f = 0$$

$$x = 0,05 \quad M_f = -246,57 \text{ N m}$$

Pour : x 0,05 :0,1

$$M(x) = -T_{2v} x + T_{1v}(x - a)$$

$$x = 0,05 \quad M_f = -246,57 \text{ N m}$$

$$x = 0,1 \quad M_f = -444,45 \text{ N m}$$

Pour : x 0,1 :0,4

$$M(x) = -T_{2v} x + T_{1v}(x - a) + R_{AV}(x - (a + b))$$

$$x = 0,1 \quad M_f = -444,45 \text{ N m}$$

$$x = 0,4 \quad M_f = 86,00 \text{ N m}$$

Pour : x 0,4 :0,45

$$M(x) = -T_{2v} x + T_{1v}(x - a) + R_A(x - (a + b)) + R_B(x - (a + b + c))$$

$$x = 0,4 \quad M_f = 86,0 \text{ N m}$$

$$x = 0,45 \quad M_f = 0$$

-Au plan horizontal :

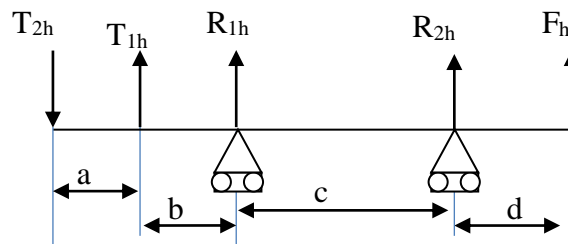


Figure III.8: forces sur le plan horizontal

$$T_{2H} = 825,23 ; T_{1H} = 562,25 N ; F_t = 4760 N$$

-Calcul des réactions :

$$F_i = 0$$

$$-T_{2H} + T_{1H} + R_{AH} + R_{BH} + F_t = 0$$

$$M_{iA} = 0$$

$$-T_{2H}(a + b) + T_{1H} \cdot b - R_{BH} \cdot c - F_t(c + d) = 0$$

$$R_{BH} = \frac{-T_{2H}(a + b) + T_{1H} \cdot b - F_t}{c}$$

$$R_{BH} = -5734,70 N$$

$$R_{AH} = T_{2H} - T_{1H} - R_{BH} - F_t$$

$$R_{AH} = 1237,68 N$$

-Calcul des moments :

Pour : $x \in]0; 0,05[$

$$M(x) = -T_{2H} \cdot x$$

$$\begin{aligned} x = 0 & \quad M_f = 0 \\ x = 0,05 & \quad M_f = -41,26 \text{ N m} \end{aligned}$$

Pour : x 0,05:0,1

$$M(x) = -T_{2H} x + T_{1H}(x - a)$$

$$\begin{aligned} x = 0,05 & \quad M_f = -41,26 \text{ N m} \\ x = 0,1 & \quad M_f = -51,41 \text{ N m} \end{aligned}$$

Pour : x 0,1:0,4

$$M(x) = -T_{2H} x + T_{1H}(x - a) + R_{AH}(x - (a + b))$$

$$\begin{aligned} x = 0,1 & \quad M_f = -51,41 \text{ N m} \\ x = 0,4 & \quad M_f = 237,99 \text{ N m} \end{aligned}$$

Pour : x 0,4:0,45

$$M(x) = -T_{2H} x + T_{1H}(x - a) + R_{AH}((x - (a + b))) + R_{BH}(x - (a + b + c))$$

$$\begin{aligned} x = 0,4 & \quad M_f = 237,99 \text{ N m} \\ x = 0,45 & \quad M_f = 0 \end{aligned}$$

-Calcul du moment de flexion maximal [5] :

D'après des calculs précédents on peut calculer le moment de flexion maximal:

$$M_{fmax} = \sqrt{(M_{fHmax})^2 + (M_{fvmax})^2} = \sqrt{(237,99)^2 + (-444,45)^2}$$

$$M_{fmax} = 504,157 \text{ N m}$$

-Calcul du moment de torsion [5] :

Pour : x 0 :0,05

$$M_t = T_{2H} \frac{d_2}{2} = 825,23 \frac{96 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_t = 39,61 \text{ N m}$$

Pour : x 0,05 :0,1

$$M_t = T_{2H} \frac{d_2}{2} + T_{1H} \frac{d_1}{2} = 825,23 \frac{96 \cdot 10^{-3}}{2} + 5611,49 \frac{425 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_t = 159,10 \text{ N m}$$

-Calcul du moment idéal [5] :

D'après des calculs précédents on peut calculer le moment idéal.

On a l'expression du moment idéal :

$$M_{id} = \frac{1}{2} M_{fmax} + \frac{1}{2} \sqrt{(M_{fmax})^2 + (M_{tmax})^2}$$

Donc :

$$M_{id} = \frac{1}{2} 504,15 + \frac{1}{2} \sqrt{(504,15)^2 + (159,10)^2}$$

$$M_{id} = 516,41 \text{ N m}$$

- Choix du diamètre de l'arbre :

Nous choisissons comme matériau de l'arbre: l'acier CC45 (Tableau.10 Annexe)

Donc :

$$Re = 68,5 \text{ daN/mm}^2$$

Et on prend comme coefficient de sécurité $s = 2$

$$Rp = \frac{Re}{s} = 34,25 \text{ daN/mm}^2$$

On a: $\frac{\pi d^3}{32} \frac{M_{id}}{Rp}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 516,41 \cdot 10^3}{\pi \cdot 34,25}}$$

On prend $d = 40 \text{ mm}$

$$d = 24,86 \text{ mm}$$

III.7 Choix et calcul de vérification des Clavettes [6] :

Les clavettes ont notamment été longuement utilisées pour assembler des arbres avec les moyeux des roues dentées des poulies

Les dimensions principales des clavetages son normalisées.

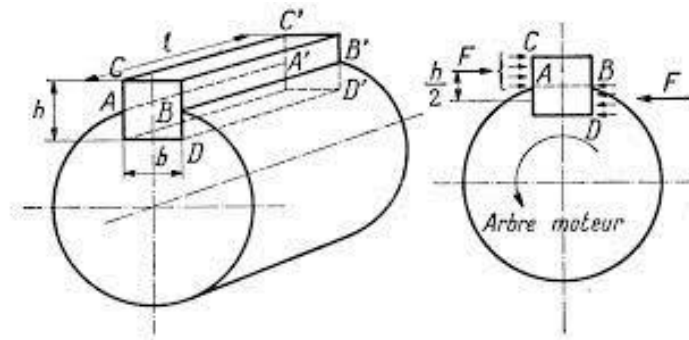


Figure III.9: Dimension principales de la clavette

- Vérification de la clavette:

D'après le Tab.11 on choisit :

$$a = 12mm ; b = 8mm ; l = 30mm$$

$$T_{t1} = 825,23 N$$

-Vérification a la compression:

La compression est donne par suite $\sigma = \frac{T_{t1}}{b l} = \frac{825,23}{8 \cdot 30}$

$$\text{Donc : } \sigma = 3,43 N/mm^2$$

-Vérification au cisaillement:

Le cisaillement est donne par suite :

$$\tau = \frac{T_{t1}}{a l} = \frac{825,23}{12 \cdot 30}$$

$$\tau = 2,29 N/mm^2$$

La clavette vérifie les deux conditions.

III.8 Calcul des roulements [7] :

La figure suivante représente l'arbre de transmission bétonnière qui permet de transmettre le mouvement entre un moteur électrique et le cuve de la bétonnière. Les roulements jouent un rôle primordial sur le plan de la tenue de route.

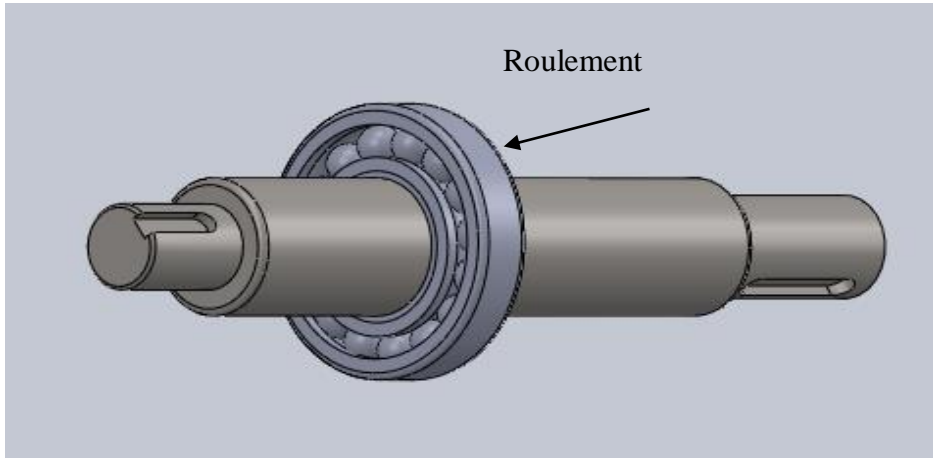


Figure III.10: Roulements de l'arbre

- Cas isostatique:

-Calcul des réactions :

$$R_{AV} = 5725,76 \text{ N}$$

Palier A

$$R_{AH} = 1237,68 \text{ N} \quad R_A = 585,80 \text{ daN}$$

$$R_{BV} = -3488,34 \text{ N}$$

Palier B

$$R_{BH} = -5734,70 \text{ N} \quad R_B = 671,23 \text{ daN}$$

-Durée de fonctionnement en heures :

$$L_H = 3 \cdot 365,25 \cdot 12 = 13149 \text{ heures}$$

On sait que la capacité est donnée par :

$$c = p \frac{L_H N 60^{1/\alpha}}{10^6}$$

$\alpha = 3$ Pour les roulements à billes.

$\alpha = \frac{10}{3}$ Pour les roulements à rouleaux.

Pour un roulement soumis à une charge quelconque P est donnée par la relation suivante :

$$P = V x F_r + y F_A$$

$V = 1$ Pour bague intérieur tournante par rapport à la bague extérieure.

- Palier A

Pour un force axiale seul : $F_A = 0$ $p = Fr$

D'après [7] $x = 1$ et $y = 0$

Donc : $p = 1 \cdot 1 \cdot 671,23 = 671,23 \text{ daN}$

$$c = 585,80 \frac{13149 \cdot 300 \cdot 60^{\frac{1}{3}}}{10^3}$$

$$c = 3623,57 \text{ daN}$$

- Palier B

$$\frac{F_A}{F_r} = \frac{F_A}{R_\beta} = \frac{206,33}{671,23} = 0,03$$

Cette valeur étant inférieure à $e = 0,41$, la charge axiale peut être négligée.

D'après [7] $x = 1$ et $y = 0$

Donc : $p = 1 \cdot 1 \cdot 671,23 = 671,23 \text{ daN}$

$$\text{Et } c = 671,23 \frac{13149 \cdot 300 \cdot 60^{\frac{3}{10}}}{10^6}$$

$$c = 3460,35 \text{ daN}$$

- Choix des roulements :

D'après les abaques donnant les caractéristiques des roulements à moyen diamètre on choisit : roulement a bille pour le palier A (BC), et roulement a rouleaux (KB) pour le palier B

L _H	Palier	C° daN	C daN	Dimensions			Désignation	N _{max} Tr/min
				D	B	r		
13149 heures	A	3650	4900	110	27	3	40 BC 04	6000
	B	11600	14300	80	19,75	2	40 KB 02	4000

Tableau III .8 : Caractéristiques des roulements.

III.9 Calcul du diamètre de l'arbre encastré et les roulements:

Les roulements jouent un rôle primordial sur le plan de la tenue de route.

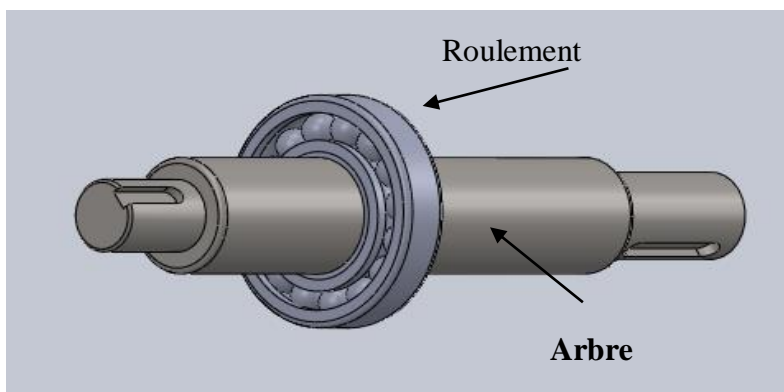


Figure III.11 : Arbre encastré et les roulements

-Données:

La longueur de l'arbre encastré est 390 mm

La flèche déterminée est de 2 mm / mètre de longueur

La flèche déterminée est $f = 0,78mm$

- Calcul du diamètre de l'arbre encastré:

On sait que la flèche est donnée par :

$$f = \frac{p l^3}{8 E I_{\alpha\beta}} 0,78$$

$$\text{Avec: } I_{\alpha\beta} = \frac{\pi d^2}{64}$$

$$f = \frac{64 p l^3}{8 E \pi d^4} 0,78$$

On sait que le diamètre de l'arbre encastré est donné par :

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 P l^3}{8 E \pi 0,78}}$$

Donc ,le diamètre de l'arbre encastré est;

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 12072,1 \cdot 390^3}{8 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 0,78}}$$

$$d = 58,47mm$$

On prend: $d = 65 mm$

III.10 Calcul et dimensionnement des éléments du réducteur manuel:

Habituellement, nous donnons les paramètres de départ suivants :

La Vitesse d'entrée (Volant) : $N_1 = 24tr/min$

La Vitesse de sortie (Cuve) : $N_2 = 2tr /min$ par nécessité de fonctionnement $K = 10$

- Calcul de denture :

La denture choisie pour la conception de réducteur est sur laquelle va se faire la suite des calculs est la denture droite.

- Les rapports de transmission i

Le rapport Total i :

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

Donc: $i = \frac{24}{2} = 12$

On a $i_1 = 3$ $i = i_1 i_2$ $i_2 = \frac{i}{i_1}$ $i_2 = \frac{12}{3}$ $i_2 = 4$

Pour le premier étage $i_1 = 3$

Pour le deuxième étage $i_2 = 4$

- Recherche et calcul des paramètres du premier étage:

Rapport de transmission :

$$i_1 = 3$$

Avec l'angle de pression $\alpha = 20$ et Le module du premier étage $m = 4$,

Le pas :

$$P = m \pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56 \text{ mm}$$

Le Nombre de dent de Roue Z_2

On a $Z_1 = 16 \text{ dents}$

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \quad Z_2 = i_1 Z_1 = 3 \cdot 16 = 48$$

Le nombre de dent de la roue $Z_2 = 48 \text{ dents}$

Le diamètre primitif

On a $d = m Z$

Donc

$$d_1 = m Z_1 = 4 \cdot 16 = 64 \text{ mm}$$

$$d_2 = m Z_2 = 4 \cdot 48 = 192 \text{ mm}$$

Le diamètre de tête d_a

On a $d_a = d + 2 m$

Donc

$$d_{a1} = d_1 + 2 m = 64 + 8 = 72 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m = 192 + 8 = 200 \text{ mm}$$

Le diamètre de pied

$$\text{On a } d_f = d - 2,5m$$

Donc

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m = 64 - 10 = 54mm$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m = 192 - 10 = 182mm$$

La saillie

$$\text{On a } h_a = m = 4 \quad h_a = 4mm$$

Le creux

On a

$$h_f = 1,25 m = 1,25 \cdot 4 = 5mm$$

$$\text{Donc } h_f = 5mm$$

Le Hauteur de la dent

$$\text{On a } h = h_a + h_f = 4 + 5 = 9mm$$

Donc

$$h = 9mm$$

- L'entraxe

$$\text{On a } a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{64 + 192}{2} = 128mm \quad \text{Donc } a = 128mm$$

- Recherche et calcul des paramètres du deuxième étage

Le rapport de transmission $i_2 = 4$,l'angle de pression $\alpha = 20$,Le module du premier étage $m = 4$

Le pas

$$\text{On a } p = m \pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56mm$$

$$\text{Donc } p = 12,56mm$$

Le nombre de dent de Roue

$$\text{On a } Z_3 = 29dents$$

$$i_2 = \frac{Z_4}{Z_3} \quad Z_4 = i_2 Z_3 = 4 \cdot 29 = 116$$

Donc le nombre de dent de la roue $Z_4 = 116dents$

Le diamètre primitif

On a $d = m Z$

Donc $d_3 = m Z_3 = 4 \cdot 29 = 116mm$

$d_4 = m Z_4 = 4 \cdot 116 = 464mm$

Le diamètre de tête

On a

$d_a = d + 2 m \quad d_{a3} = d_3 + 2 m \quad d_{a3} = 116 + 8 = 124mm$

Donc $d_{a4} = d_4 + 2 m \quad d_{a4} = 464 + 8 = 472mm$

Le diamètre de pied

On a

$d_f = d - 2,5 m$

Donc $d_f = d - 2,5 m = 116 - 10 = 106mm$

$d_{f4} = d_4 - 2,5 m = 464 - 10 = 454mm$

La saillie

$h_a = m = 4 \quad h_a = 4$

Le creux

On $h_f = 1,25 m = 1,25 \cdot 4 = 5mm \quad h_f = 5mm$

Hauteur de la dent

$h = h_a + h_f = 4 + 5 = 9mm \quad h = 9mm$

Entraxe

$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{116 + 464}{2} = 290mm \quad a = 290mm$

III.10 Conclusion:

Dans ce chapitre on a représenté les dimensions des composantes d'une bétonnière hydraulique B422H. Ces dimensions sont représentés par des calculs des éléments nécessaires et des vérifications des éléments hydrauliques telle que le vérin et la pompe et dans la deuxième partie on a représenté les dimensions de l'arbre, les calculs des éléments du réducteur conique, les calculs des roulements....cte.

Chapitre IV

Conception et la simulation de la bétonnière hydraulique

IV.1 Introduction :

Ce chapitre est divisé en trois parties, la première partie concerne la présentation des conceptions de la bétonnière hydraulique en tenant en compte tous calculs qui a été déterminé dans le chapitre précédent. Dans cette partie, Chaque partie de la bétonnière hydraulique B422H sera construite indépendamment à l'aide de SolidWorks. L'assemblage des parties aura fait en utilisant 'SolidworksAssembly'. Dans la deuxième partie de ce chapitre, la simulation de la cuve de la bétonnière représente pour cela la simulation du moteur, le logiciel Matlab sera utiliser à partie de l'outil Simulink et La simulation de la partie mécanique -l arbre1 avec la clavette1, la chaîne de distribution l'arbre 2 -clavette2 avec le roulement et l'engrenage -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée dans le logiciel MATLAB est faite à l'aide de SimMechanics. La combinaison entre ces modèle sera présenter afin simuler la transformer l'énergie électrique du moteur en énergie mécanique pour mortiser le système -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée. Cela conduit au contrôle la cuve de la bétonnière. Dans la dernière partie de ce chapitre, la simulation du benne de la bétonnière représenté pour cela la simulation de la pompe hydraulique va réaliser à l'aide de l'outil Simscape multibody physical puis la simulation de la benne avec le vérin dans le logiciel MATLAB aura fait à l'aide de SimMechanics. La combinaison entre ces modèle afin simuler le actionneur en boucle fermée qui se compose d'un distributeur proportionnel à 4 voies entraînant un vérin hydraulique à double effet.

IV.2 Conception 3D :

Le logiciel SolidWorks est un logiciel de conception mécanique 3D, il'offre des fonctionnalistes très avancées dans le domaine de la modélisation des pièces, la définition des formes complexes, la création et la gestion du gros assemblage et la mise en plan.

Chaque partie de la bétonnière hydraulique B422H a été construite indépendamment à l'aide de SolidWorks. Le modèle comprend les parties représentées dans les paragraphes suivantes en tenant en compte tous calculs qui a été déterminé dans le chapitre précédent.

IV.2.1 Conception du châssis :

Le châssis et la fixation de la bétonnière hydraulique B422H sont obtenu par assemblage soudé de plusieurs poutres en U (UPN 100 x 50 et UPN 80 x 45).

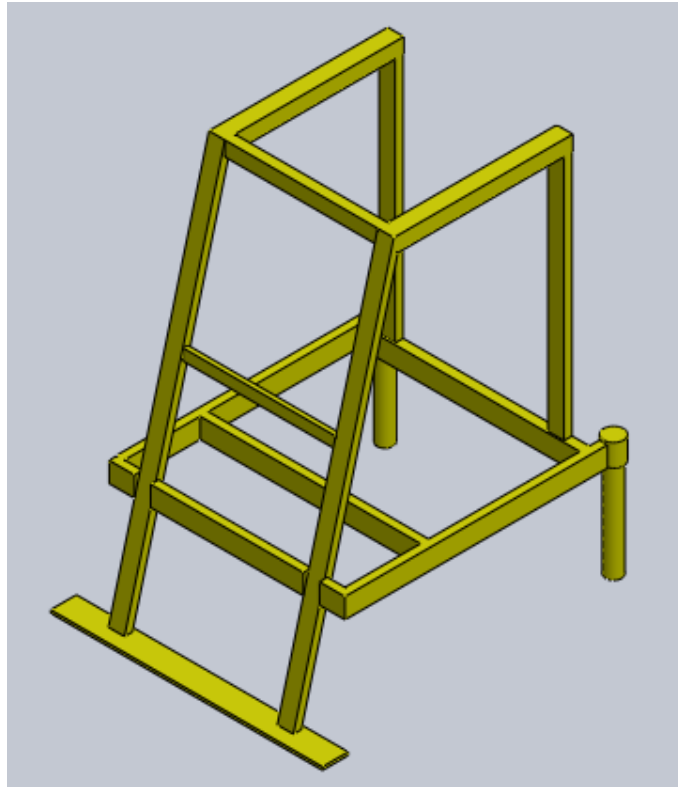


Figure IV.1: Châssis de la bétonnière hydraulique.

Ce châssis se compose 3 éléments principaux : Le support de bas, deux supports (gauche et droite) et l'ensemble supportant le vérin de la benne.

Le support de bas se comporte 4 poutres UPN 100 x 50 assemblé entre elles sans soudures.

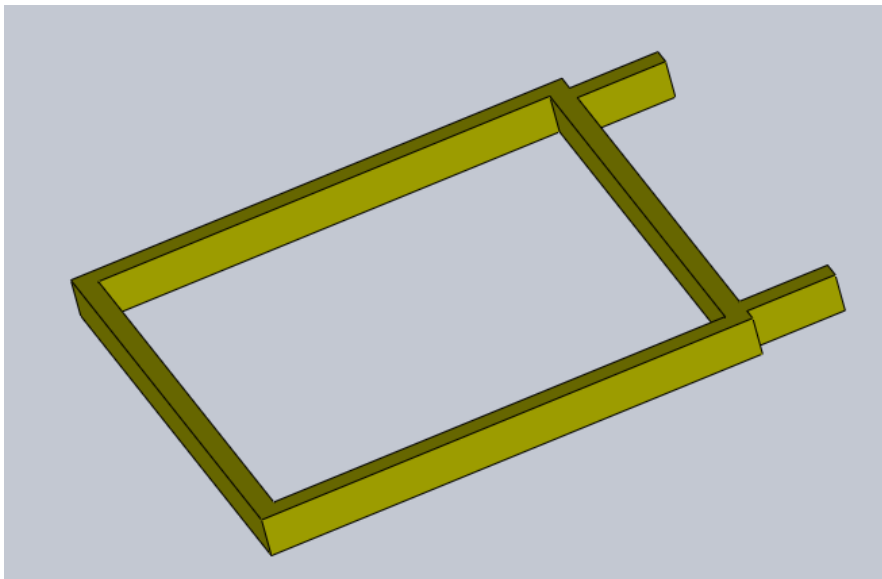


Figure IV.2: Support de bas de la bétonnière hydraulique

Les supports de gauche et droite se composent d'UPN 80 x 45.

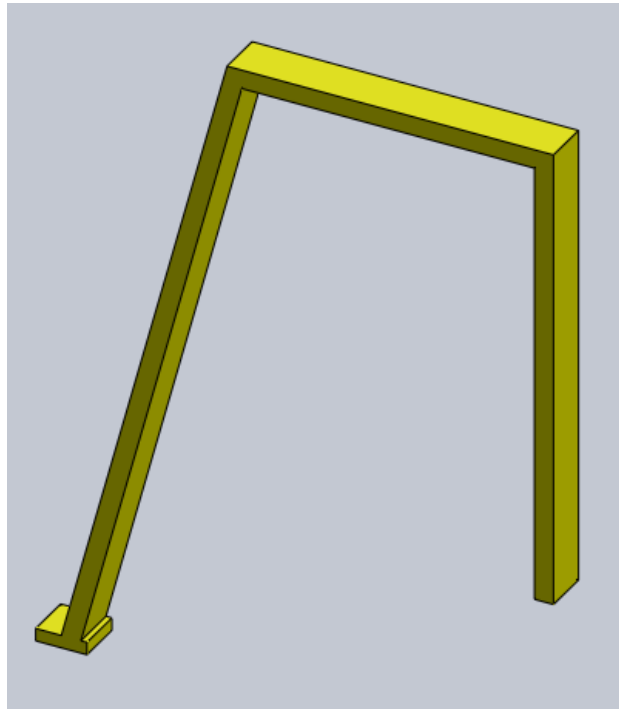


Figure IV.3: Supports de gauche et droite de la bétonnière hydraulique

L'ensemble supportant le vérin qui se compose d'éléments soudés.

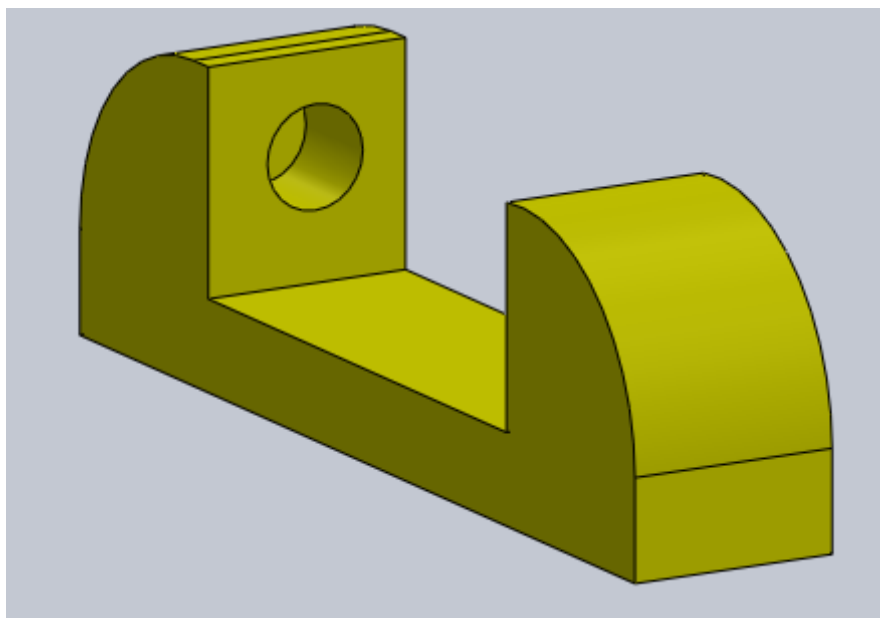


Figure IV.4: Support du vérin

IV.2.2 Conception de La cuve :

La cuve se compose des éléments suivants:

la base de la cuve et le cylindre sont en tôle de 5mm d'épaisseur, assemblées par soudage.

La couronne est fixée par vis sur la partie cylindrique.

La base de la cuve est réalisée par moulage au sable.

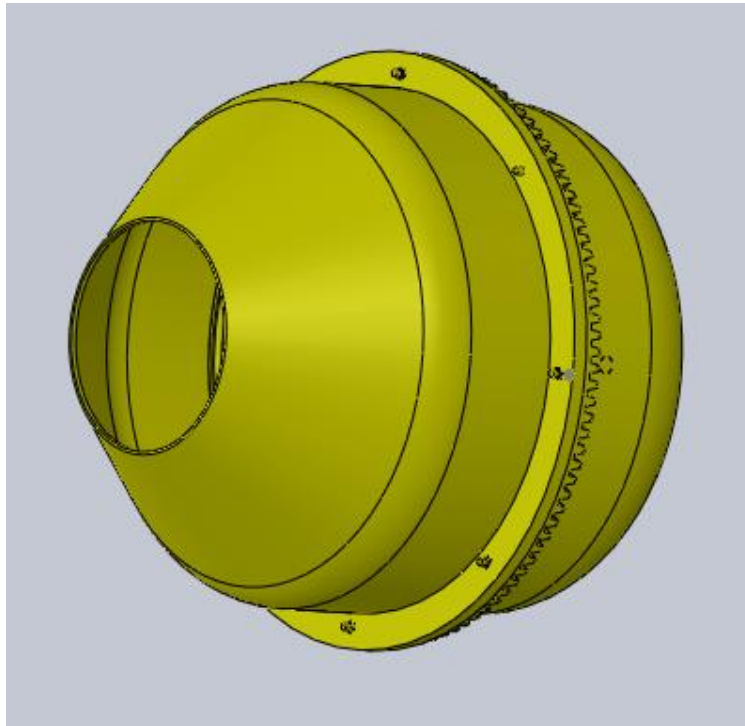


Figure IV.5: Cuve de la bétonnière hydraulique.

IV.2.3 Conception de la benne :

La conception de la benne est faite en utilisant le logiciel SolidWorks. La figure ci-dessous est une vue perspective de cette benne.

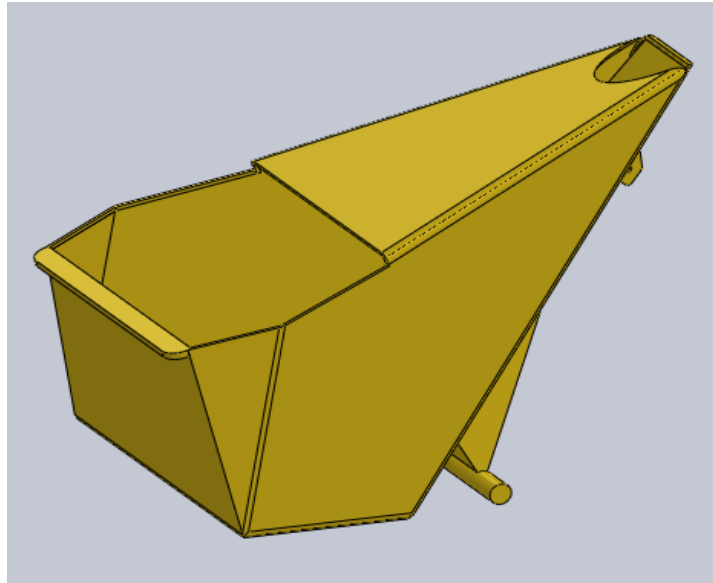


Figure IV.6: Benne de la bétonnière hydraulique.

IV.2.4 Conception du vérin :

Un vérin hydraulique est un actionneur linéaire dans lequel l'énergie de l'huile comprimé est transformée en travail mécanique. Un piston muni d'une tige se déplace librement à l'intérieur d'un tube. Pour faire sortir la tige, on applique une pression sur la face avant du piston, et sur la face arrière pour faire rentrer la tige. La figure ci-dessous est une vue perspective de cette benne.

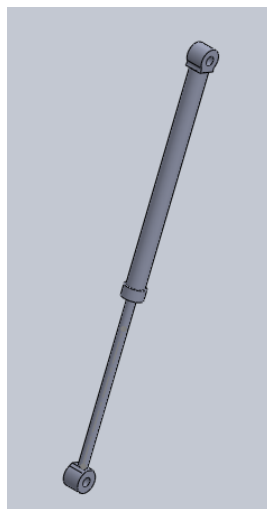


Figure IV.7: Vérin hydraulique.

IV.2.5 Conception du moteur de la bétonnière :

Le moteur utilisé est un moteur électrique, il développe une puissance de 7,5Kw, et un nombre de tours de 1500rpm. ce dispositif électromécanique fondé sur l'électromagnétisme permettant la conversion d'énergie électrique en énergie mécanique .L'assemblage des parties de ce moteur est fait en utilisant 'SolidworksAssembly'.

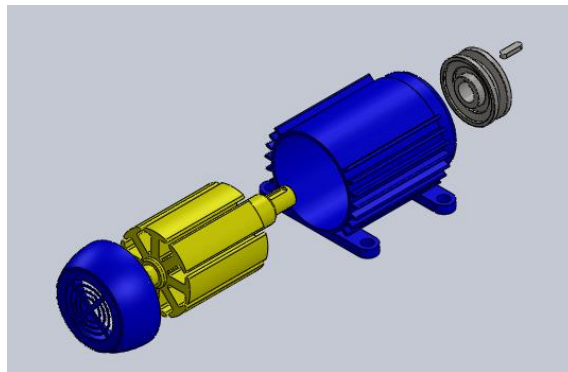


Figure IV.8: Moteur électrique de la bétonnière hydraulique

IV.2.6 Conception de la chaîne de distribution :

La chaîne de distribution sert de liaison entre le moteur électrique et l'arbre de transmission. Constituée de maillons métalliques et une roue et pignon. Cette chaîne est utilisée en transmission de puissance. L'assemblage des parties de ce moteur est fait en utilisant 'SolidworksAssembly'.

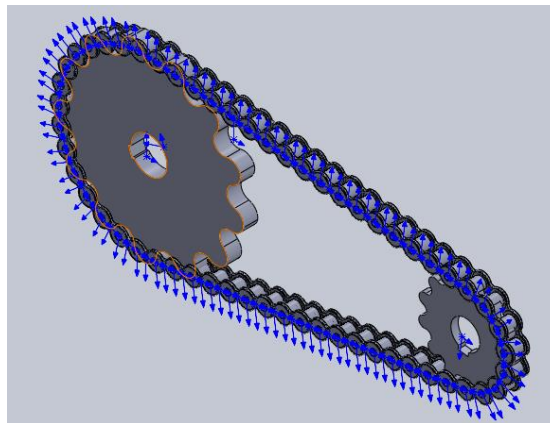


Figure IV.9 : Chaîne de distribution

IV.2.7 Conception de la pompe hydraulique :

La pompe hydraulique prend l'huile hydraulique d'un réservoir de stockage et la pousse dans un circuit hydraulique sous forme de débit. Une dépression est créée du côté de l'aspiration de la pompe hydraulique puis la pression atmosphérique élevée ou la pression du réservoir pousse l'huile à travers l'orifice d'aspiration et à l'intérieur de la chambre d'aspiration de la pompe. Les engrenages de la pompe à engrenage par exemple transportent ensuite l'huile vers la chambre de refoulement de la pompe hydraulique. L'assemblage des parties de cette pompe est fait en utilisant 'SolidworksAssembly'.

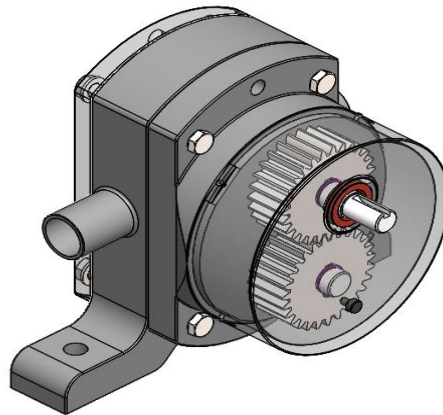


Figure IV.10 : pompe hydraulique

La figure ci-dessous est une vue coupée de cette pompe.

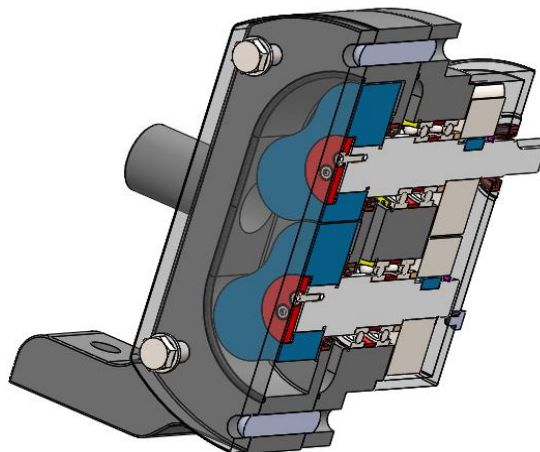


Figure IV.11 : Pompe hydraulique

IV.2.8 Conception du pignon hélicoïdal :

Le pignon hélicoïdal est un élément de l'engrenage qui représente le système mécanique composé de la couronne engrenée qui est fixée par vis sur la partie cylindrique servant : pour la transmission du mouvement de rotation entre elles. La figure ci-dessous est une vue perspective de ce pignon.

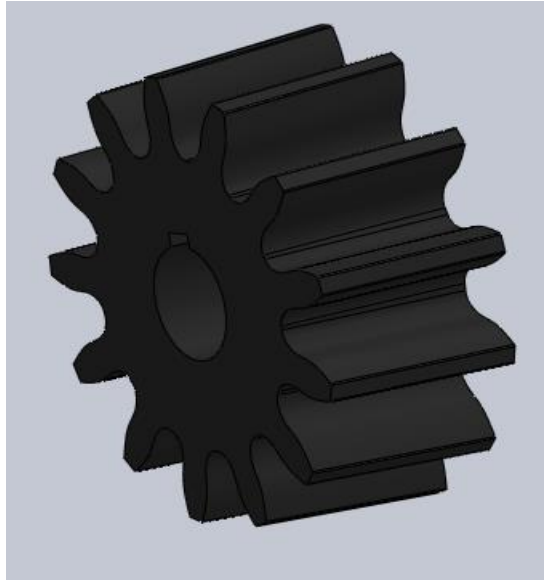


Figure IV.12 : Pignon hélicoïdal

IV.2.9 Conception d'arbre :

L'arbre de transmission est un composant de la bétonnière servant à transmettre la puissance mécanique générée par le mouvement de rotation du moteur jusqu'au pignon hélicoïdal. La figure ci-dessous est une vue perspective de ce arbre.

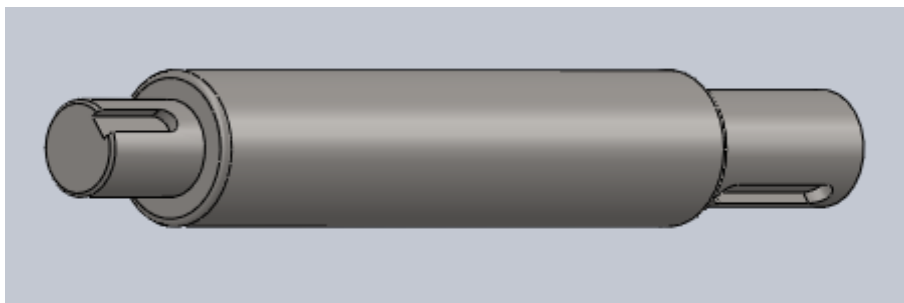


Figure IV.13 : Arbre de transmission

IV.2.10 Conception de la clavette:

Pour l'assemblage des arbres avec les moyeux des roues dentées, on utilise généralement des clavettes. La figure ci-dessous est une vue perspective de cette clavette.

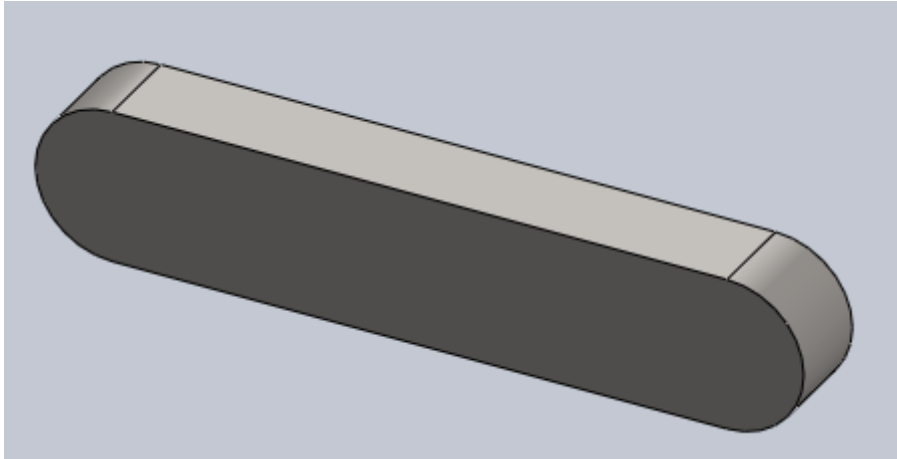


Figure IV.14 : Clavette

IV.2.11 Conception du roulement:

Le roulement est un palier. Par rapport aux paliers lisses, le roulement permet d'avoir une très faible résistance au pivotement tout en supportant des efforts importants. La figure ci-dessous est une vue perspective de ce roulement.



Figure IV.15 : Roulement

IV.2.12 Assemblage des parties:

L'assemblage des parties est fait en utilisant 'SolidworksAssembly', dans lequel on peut construire un assemblage complexe composé de plusieurs composants qui peuvent être des

pièces ou des assemblages. Après l'assemblage de toutes les parties, on a obtenu des conceptions représentées sur des figures suivantes.

-L'arbre de transmission avec le roulement.

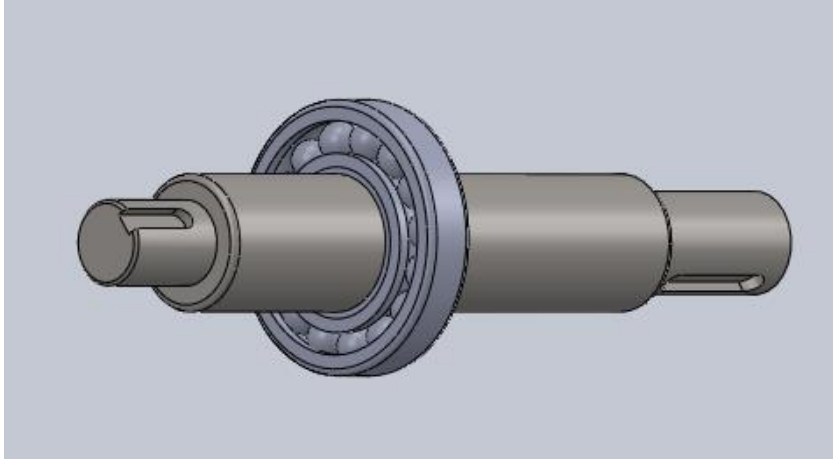


Figure IV.16 : Assemblage l'arbre de transmission avec le roulement

- La couronne engrenée de la cuve.

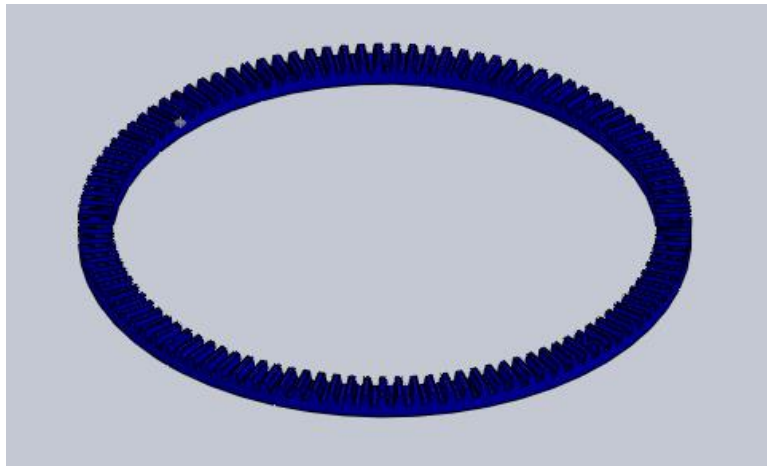


Figure IV.17 : Couronne engrenée de la cuve

-Le pignon hélicoïdal avec la couronne engrenée.

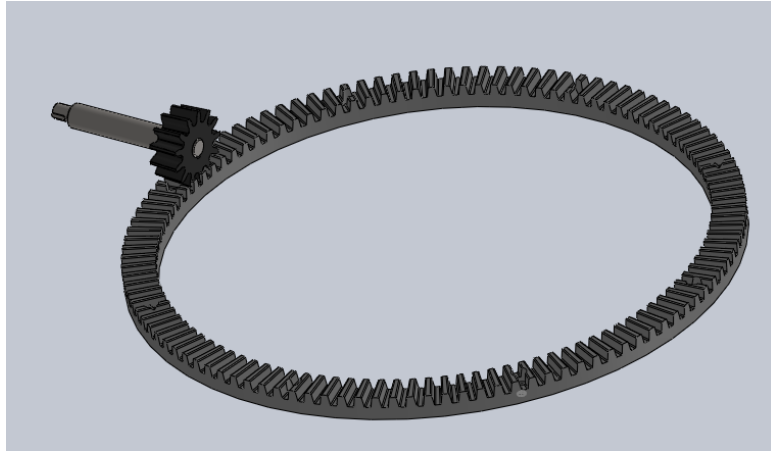


Figure IV.18 : Pignon hélicoïdal avec la couronne engrenée

Le système -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée- avec le moteur.

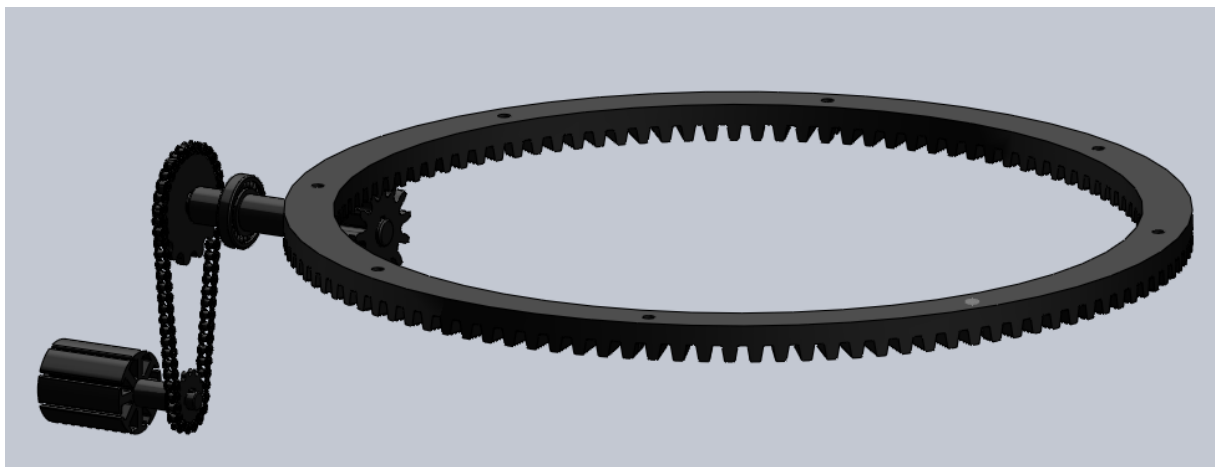


Figure IV.19 : Pignon hélicoïdal et la couronne engrenée- avec le moteur

-La benne avec le vérin.

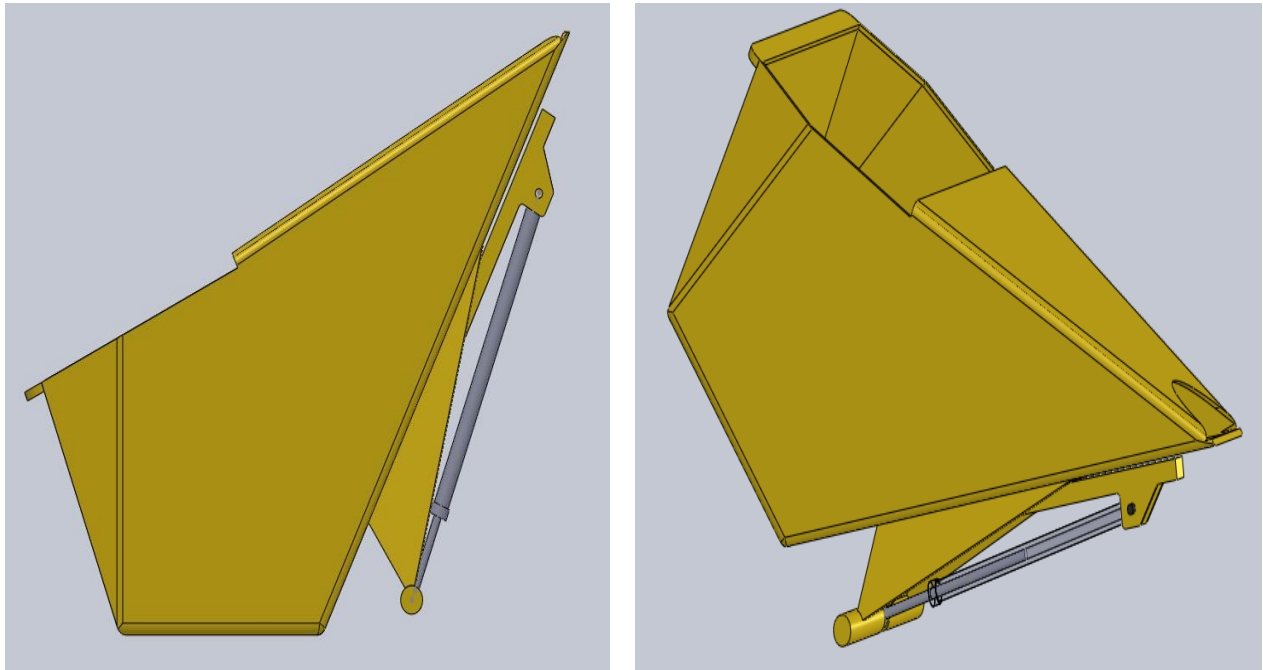


Figure IV.20 : Benne avec le vérin

-La structure de la bétonnière hydraulique B422H .

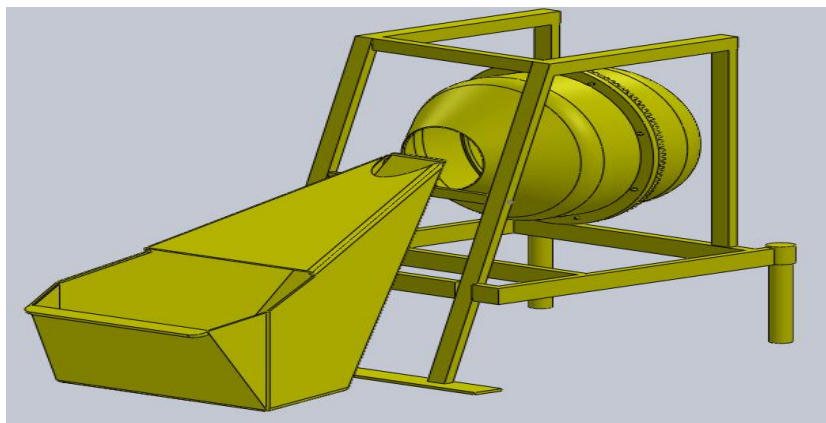
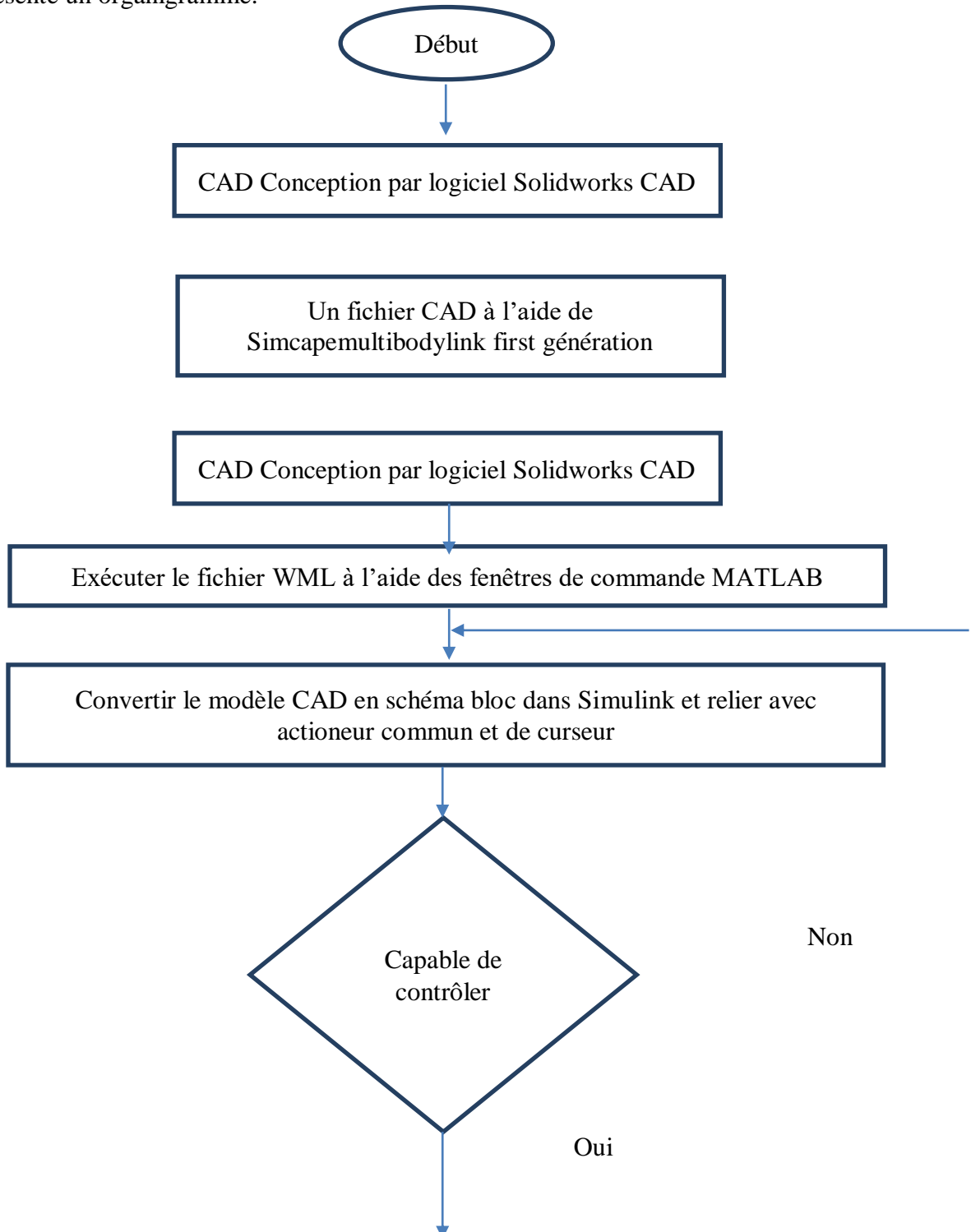


Figure IV.21 : Structure de la bétonnière hydraulique B422H

IV.3 Simulation de la cuve de la bétonnière:

Ce qui suit, la simulation de la cuve de la bétonnière représentée. Donc, la figure suivante présente un organigramme.



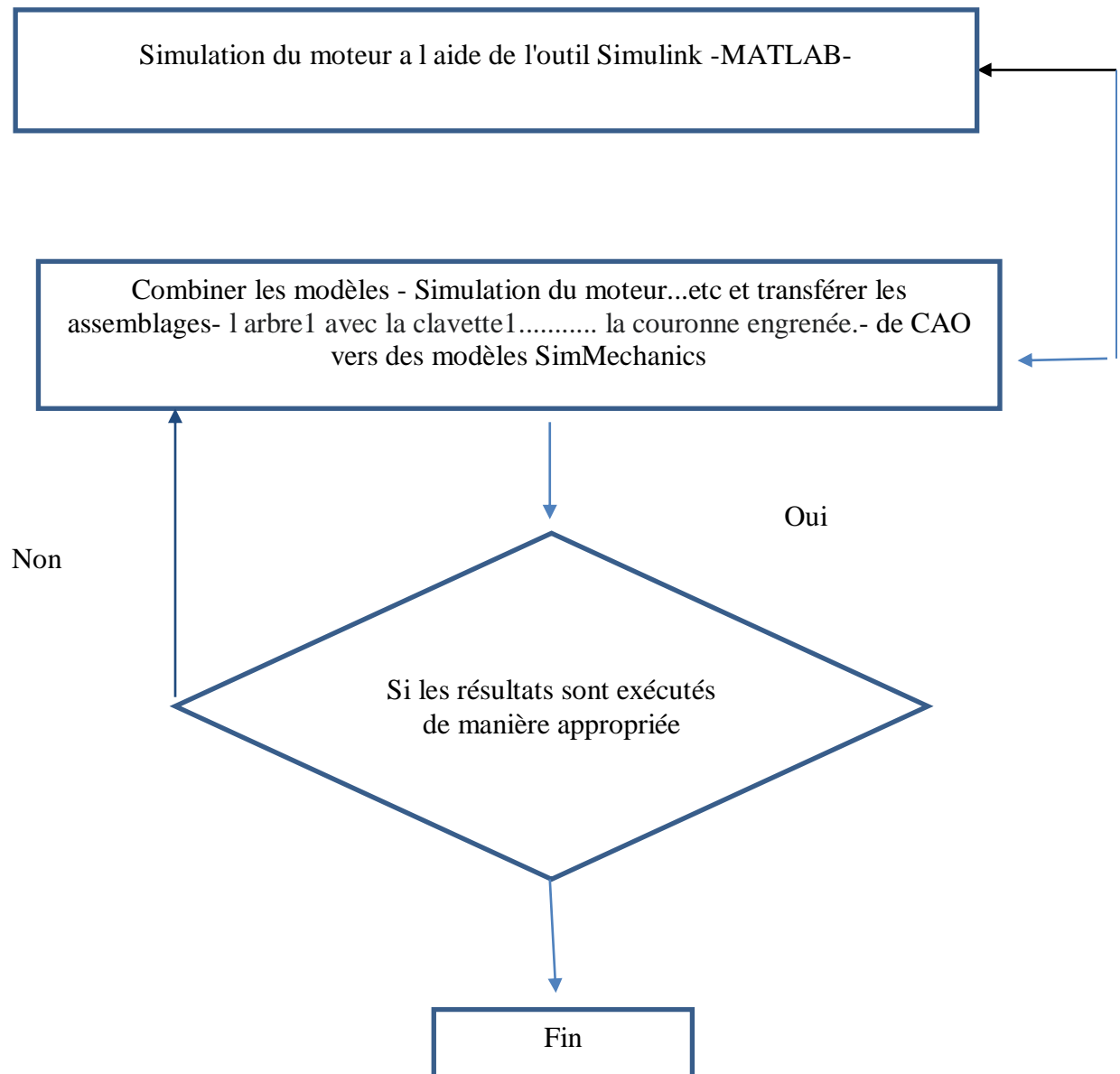


Figure IV .22 : Organigramme

IV.4.1 Simulation du moteur:

Pour la simulation du moteur, le logiciel Matlab sera utiliser à partie de l'outil Simulink .Ce modèle montre comment utiliser les blocs Controlled PWM Voltage et H-Bridge pour contrôler ce moteur. Le bloc de moteur à courant continu utilise les paramètres de la fiche technique du fabricant, qui spécifient que le moteur fournit une puissance mécanique de 10 W à 2500 tr/min et une Vitesse à vide de 4000 tr/min lorsqu'il fonctionne à partir d'une alimentation 12 V CC. Par conséquent, si la tension de référence PWM est réglée sur sa valeur maximale de +5 V, le moteur doit fonctionner à 4000 tr/min. S'il est réglé sur +2,5 V, il devrait fonctionner à environ 2000 tr/min. Le paramètre du modèle de simulation est défini sur moyenne pour les blocs Tension PWM contrôlée et Pont en H, ce qui permet une simulation rapide. Pour valider le comportement moyenné, changez le paramètre du mode Simulation en PWM dans les deux blocs. La figure suivante représente le modèle Simulink du moteur avec un capteur de courant basé sur un circuit à effet hall ACS724 permet de mesurer un courant continu de 0 A à 10 A et un convertisseur de l'énergie électrique d'entrée en mouvement mécanique-DC Moteur-.

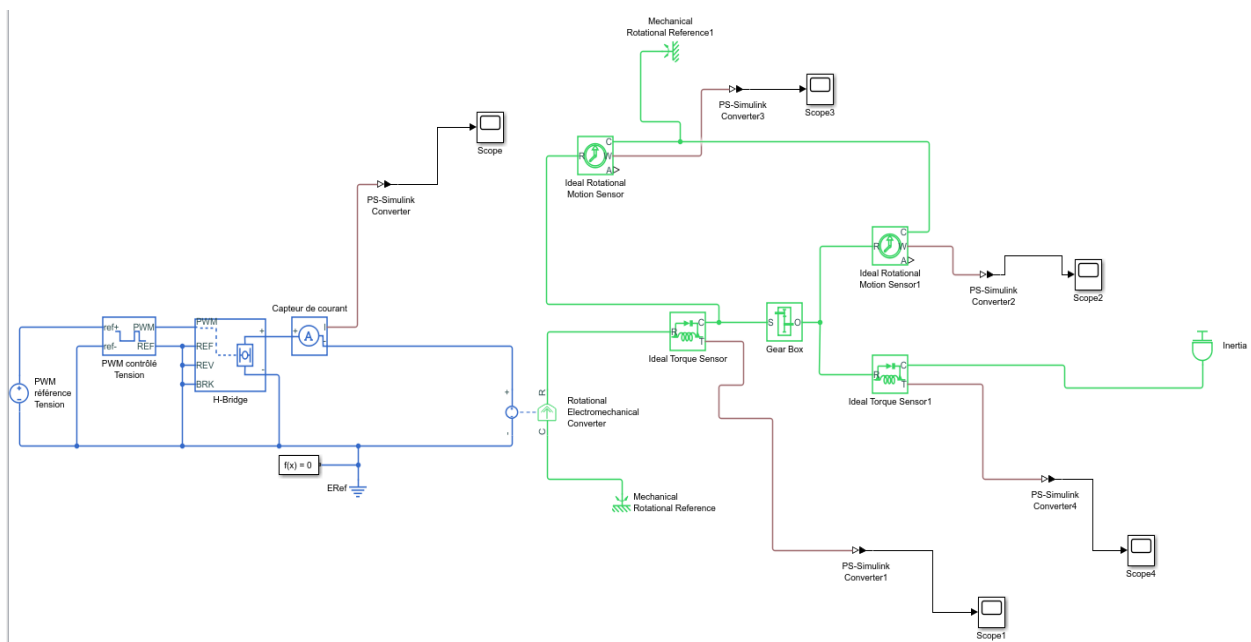


Figure IV.23 : Bloc de la simulation du moteur

IV.4.2 Simulation de la partie mécanique:

La simulation de la partie mécanique -l'arbre1 avec la clavette1, la chaîne de distribution l'arbre 2 -clavette2 avec le roulement et l'engrenage -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée dans le logiciel MATLAB est faite à l'aide de SimMechanics. SimMechanics est un outil du logiciel MATLAB qui sert à modéliser les systèmes mécaniques 3D (RynkeIVc, 2012) [23] au sein de l'environnement Simulink. Cet outil est utilisé pour construire un modèle composé de corps, de liaisons, des contraintes, et d'éléments de force qui reflètent la structure du système. SimMechanics donne une animation 3D (Shah, 2010) [24], générée automatiquement et permet de visualiser la dynamique du système (Ghennam, 2012) [25].

IV.4.3 L'interfaçage du SolidWork avec SimMechanics:

'SimMechanicslink' est un outil intermédiaire nécessaire permettant à l'utilisateur de transférer les assemblages de CAO vers des modèles SimMechanics, L'étape intermédiaire entre l'assemblée CAO et le modèle SimMechanics c'est l'exportation du fichier XML du modèle assemblé. Le processus d'exportation crée automatiquement des fichiers STL qui contiennent des informations sur la géométrie de la partie mécanique nécessaire pour la Visualisation des éléments du système. Ensuite, SimMechanics importateur convertit ces fichiers aux fichiers XML et qui sont des références aux fichiers STL afin de Visualiser le de la partie mécanique. Les modèles en SimMechanics avec la structure physique systématiquement peuvent être produits à partir XML les. Le fichier XML contient la structure mécanique, DDL et la géométrie du corps (Zarghani, 2009) [26]. La procédure de l'exploitation de la conception du robot à partir de Solidworks au SimMechanics est illustrée dans la figure suivante.

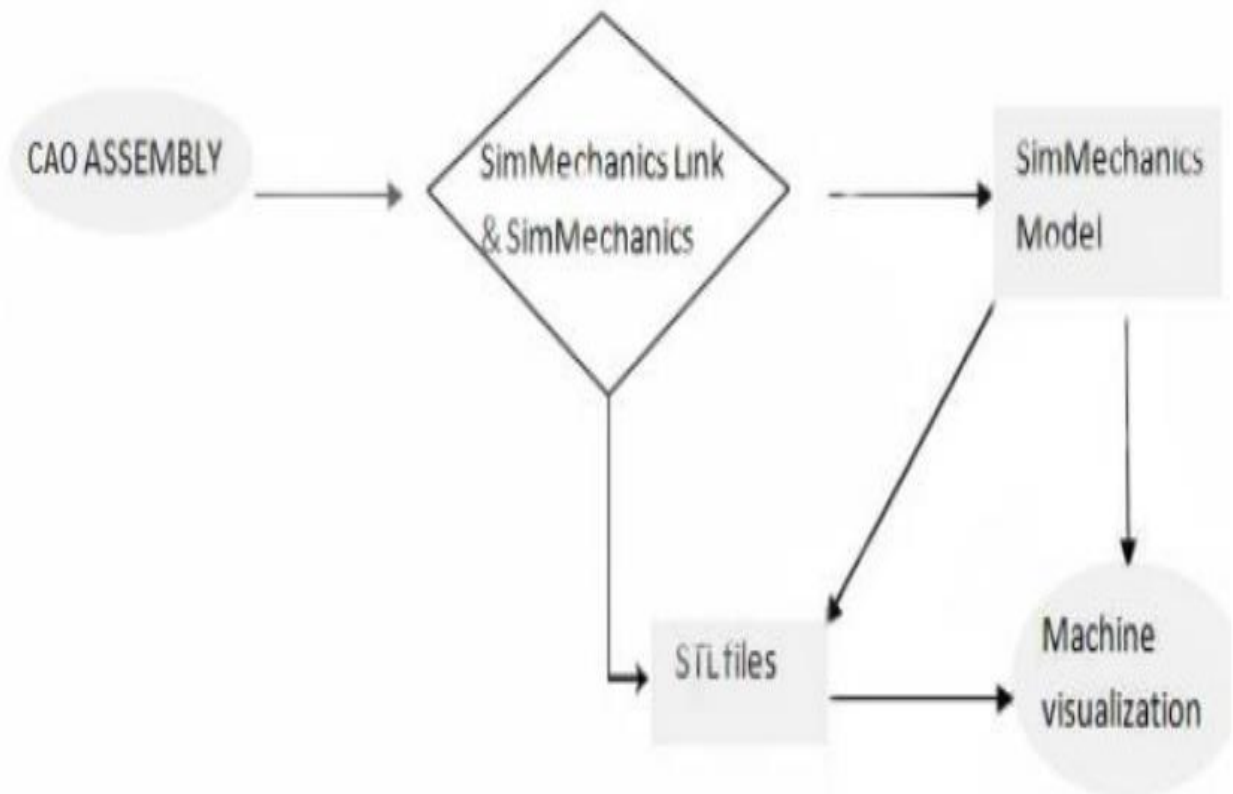


Figure IV.24 : Schéma de conversion de CAO assemblage pour le modèle SimMechanics

IV.4.4 La transférer les assemblages de CAO de la partie mécanique:

La transférer les assemblages de CAO de la partie mécanique -l'arbre1 avec la clavette1, la chaîne de distribution l'arbre 2 -clavette2 avec le roulement et l'engrenage -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée vers des modèles SimMechanics est représentée dans la figure suivante [27].

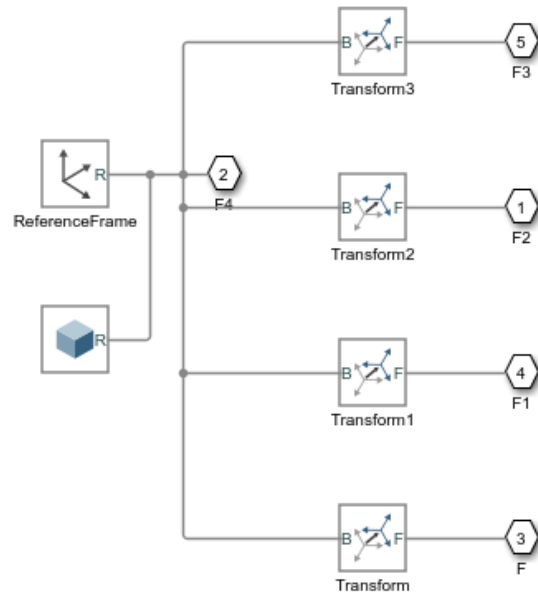


Figure IV.25 : Modèles SimMechanics de l'assemblage de CAO de la partie mécanique

La Visualisation de la partie mécanique-l'arbre1 avec la clavette1, la chaîne de distribution l'arbre 2 -clavette2 avec le roulement et l'engrenage -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée vers des modèles SimMechanics est représentée dans la figure suivante.

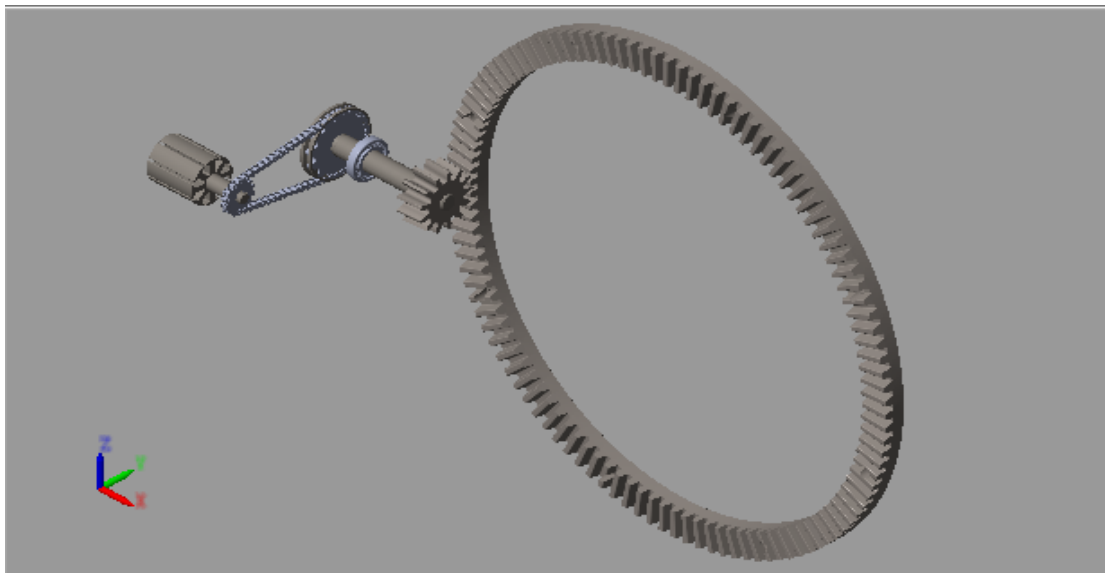


Figure IV.26 : Visualisation de la partie mécanique

IV.4.5 Combiner les modèles :

La simulation le moteur a été réalisée à l’aide de l’outil Simulink puis la simulation de la partie mécanique -l’arbre1 avec la clavette1, la chaîne de distribution l’arbre 2 -clavette2 avec le roulement et l’engrenage -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée dans le logiciel MATLAB est faite à l’aide de SimMechanics. La figure (IV.27) représenté la combinaison entre ces modèles afin simuler la transformer l’énergie électrique du moteur en énergie mécanique pour mortiser le système -pignon hélicoïdal et la couronne engrenée. Cela conduit au contrôle la cuve de la bétonnière.

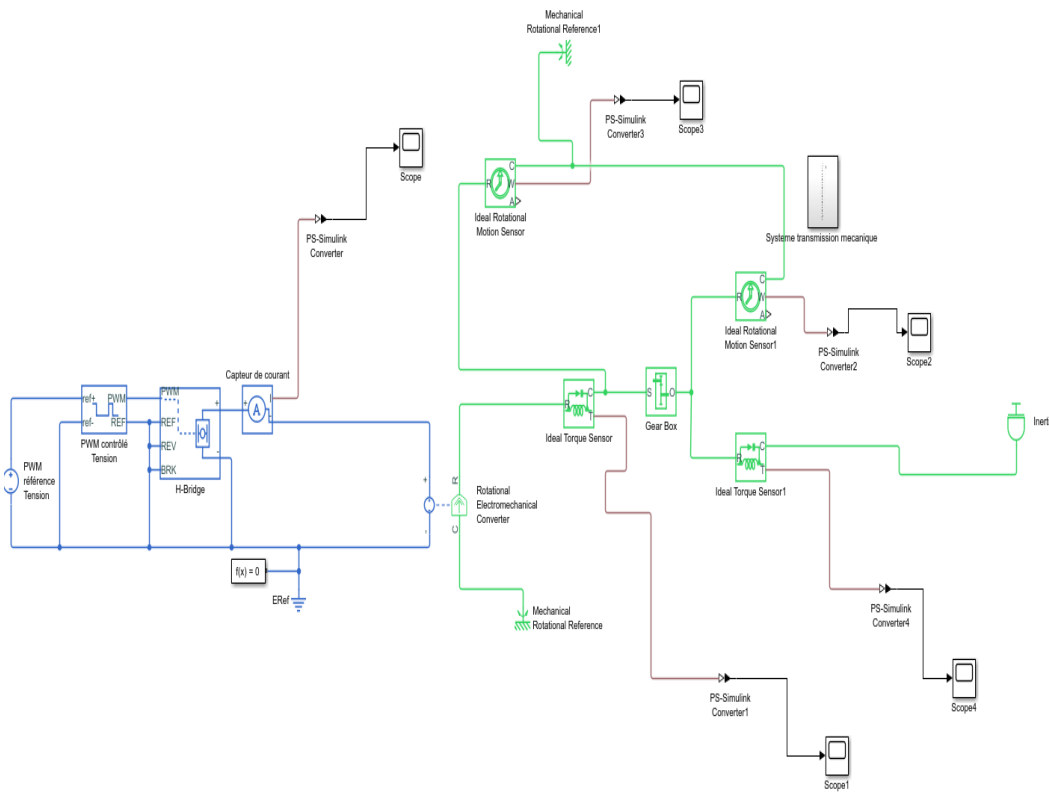


Figure IV.27 : Combiner les modèles

IV.4.6 Résultats de la simulation :

Après les simulations de chaque système et la combinaison entre des modèles les figures ci-dessous représentent les résultats suivants.

La figure (IV.28) représente le résultat de la simulation: la courbe du couple (N.m) en fonction du temps. On démarre le moteur en charge sous une tension de 220V. A l'instant $t=0$ s on applique un couple résistant de 1.2 (N.m).

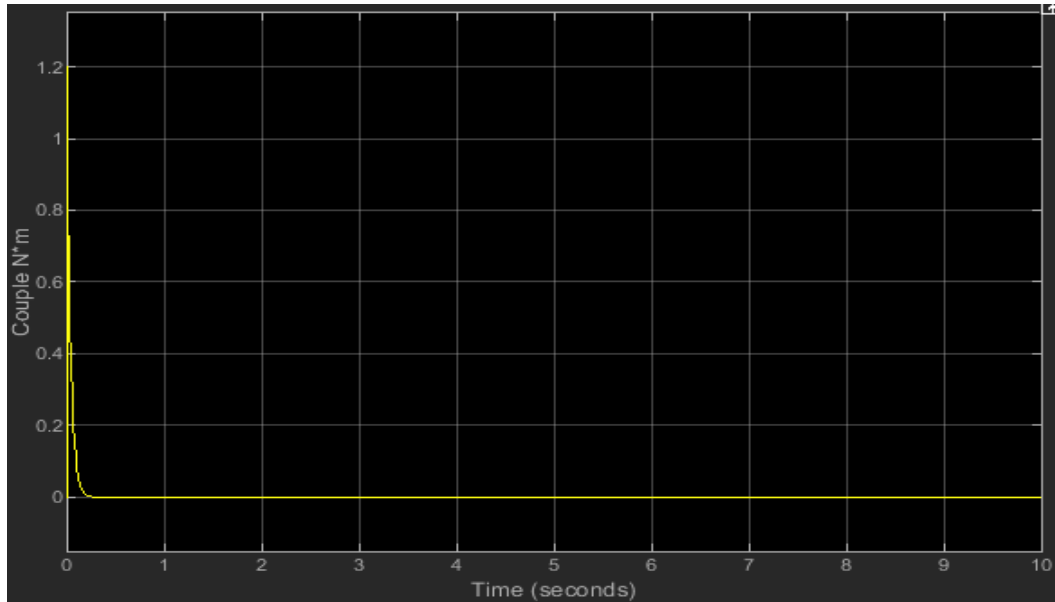


Figure IV.28 : Couple du moteur en fonction du temps

Après la simulation on voit que dans la figure (IV.28) le couple développé au démarrage par le moteur est très important « $C_e=1.2$ N.m » à $t=0.3$ s. Après il se diminue jusqu'à $t=10$ s il se reprend une valeur de 0.1 N.m. Cette valeur représente le couple résistant.

La figure (IV.29) représente le résultat de la simulation: la Vitesse du moteur (N.m) en fonction du temps. On démarre le moteur en charge sous une tension de 220V. A l'instant $t=0$ s on applique un couple résistant de 1.2 (N.m).

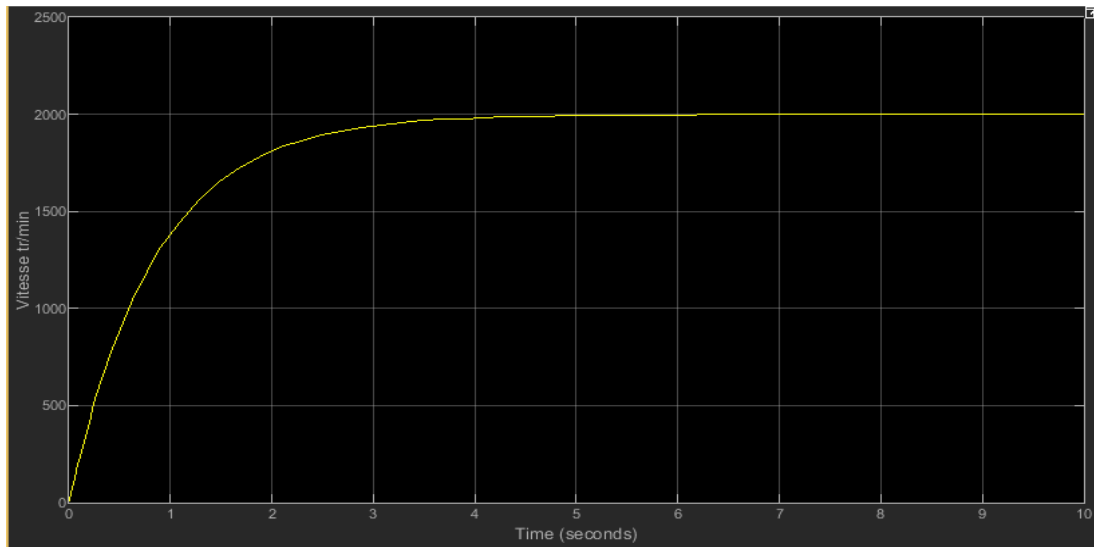


Figure IV.29 : Vitesse du moteur en fonction du temps

Après la figure on peut remarque qu'à l'instant $t=0s$ la Vitesse prend une valeur nulle et après 2 Secondes s'augmente rapidement, et après 3 secondes ($t=3s$) elle prend une valeur fixe de 2000 tour/min.

La figure (IV.30) représente le résultat de la simulation de la Vitesse angulaire en fonction du temps.

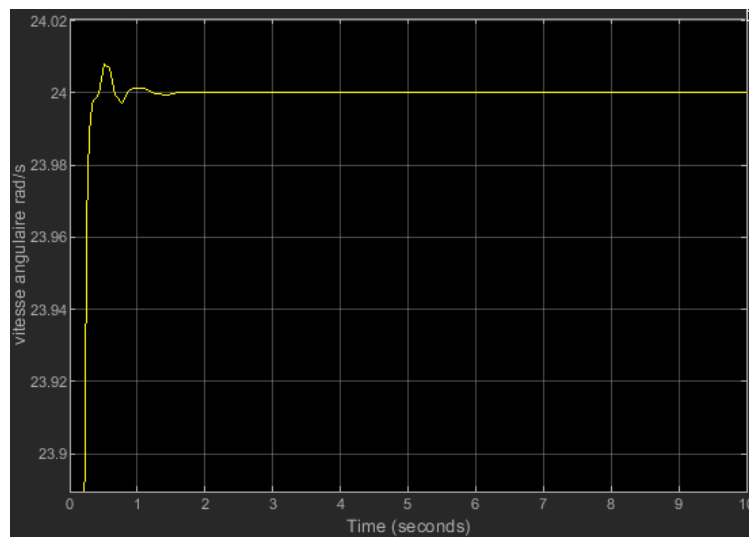


Figure IV.30 : Vitesse angulaire en fonction du temps

On remarque que la Vitesse angulaire au démarrage par le moteur augmente très important à $t=0.3s$. Après il se diminue jusqu'à $t=10s$ il se reprend une valeur fixe de 23.98 rad/s. Cette valeur représente la permanents de régime du moteur .

La figure (IV.31) représente le résultat de la simulation de la Vitesse du réducteur de Vitesse (N.m) en fonction du temps.

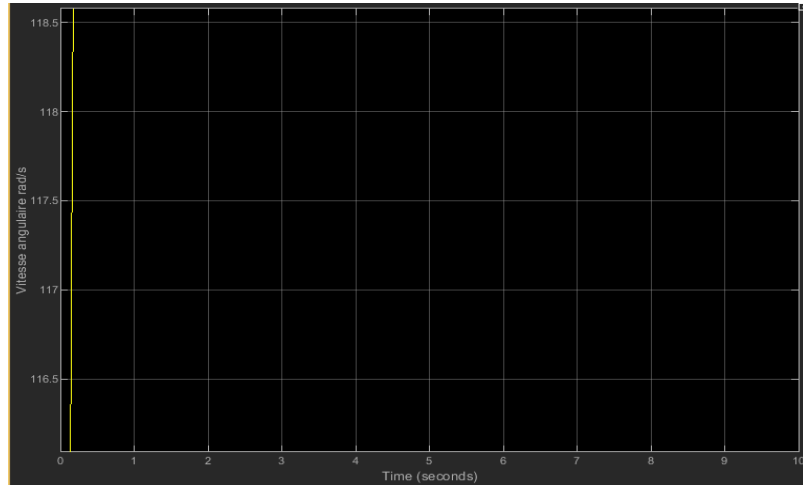


Figure IV.31: Vitesse du réducteur de Vitesse en fonction du temps

On remarque que les valeurs de la Vitesse angulaire du réducteur de Vitesse de l'vent cinq fois la Vitesse angulaire du moteur .Ces valeurs presque sont 200 rad/s pour l'intervalle 10s.

La figure (IV.32) représente le résultat de la simulation de la Vitesse de la cuve (rad/s) en fonction du temps.

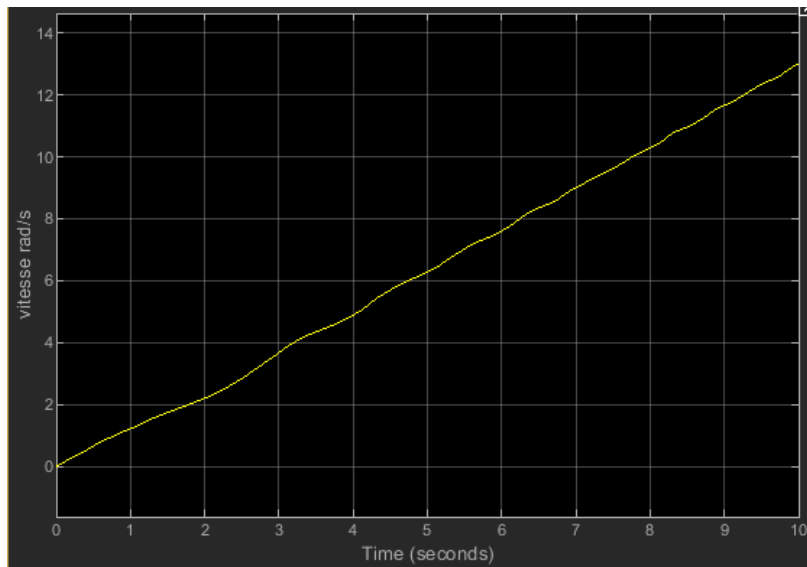


Figure IV.32 : Vitesse de la cuve en fonction du temps

On observe d'après la figure (IV.32), que la Vitesse augmente dans chaque seconde c'est-à-dire que la Vitesse a augmenté d'une seconde d'une valeur de $0.3 \cdot 10^6$ rad/s jusqu'à la valeur $11.5 \cdot 10^6$ au 10 seconde, il y a une proportionnalité entre la Vitesse et le temps.

La figure (IV.33) montre la variation de l'accélération de la cuve (rad/s^2) en fonction du temps

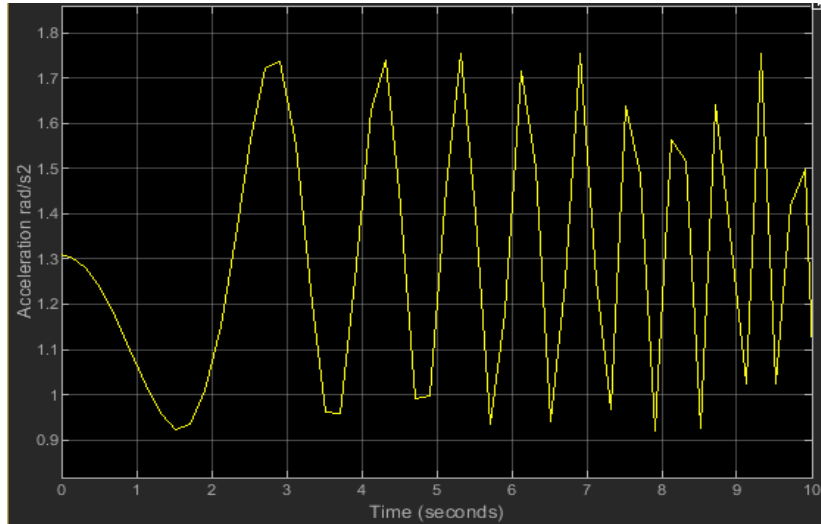
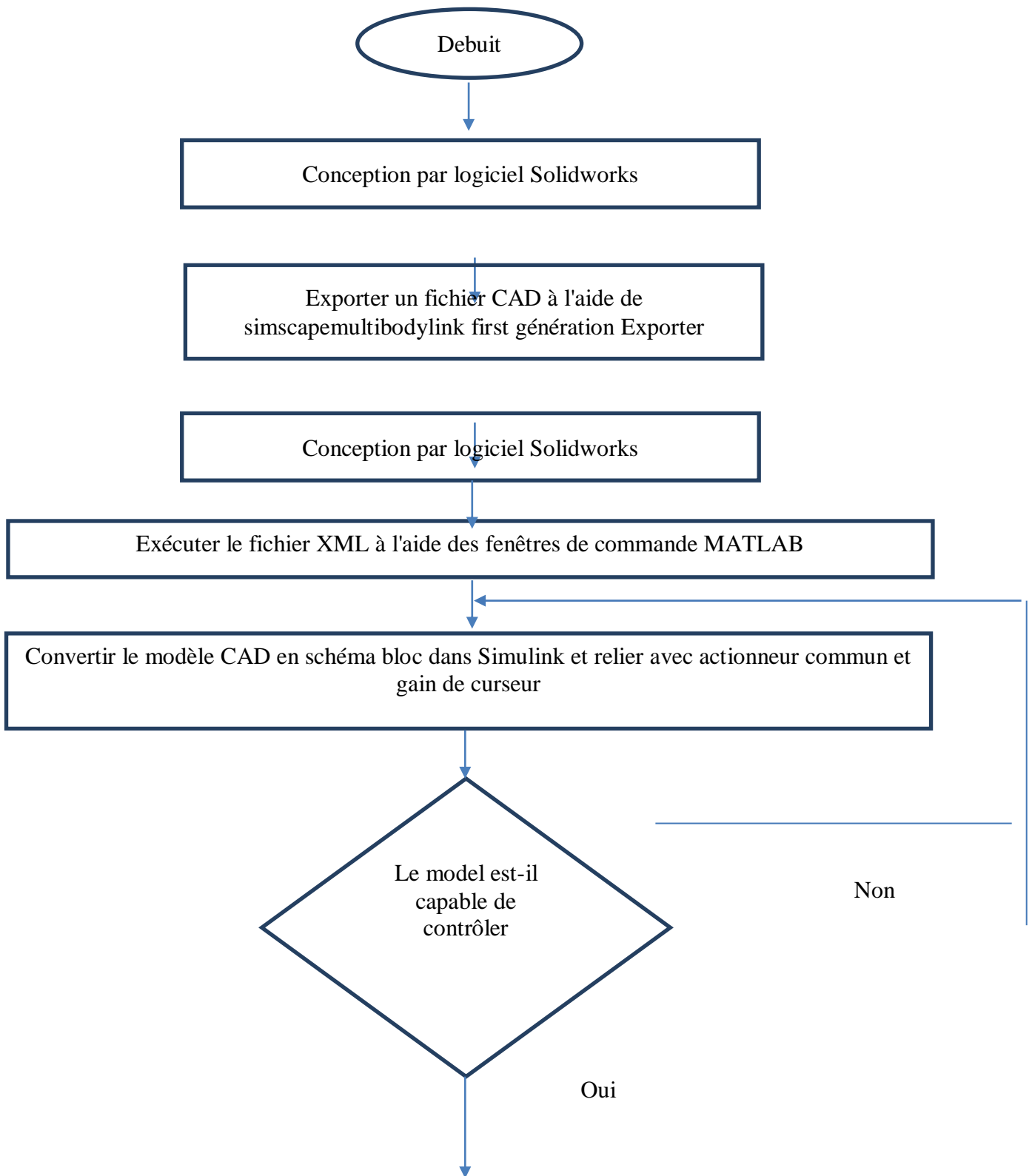


Figure IV.33 : Accélération de la cuve en fonction du temps

Après la simulation on voit que dans la figure (IV.33) l'accélération de la cuve au démarrage est 1.2 rad.s^{-2} . Après il se diminue jusqu'à 0.9 rad.s^{-2} à l'instant de 1s et il se reprend une valeur de 1.7 rad.s^{-2} à l'instant de 3s. Egalement on observe que il y a une différence dans l'amplitude et les pics.

IV.5 Simulation du benne de la bétonnière:

Ce qui suit, la simulation de la benne de la bétonnière représentée. Donc, la figure suivante présente un organigramme.



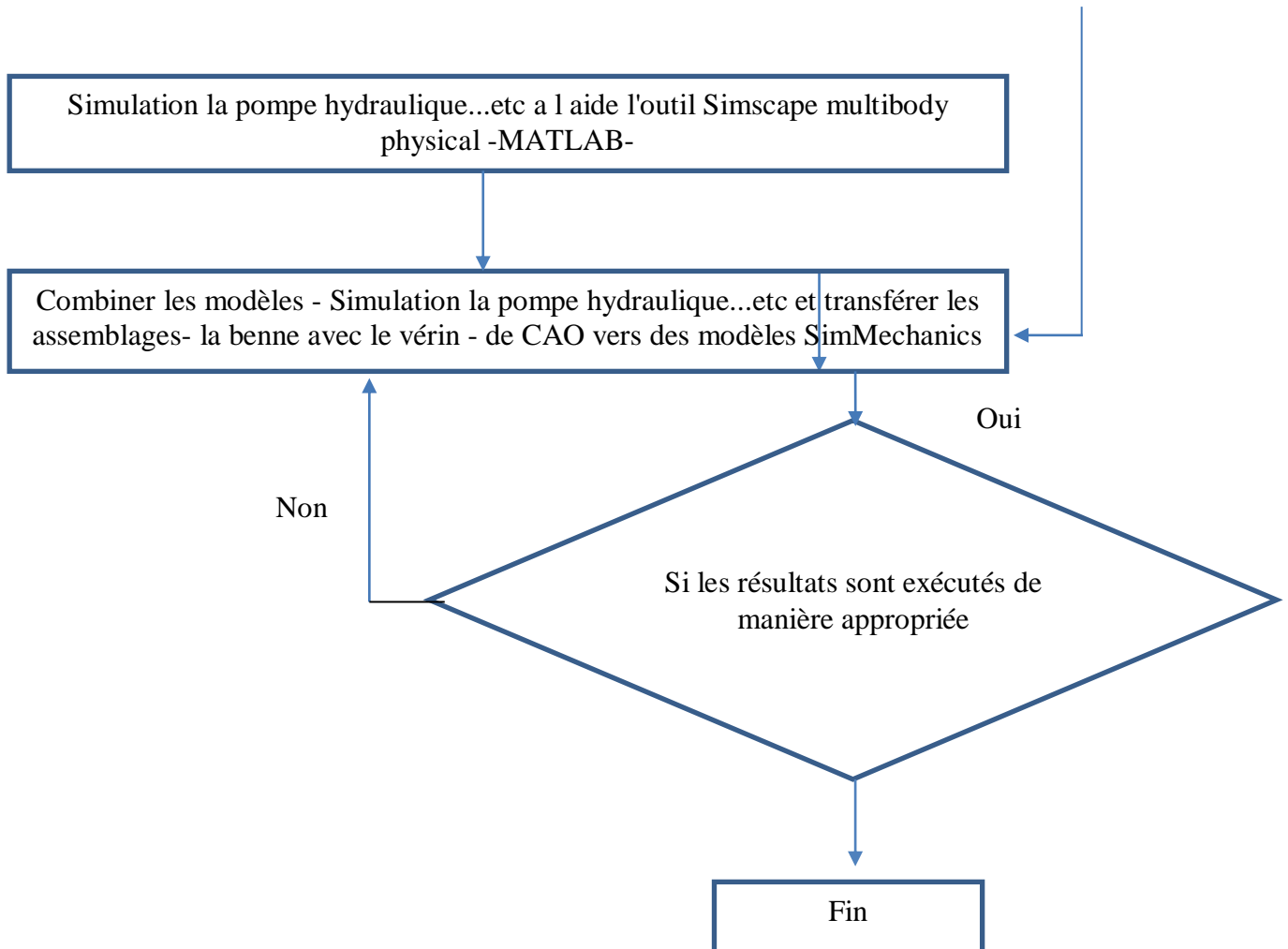
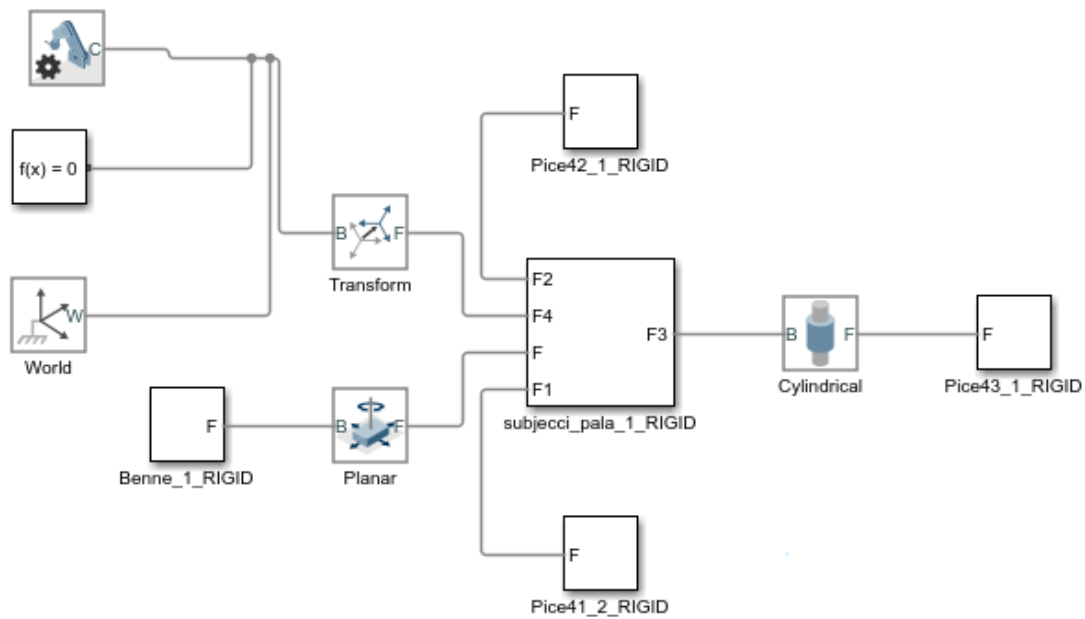


Figure IV.34 : Organigramme

IV.5.1 L'interfaçage du SolidWork avec SimMechanics pour la benne avec le vérin:

Comme précisé dans les paragraphes précédents 'SimMechanicslink' est un outil intermédiaire nécessaire permettant à l'utilisateur de transférer les assemblages de CAO vers des modèles SimMechanics, L'étape intermédiaire entre l'assemblée CAO et le modèle SimMechanics c'est l'exportation du fichier XML du modèle assemblé. La transférer les assemblages de CAO la benne avec le verin des modèles SimMechanics est représentée dans la figure (IV.35).



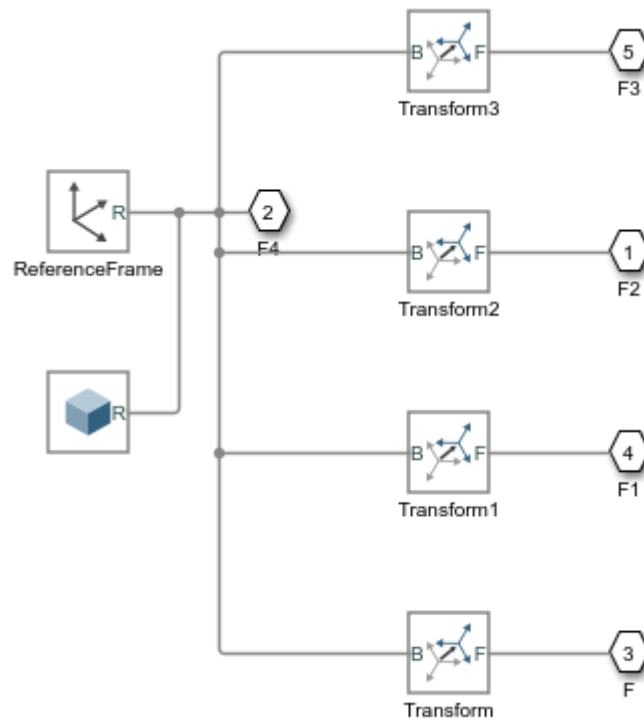
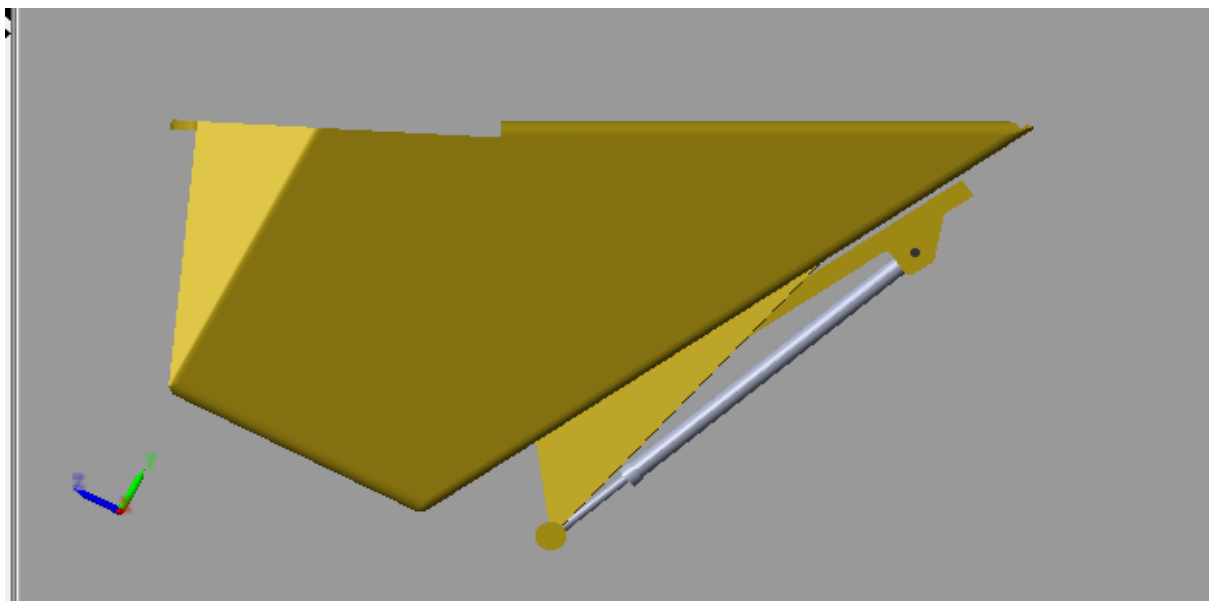
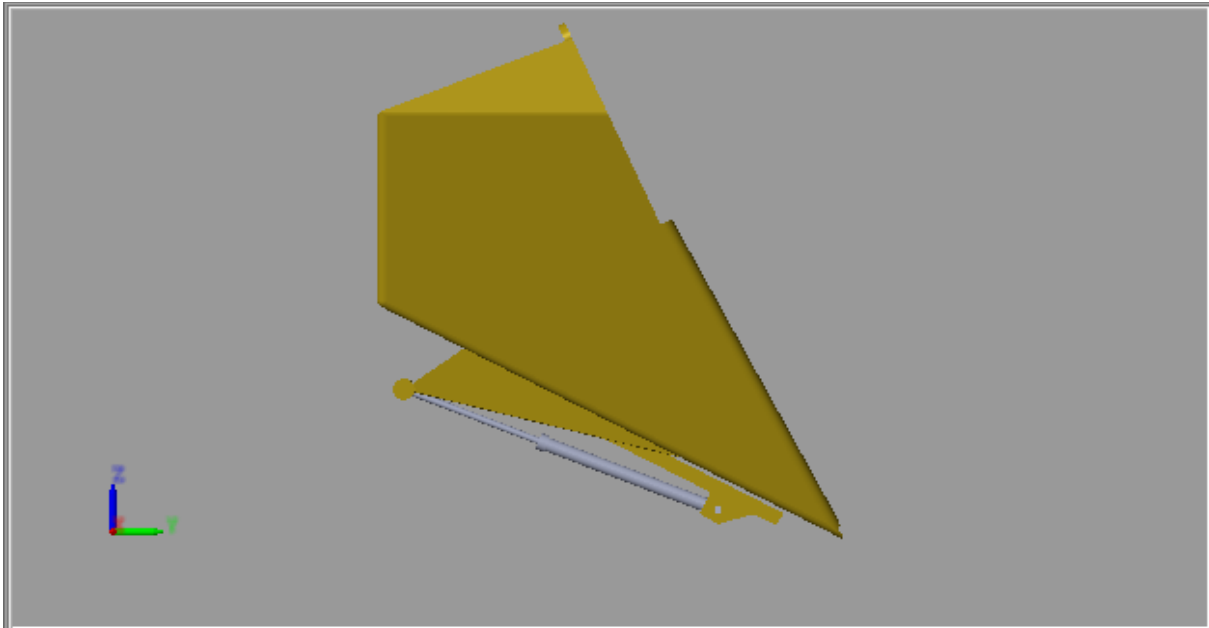


Figure IV.35: Modèles SimMechanics de l'assemblage de CAO de la benne avec le vérin

La Visualisation de la benne avec le verin des modèles SimMechanics est représentée dans la figure (IV.36).





FigureIV.36: Visualisation de la benne avec le vérin

Pour la simulation la pompe hydraulique, le logiciel Matlab sera utiliser à partie de l'outil Simscape multibody physical .Cette pompe hydraulique prend l'huile hydraulique d'un réservoir de stockage et la pousse dans un circuit hydraulique sous forme de débit ainsi toutes les pompes hydrauliques produisent un débit d'huile de la même façon et un circuit utilisant une unité de détection de charge et de limitation de pression dans un système réciproque conventionnel avec une charge variable sur la course avant. Une dépression est créée du côté de l'aspiration de la pompe hydraulique puis la pression atmosphérique élevée ou la pression du réservoir pousse l'huile à travers l'orifice d'aspiration et à l'intérieur de la chambre d'aspiration de la pompe. Les engrenages de la pompe à engrenage par exemple transportent ensuite l'huile vers la chambre de refoulement de la pompe hydraulique. L'unité limite la pression de sortie à 300 bar et maintient une chute de pression prédéfinie de 10 bar à travers l'orifice de contrôle de Vitesse sur l'orifice de refoulement de la pompe. L'unité est constituée de deux vannes à 3 voies et 2 positions, de deux actionneurs de vanne hydraulique à simple effet et d'un actionneur de vanne hydraulique à double effet.

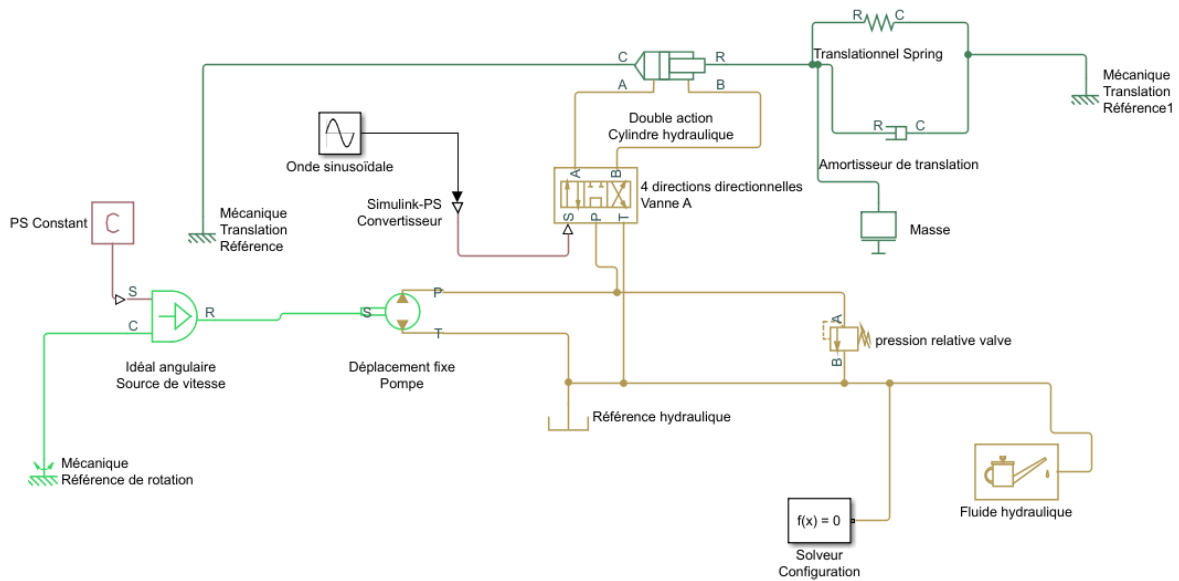


Figure IV.37 : Simulation la pompe hydraulique- Simscape multibody physical -

IV.5.2 Combiner les modèles:

La simulation de la pompe hydraulique a été réalisée à l'aide de l'outil Simscape multibody physical puis la simulation de la benne avec le vérin dans le logiciel MATLAB est faite à l'aide de SimMechanics. La figure (IV.38) représente la combinaison entre ces modèles afin simuler le actionneur en boucle fermée qui se compose d'un distributeur proportionnel à 4 voies entraînant un vérin hydraulique à double effet. Le cylindre entraîne une charge constituée d'une masse, d'une friction IVsqueuse et coulombienne, d'une force constante et d'un ressort. L'actionneur est alimenté par une pompe à cylindrée variable et à pression compensée, entraînée par un moteur à Vitesse constante [28]. Les canalisations entre la vanne, le cylindre, la pompe et le réservoir sont modélisées à l'aide des blocs de canalisation hydraulique. .Cela conduit au contrôle la benne de la bétonnière.

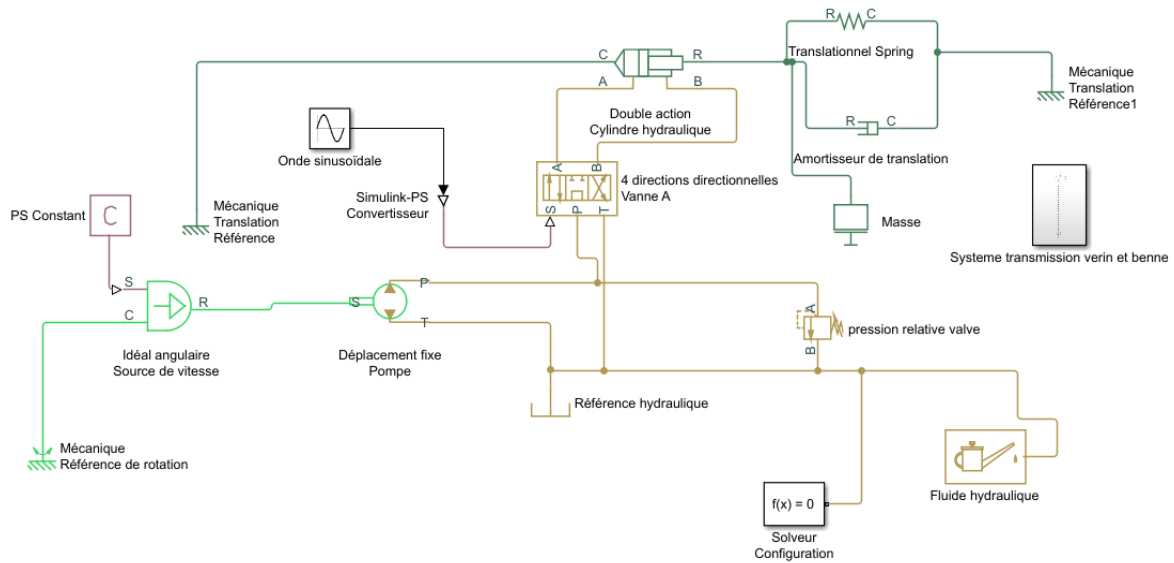


Figure IV.38 : Combiner les modèles

IV.5.3 Résultats de la simulation:

Après les simulations de chaque système et la combinaison entre des modèles les figures ci-dessous représentent les résultats suivants

La figure (IV.39) représente le résultat de la simulation: la courbe de la Vitesse du vérin (cm/s) en fonction du temps.

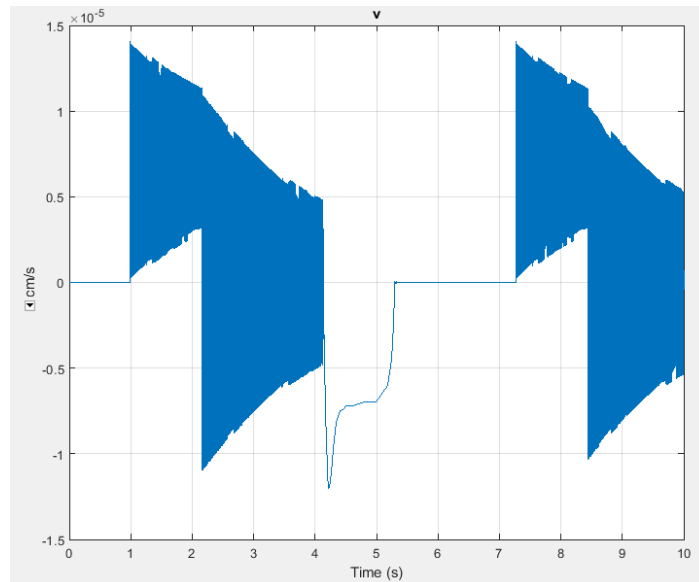


Figure IV.39: Vitesse du vérin en fonction du temps.

La figure suivante représente le zoom d'une partie de la figure précédente pour clairement afficher les résultats de la courbe de la Vitesse.

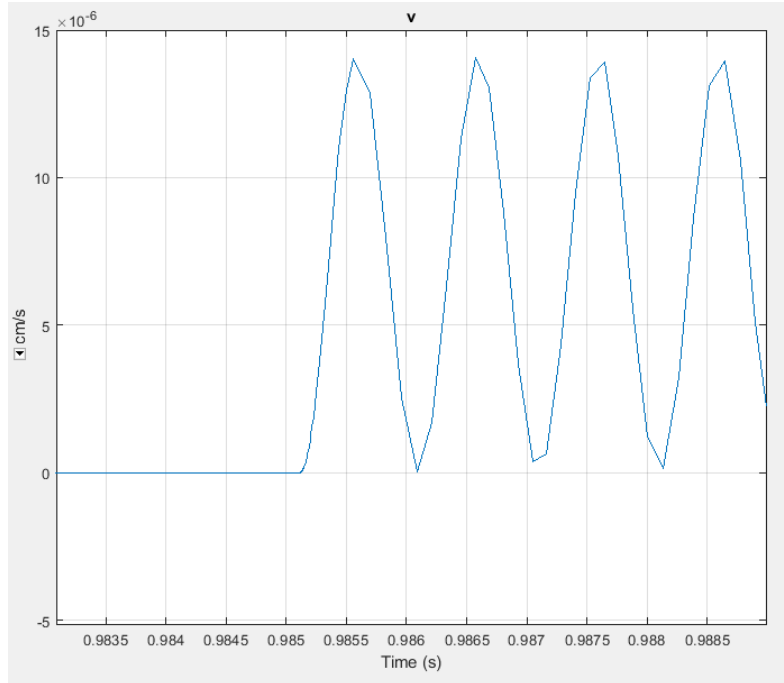


Figure IV.40: Vitesse du vérin en fonction du temps- zoom -

On peut remarquer que la Vitesse change de manière aléatoire et irrégulière et prend la valeur maximal d'environs $1.5 \cdot 10^{-5}$ cm/s dans le temps 1-2 seconde. Ces valeur vont dimuer dans l'intervalle 2-3 seconde, puis elles vont augmenteront dans l'intervalle 3-4 seconde. Ce phénomène va répéter dans l'intervalle suivant. Dans la figure qui représente le zoom d'une partie de la figure précédente on nous pouvons clairement voir la variation de la Vitesse en fonction du temps. Cette variation est de forme sinusoidale. La changement de manière aléatoire et irrégulière de la Vitesse s'expliquer par l'instabilisation au démarrage cela signifie la période transitoire que la pompe peut traverser.

La figure (IV.41) représente le résultat de la simulation: la courbe du déplacement du vérin (m) en fonction du temps.

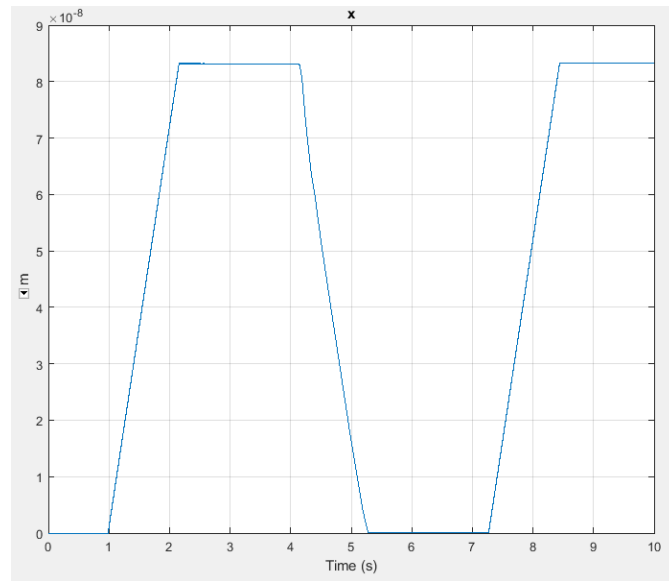


Figure IV.41: Déplacement du vérin en fonction du temps

Après la simulation on voit que dans la figure (4I.4) le déplacement au démarrage par le moteur est nul à $t=1s$. Après il augmente jusqu'à $t=2s$ il se reprend une valeur de $8.5 \times 10^{-8} m$. Cette valeur reste constante jusqu'à $t=4s$. Après il se diminue jusqu'à $t=5s$ il reste constante jusqu'à $t=7.5s$. Dans l'intervalle $7.5s$ et $8.5s$ le déplacement augmente et revient à la valeur maximale à l'instant de $10s$.

La figure (IV.42) représente le résultat de la simulation: la charge du vérin (N) en fonction du temps.

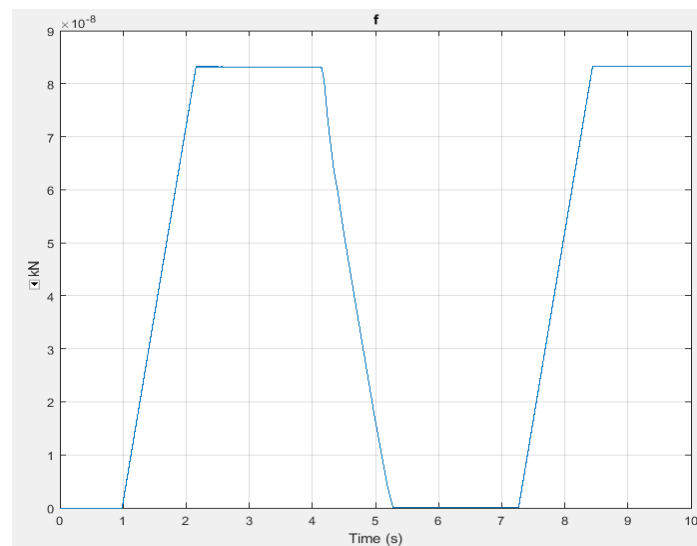


Figure IV.42: Charge du vérin en fonction du temps

Après la simulation on voit que dans la figure (4II.4) la charge du verin au démarrage est nulle à $t=1s$. Après il augmente jusqu'à $t=2s$ il se reprend une valeur de $8.510^{-8} N$. Cette valeur reste constante jusqu'à $t=4s$. Après il se diminue jusqu'à $t=5s$ il reste constante jusqu'à $t=7.5s$. Dans l'intervalle $7.5s$ et $8.5s$ la charge du verin augmente et revient à la valeur maximale à l'instant de $10s$.

La figure (IV.43) représente le résultat de la simulation: la courbe du déplacement de la benne (m) en fonction du temps.

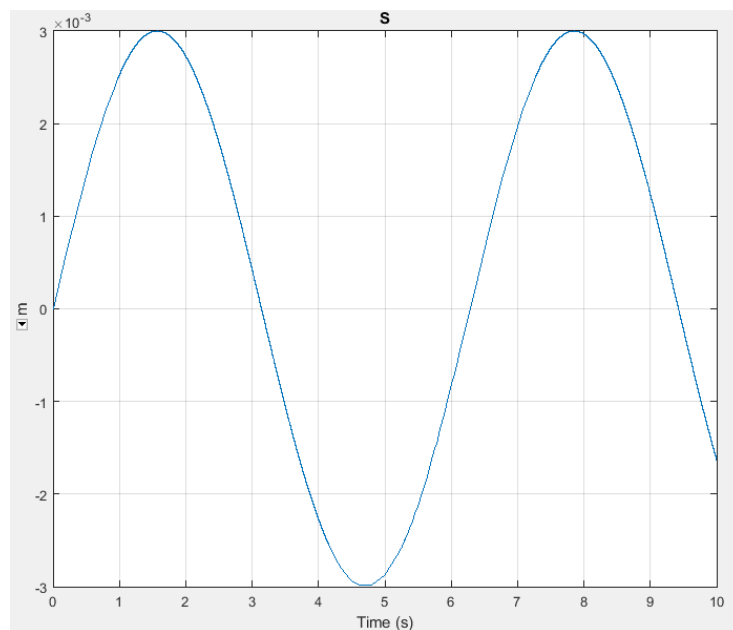


Figure IV.43: Déplacement de la benne en fonction du temps

Après la simulation on voit que dans la figure (IV.43) du déplacement de la benne change par un format sinusoïdal en fonction du temps. et prend la valeur maximal $3 \cdot 10^{-3} m$ dans le temps 2 seconde.

La figure (IV.44) représente le résultat de la simulation: le déplacement de la benne en fonction du temps.

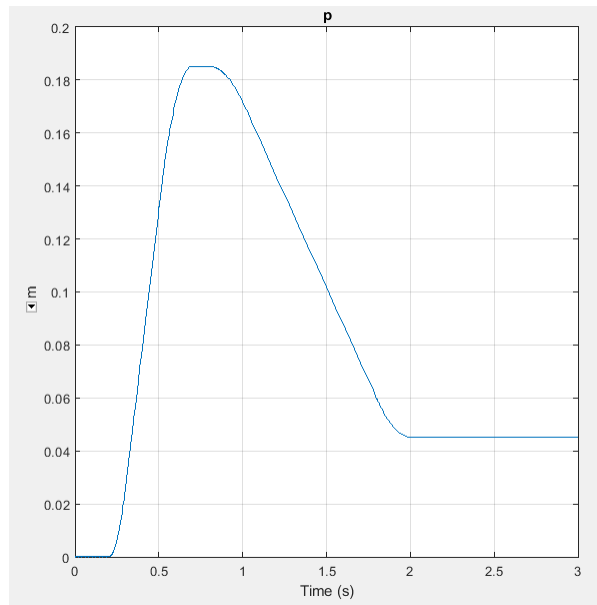


Figure IV.44 : Déplacement de la benne en fonction du temps

Après la figure (IV.44) on peut remarquer que le déplacement de la benne change croissancement en fonction du temps et prend la valeur maximal 0.18 m dans le temps 1 seconde. après le déplacement de la benne se diminue jusqu'à 0.04m à l instant de 2 s et il reste constante jusqu'à t=3s.

La figure (IV.45) représente le résultat de la simulation: la viteese de la benne en fonction du temps.

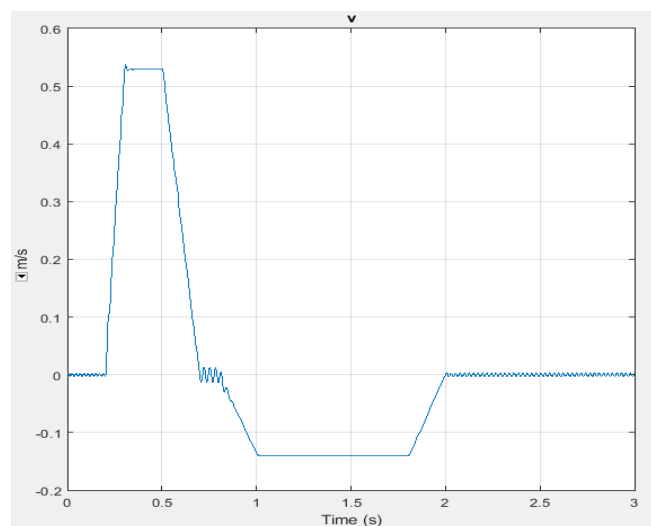


Figure IV.45: Vitesse de la benne en fonction du temps

On peut remarquer que la vitesse de la benne prend la valeur maximale 0.5 m/s au démarrage. Après le déplacement se diminue jusqu'à 0.04m à l'instant de 1 s et il reste irrégulier jusqu'à t=3s. s expliquer par l'instabilisation au démarrage cela signifie la période transitoire que la benne peut traverser.

La figure (IV.46) représente le résultat de la simulation: la charge de la benne en fonction du temps.

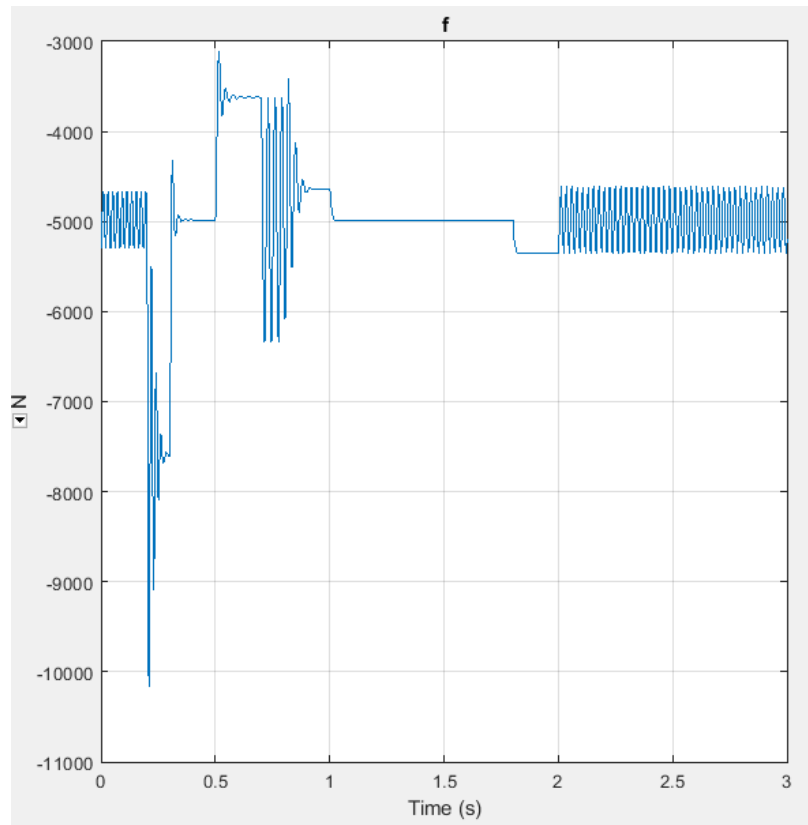


Figure IV.46: Charge de la benne en fonction du temps

Après la figure on peut remarquer que la charge de la benne change irrégulièrement en fonction du temps au démarrage et prend la valeur maximal 10000 N. Après la charge se diminue jusqu'à 5000N à l'instant de 1 s et il reste irrégulier jusqu'à t=2s. s expliquer par l'instabilisation au démarrage cela signifie la période transitoire que la benne peut traverser. Après le temps 2 seconde on peut remarquer que la charge de la benne change régulièrement.

IV.6 Conclusion:

Ce chapitre on a représenté la conception de la bétonnière hydraulique en tenant en compte tous calcules qui a été déterminé dans le chapitre précédent. Dans cette partie ,Chaque partie de la bétonnière hydraulique B422H a construite indépendamment à l'aide de SolidWorks. L'assemblage des parties a fait en utilisant 'SolidworksAssembly'. Dans la deuxième partie de ce chapitre, la simulation de la cuve de la bétonnière représente pour cela la simulation du moteur, le logiciel Matlab est utiliser à partie de l'outil Simulink et La simulation de la partie mécanique dans le logiciel MATLAB est faite à l'aide de SimMechanics.. Dans la dernière partie de ce chapitre, la simulation du benne de la bétonnière représenté pour cela a simulation de la pompe hydraulique a réalisé à l'aide de l'outil Simscape multibody physical puis la simulation de la benne avec le verin dans le logiciel MATLAB aura fait à l'aide de SimMechanics.

CONCLUSION GENERALE

L'objet principal de ce travail était les calculs des dimensions des composante et la simulation de la bétonnière hydraulique B422H. Ces dimensions sont représentées par des calculs des éléments nécessaires et des vérifications. Chaque partie de la bétonnière hydraulique B422H a construite indépendamment à l'aide de SolidWorks. L'assemblage des parties a fait en utilisant 'SolidworksAssembly'. Ensuite, la simulation de la cuve de la bétonnière représente pour cela la simulation du moteur, le logiciel Matlab a utilisé à partie de l'outil Simulink et La simulation de la partie mécanique -l'arbre1 avec la clavette1, la chaîne de distribution l'arbre 2 -clavette2 avec le roulement et l'engrenage -pignon helicoidal et la couronne engrenée dans le logiciel MATLAB est faite à l'aide de SimMechanics. La combinaison entre ces modèle a présenté afin simuler la transformer l'énergie électrique du moteur en énergie mécanique pour mortaiser le système -pignon helicoidal et la couronne engrenée. Cela conduit au contrôle la cuve de la bétonnière. Ensuite, la simulation du benne de la bétonnière représente pour cela La simulation de la pompe hydraulique va réaliser à l'aide de l'outil Simscape multibody physical puis la simulation de la benne avec le vérin dans le logiciel MATLAB a fait à l'aide de SimMechanics. La combinaison entre ces modèle afin simuler le actionneur en boucle fermée qui se compose d'un distributeur proportionnel à 4 voies entraînant un vérin hydraulique à double effet. On peut tirer les conclues suivantes :

-Le logiciel SolidWorks nous permet d'obtenir la configuration géométrique de la bétonnière hydraulique en trois dimensions.

-L'outil SimMechanics nous permet de simuler de la benne avec le vérin.

-L'outil Simscape multibody physical nous permet de simuler le mouvement de la pompe hydraulique.

-L'outil SimMechanics nous permet de simuler de la cuve de la bétonnière.

-La combinaison entre ces modèle- L'outil SimMechanics et L'outil Simulink - nous permet de simuler la transformer l'énergie électrique du moteur en énergie mécanique pour mortaiser le système -pignon helicoidal et la couronne engrenée.

CONCLUSION GENERALE

La combinaison entre ces modèle- L'outil SimMechanics et L'outil Simscape multibody physical - nous permet de simuler le actionneur en boucle fermée qui se compose d'un distributeur proportionnel à 4 voies entraînant un vérin hydraulique à double effet

-La simulation nous permet de déterminer des Vitesses et accélération....etc. pour chaque partie de la bétonnière hydraulique B422H.

-La simulation graphique nous permet d'obtenir le mouvement de la bétonnière hydraulique en trois dimensions.

-La simulation nous permet de conduire au contrôle la cuve de la bétonnière.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1]: https://www.skybrary.aero/index.php/Hydraulic_Systems
- [2]: <http://indanc.academy/what-are-the-differences-between-hydraulics-and-pneumatics/>
- [3]: <https://www.worlifts.co.uk/blog/hydraulic-systems-found-everyday-life/>
- [4] : COURS Mécanique DE FLUIDE MASTER I. 2020.PDF
- [5] : Résumé CHAPITRE 05 DYNAMIQUE DES FLUIDES RÉELS. PDF
- [6] : <https://fac.umc.edu.dz/snv/faculte/tc/4iv.pdf>
- [7]: Dimensionnement Et Simulation D'une Installation Hydraulique Industrielle .PDF 2019
- [8]: Dr Amar ZERROUT. Cours De Systèmes Hydrauliques Et Pneumatiques.2016
- [9]: Gunl Hamburg. Machines A Fluide Hydrauliques Pdf
- [10]: Lkdf. Une Initiative De Unido. Bm-3-Hydraulique
- [11]: Philippe HOARAU. VERINS. Doc
- [12]: Dimensionnement Des Eléments De Transmission De Puissance D'une Bétonnière B420DE.Réaliser Par HAYA MUSTAFA Et AMAOUZ SALAH.[2014/2015].PDF
- [13]: <https://betonniere.ooreka.fr/comprendre/mini-betonniere>
- [14]: <https://genieciivletravauxpublics.blogspot.com/2014/12/les-betonniere-et-malaxeurs.html>
- [15]: <http://www.tony-mat.com/tony-mat-materiel-btp-bretagne-batiment/betonniere-chargeur-verin-hydraulique-benne-chargeur-betonneuse-ciment-mortier-22-cotedarmor-29-finistere-35-ille-et-ivlaine/144-betonniere-electrique-chargeur-hydraulique-imer-bro500-tractable-sur-route-malaxage-400-litres-56-morbihan-56000-vannes-sav-entretien-assistance-depannage-sur-place-maintenance-sur-site.html>
- [16] : SLIMANI Samir. Etude Et Conception D'une Bétonnière Hydraulique. Mémoire De Master. Université Mouloud Mammeri De Tizi Ouzou.2016
- [17] BAHA Bouziane NACERI Mohamed .CFAO D'une Bétonnière De Chantier (Modèle BM-4407) .Mémoire D 'Ingenieur Université Mohamed Khider-Biskra.2010
- [18] : G. DROUIN & M. GOU Eléments De Machines. Ed : Ecole Polytechnique De Montréal.

BIBLIOGRAPHIQUE

- [19] : Christian ELOY Calculs En Construction Mécanique. Ed : Dunod 1981
- [20] : G. NICOLET & E. TROTTELET Eléments De Machines. Ed : SPES LAUSANNE 1971
- [21] : G. HENRIOT Traité Théorique Et Pratique Des Engrenages Tome I. Ed : DUNOD 1968
- [22] : Christian ELOY Conception En Construction Mécanique. Ed : Dunod 1981
- [23] : RynkeIVc, R. Biomechanical Modeling And Simulation Of The Spider Crab(Maja Brachydactyla). Master Thesis, Institute Superior De Engenharia Do Porto.2011II.
- [24] : Shah, H. L. Kinematic, Dynamic And Workspaceanalysis Of A Novel 6- Dofparallel Manipulator. Master Thesis, State University Of New York.2010.
- [25] : Ghennam, A. Commande Complainte Intelligente D'un Bras Manipulateur Rigide Pour Des Applications De Chirurgie Médicale. Memoire De Magister, Université De Batna.2011II.
- [26]: Zarghani, H. N. Modeling And Simulation Of An Active Robotic DeIVce For Flexible Needle Insertion. Master Thesis, National University Of Singapore.2009.
- [27]: Help Matlab; <https://www.mathworks.com/help/physmod/sm/getting-started-with-simmechanics.html>.
- [28]: Help Matlab ;<https://www.mathworks.com/help/physmod/sm/>.

ANNEXES

Tableau 1 ; Facteur de service des moteurs [18]

Type de machine entraînée	Type de moteur		
	Moteur à combustion interne avec transmission hydraulique	Moteur électrique ou turbine	Moteur à combustion interne avec transmission mécanique
Agitateur (produit liquide)	1,0	1,0	1,2
Broyeurs et concasseurs	1,4	1,5	1,7
Compresseurs			
- Centrifuges	1,2	1,3	1,4
- à pistons			
3 cylindres et plus	1,2	1,3	1,4
1 ou 2 cylindres	1,4	1,5	1,7
Convoyeurs et élévateurs			
- Charge ou alimentation uniforme	1,0	1,0	1,2
- Charge ou alimentation non uniforme	1,2	1,3	1,4
Cribles	1,2	1,3	1,4
Génératrices	1,0	1,0	1,2
Grues	1,2	1,3	1,4
Machinerie générale			
- Charge uniforme	1,0	1,0	1,2
- Charge modérée ou avec chocs modérées	1,2	1,3	1,4
- Chocs sévères, renversement de la charge, conditions difficiles	1,4	1,5	1,4
Pompes			
- Centrifuges	1,0	1,0	1,2
- à pistons 3 cylindres ou plus	1,2	1,3	1,4
Ventilateurs	1,0	1,	

Tableau 2 ; Chaînes n° 50 (pas = 0,625 po, pas = 25,7 mm) [18]

5	4,1
6	5
= 7	Consulter le fabricant

Tableau 5 ; Caractéristiques des chaînes à rouleaux [18]

Identification	Pas	Surface nominale de contact*	Masse linéique
		$A_r(\text{mm}^2)$	$\rho(\text{Kg} / \text{m})$
40	12,70	44	0,60
50	15,875	69	1,00
60	19,05	105	1,50
80	25,40	178	2,56
100	31,75	260	3,84
120	38,10	392	5,56
140	44,45	470	7,44
160	50,80	643	10,44
200	63,50	1086	16,70

Pour les chaînes à maillage double, multiplier ces valeurs par deux; pour les chaînes à maillage triple multiplier ces valeurs par trois etc.

Tableau 6; Coefficient de résistance de la dent [19]

Matériaux	Valeurs admissibles en daN/mm ²							
	σ_{fl}				c			
Fonte grise FT 20	3 à 4,5				0,2 à 0,35			
Acier moulé Ac clé 50	6 à 9				0,4 à 0,7			
Acier Ac 50	9 à 12				0,7 à 0,9			
Bronze	4 à 8				0,3 à 0,9			
Bois dur	1 à 2				0,1 à 0,15			
Polyamide (Nylon 6,6)								
Vitesse circon. en m/s :	0,5	1	2	4	6	8	10	12
Coefficient c daN/mm ² :	0,2	0,16	0,13	0,10	0,09	0,08	0,078	0,075

Tableau 7 ; Facteur de vitesse (kV) [20]

Qualité ISO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A						12	6			3		
k_v	1											

Tableau 8 ; Facteur de portée (km) [21]

Application	Aucun organe en porte-à-faux	Un organe en porte-à-faux	Les deux organes en porte-à-faux
Mécanique générale	0,9 à 1	0,8 à 0,9	0,7 à 0,8
Automobile	0,9 à 1	0,8 à 0,9	-
Aviation	0,8 à 1	0,7 à 0,9	0,65 à 0,8

Tableau 9 ;Facteur de service (k_A) [20]

Organe moteur	Organe récepteur					
	Fonctionnement pratiquement sans chocs		Fonctionnement avec chocs modérés		Fonctionnement avec chocs importants	
	12 h/jour	24 h/jour	12 h/jour	24 h/jour	12 h/jour	24 h/jour
Moteurs électriques et turbines	1	0,95	0,8	0,7	0,67	0,57
Moteurs à combustion interne à un seul piston	0,67	0,57	0,57	0,45	0,45	0,35
Moteurs à combustion interne à pistons multiples	0,8	0,7	0,67	0,57	0,57	0,45

Tableau 10; Aciers Fins, non alliés, de classe CC et XC

Nuance	Etat	R daN/mm ²	Re	A%	KCU	Propriétés	Emplois
CC 10	R: 900-925	34 - 44	21,5	30	-	Acier extra doux de cémentation; très malléable, soudable; magnétique	Tôles, tubes, rivets, pièces forgées, matricées, pliées, embouties
	TE: 900°	54 - 103	34,5	11	10		
	Ru: 200°						
CC 20	R: 880-910	41 - 53	27,5	26	-	Acier doux de cémentation; malléable; soudable.	Pièces forgées et matricées: arbres, boulons, clavettes, etc.
	TE: 880	54 - 78	35,5	17	7		
	Ru: 550						
CC 35	R:850-880	55 - 67	31,5	20	-	Acier de traitement dans la masse; trempe à l'eau	Pièces traitées: cames, engrenages, axes, arbres, etc. bielles, vilebrequins, organes d'embrayage, et d'accouplement, boulons, clavettes, etc.
	TE:850	74 - 96	56	12	4		
	Ru:550						
CC 45	R:840-870	62 - 74	34,5	17	-	Acier de traitement dans la masse; trempe à l'eau et à l'huile pour faible section	
	TE:830	86 - 106	68,5	9	2		
	Ru:550						
XC 10	R:900-925	34 - 42	21,5	31	-	Aciers extra-doux de cémentation; très malléables, soudables,	Pièces de petite et moyenne section, à faible contrainte, résistantes à l'usure: axes, cames,

	TE:900 Ru:200	54 - 83	34,5	16	12	magnétiques	pignons, etc.
XC 12	R:900-925	37 - 45	23,5	29	-		
	TE:900 Ru:200	73 - 113	49,5	11	6		
XC 18	R:875-900	41 - 49	25,5	28	-	Acier doux de cémentation; variété XC18S soudable; malléable	Pièces cémentées, travaillant sans chocs: arbres à cames, pignons, axes, boulons, clavettes, etc.
	TE:880 Ru:200	88 - 127	63,5	8	4		
XC 25	R:860-885	47 - 56	28,5	26	-	Trempe à l'eau à faible pénétration et trempe superficielle. Recuit, apte au travail à froid.	Pièces traitées de petite et moyenne dimensions avec contrainte moyenne: arbres, leviers, bielles, crémaillère, boulons, etc.
	TE:850 Ru:550	61 - 78	44	17	8		
XC 32	R:850-875	55 - 64	31,5	23	-		
	TE:850 Ru:550	74 - 89	56	14	7		
XC 38	R:850-875	58 - 67	33,5	21	-		
	TE:850 Ru:550	80 - 95	61,5	12	5		
XC 42	R:840-870	63 - 71	35,5	19	-	Acier pour trempe à l'eau, et trempe à l'huile à faible section; trempe superficielle	Mêmes emplois que XC32 et XC38 avec caractéristiques plus élevées
	TE:830 Ru:550	86 - 101	68,5	11	4		
XC 48	R:840-870	67 - 76	37	17	-	Trempe à l'huile en faibles section; trempe superficielle.	Pièces d'usure pouvant subir des chocs modérés: ressorts peu chargés, cames, engrenages, pivots...
	TE:830 Ru:550	83 - 98	66,5	10	3		
XC 55	R:830-855	73 - 88	43	15	-	Trempe à l'huile en faibles et moyennes sections	
	TH:830 Ru:550	93 - 113	70,5	8	-		
XC 65 XC 70 XC 80	Caractéristiques mécaniques non imposées		Acier pour trempe à l'huile avec faible pénétration de trempe. Grande résistance et grande dureté.			Corde à piano pour ressorts, câbles, pivots, engrenages, matrices, poinçons, lames de cisailles, outils de forge, scies à bois, etc.	

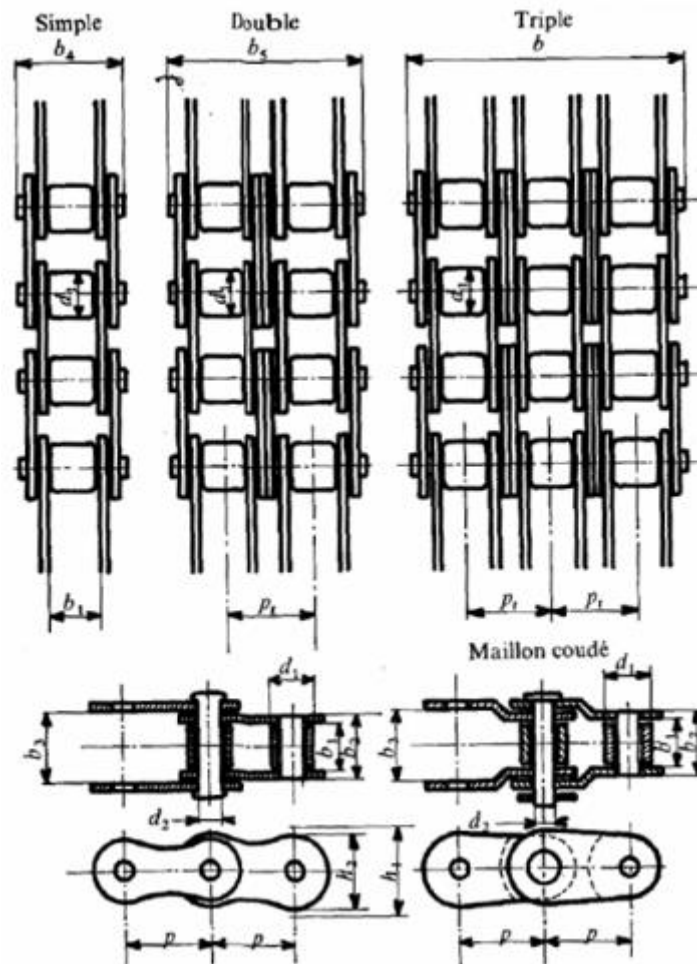
(R: recuit - Ru: revenu - TE: trempe à l'eau - TH: trempe à l'huile).

Tableau 11 ; Dimensions et tolérances de clavettes [22]

d arbre	Section clavette	a	J		K		K ₁	
			nom tol.		nom tol		nom tol	
de 6	2×2	2	d - 1,2	0	d + 1	+100	d + 0,5	+100
Jusqu'à 8			-100	0	0	0		
Au-delà 8	3×3	3	d - 1,2	0	d + 1,4	0	d + 0,9	+100
Jusqu'à 10			-100	+100	0	0		
Au-delà 10	4×4	4	d - 1,8	0	d + 1,8	+100	d + 1,2	+100
Jusqu'à 12			-100	0	0	0		
Au-delà 12	5×5	5	d - 2,5	0	d + 2,3	+100	d + 1,7	+100
Jusqu'à 17			-100	0	0	0		
Au-delà 17	6×6	6	d - 3	0	d + 2,8	+100	d + 2,2	+100
Jusqu'à 22			-100	0	0	0		
Au-delà 22	8×7	8	d - 4	0	d + 3,3	+200	d + 2,4	+200
Jusqu'à 30			-200	0	0	0		
Au-delà 30	10 × 8	10	d - 5	0	d + 3,3	+200	d + 2,4	+200
Jusqu'à 38			-200	0	0	0		
Au-delà 38	12 × 8	12	d - 5	0	d + 3,3	+200	d + 2,4	+200
Jusqu'à 44			-200	0	0	0		
Au-delà 44	14 × 9	14	d - 5,5	0	d + 3,8	+200	d + 2,9	+200
Jusqu'à 50			-200	0	0	0		
Au-delà 50	16 × 10	16	d - 6	0	d + 4,3	+200	d + 3,4	+200
Jusqu'à 58			-200	0	0	0		
Au-delà 58	18 × 11	18	d - 7	0	d + 4,4	+200	d + 3,4	+200
Jusqu'à 65			-200	0	0	0		
Au-delà 65	20 × 12	20	d - 7,5	0	d + 4,9	+200	d + 3,9	+200
Jusqu'à 75			-200	0	0	0		
Au-delà 75	22 × 14	22	d - 9	0	d + 5,4	+200	d + 4,4	+200
Jusqu'à 85			-200	0	0	0		
Au-delà 85	25 × 14	25	d - 9	0	d + 5,4	+200	d + 4,4	+200
Jusqu'à 95			-200	0	0	0		
Au-delà 95	28 × 16	28	d - 10	0	d + 6,4	+200	d + 5,4	+200
Jusqu'à 110			-200	0	0	0		
Au-delà 110	32 × 18	32	d - 11	0	d + 7,4	+200	d + 6,4	+200
Jusqu'à 130			-200	0	0	0		
Au-delà 130	36 × 20	36	d - 12	0	d + 8,4	+300	d + 7,1	+300
Jusqu'à 150			-300	0	0	0		

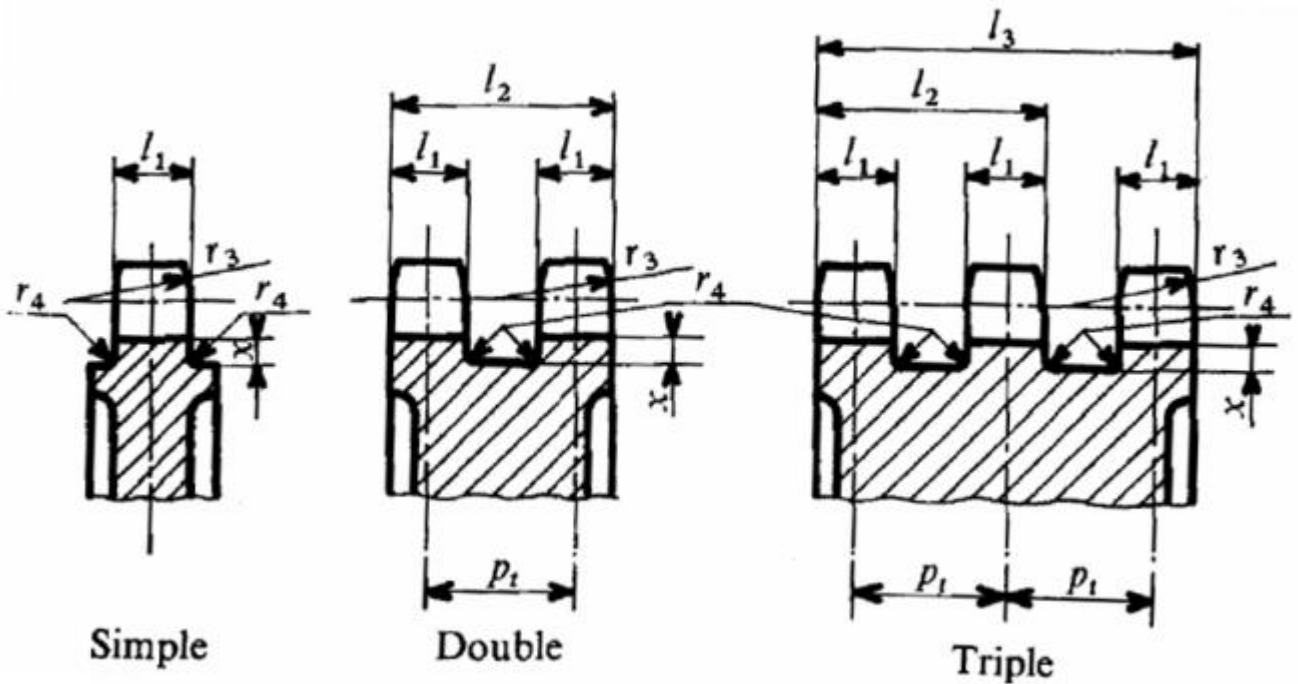
Au-delà 150	40×22	40	$d - 13$	0	$d + 9,4$	+300	$d + 8,1$	+300
Jusqu'à 170				-300		0		0
Au-delà 170	45×25	45	$d - 15$	0	$d + 10,4$	+300	$d + 9,1$	+300
Jusqu'à 200				-300		0		0

Tableau 12 ; Dimensionnement des chaînes à rouleaux [22]



symbole	Pas	Largeur entre plaques intérieures		Diamètre de l'axe	Diamètre du rouleau	Hauteur de passage de la chaîne		Largeur des plaques intérieures		Pas transversal	Largeur extérieure du maillon intérieur		Largeur intérieure du maillon extérieur		Largeur hors-tout sur axes rivés			Charge de rupture min. en décanewtons			
	p	b_1	d_2	d_1	h_1	h_2	P_t	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6									
		min	max	max	min	max		max	min	max	max	max	max	max	max	simple	double	triple			
08A	12,70	7,95	3,96	7,95	12,33	12,07	14,38	11,18	11,31	17,8	32,3	46,7	1 385	2 770	4 155						
10A	15,875	9,53	5,08	10,16	15,35	15,09	18,11	13,84	13,97	21,8	39,9	57,9	2 175	4 350	6 525						
12A	19,05	12,70	5,94	11,91	18,34	18,08	22,78	17,75	17,88	26,9	49,8	72,6	3 115	6 230	9 345						
16A	25,40	15,88	7,92	15,88	24,39	24,13	29,29	22,61	22,74	33,5	62,7	91,9	5 555	11 110	16 665						
20A	31,75	19,05	9,53	19,05	30,48	30,18	35,76	27,46	27,59	41,1	77,0	113,0	8 675	17 350	26 025						
24A	38,10	25,40	11,10	22,23	36,55	36,20	45,44	35,46	35,59	50,8	96,3	141,7	12 445	24 890	37 335						
28A	44,45	25,40	12,70	25,40	42,67	42,24	48,87	37,19	37,32	54,9	103,6	152,4	16 895	33 790	50 685						
32A	50,80	31,75	14,27	28,58	48,74	48,26	58,55	45,21	45,34	65,5	124,2	182,9	22 225	44 450	66 675						
40A	63,50	38,10	19,84	39,68	60,93	60,33	71,55	54,89	55,02	80,3	151,9	223,5	34 670	69 340	104 010						
48A	76,20	47,63	23,80	47,63	73,13	72,39	87,83	67,82	67,95	95,5	183,4	271,3	50 000	100 000	150 000						
06B	9,525	5,72	3,28	6,35	8,52	8,26	10,24	8,53	8,66	13,5	23,8	34,0	895	1 700	2 490						
08B	12,70	7,75	4,45	8,51	12,07	11,81	13,92	11,30	11,43	17,0	31,0	44,9	1 785	3 115	4 450						
10B	15,875	9,65	5,08	10,16	14,99	14,73	16,99	13,28	13,41	19,6	36,2	52,8	2 225	4 450	6 675						
12B	19,05	11,68	5,72	12,07	16,39	16,13	19,46	15,62	15,75	22,7	42,2	61,7	2 890	5 780	8 670						
16B	25,40	17,02	8,28	15,88	21,34	21,08	31,88	25,45	25,58	36,1	68,0	99,9	4 225	8 450	12 675						
20B	31,75	19,56	10,19	19,05	26,68	26,42	36,45	29,01	29,14	43,2	79,7	116,1	6 450	12 900	19 350						
24B	38,10	25,40	14,63	25,40	33,73	33,40	48,36	37,92	38,05	53,4	101,8	150,2	9 780	19 560	29 340						
28B	44,45	30,99	15,90	27,94	37,46	37,08	59,56	46,58	46,71	65,1	124,7	184,3	12 900	25 800	38 700						
32B	50,80	30,99	17,81	29,21	42,72	42,29	58,55	45,57	45,70	67,4	126,0	184,5	16 900	33 800	50 700						
40B	63,50	38,10	22,89	39,37	53,49	52,96	72,29	55,75	55,88	82,6	154,9	227,2	26 235	52 470	78 705						
48B	76,20	45,72	29,24	48,26	64,52	63,88	91,21	70,56	70,69	99,1	190,4	281,6	40 015	80 030	120 045						
56B	88,90	53,34	34,32	53,98	78,64	77,85	106,60	81,33	81,46	114,6	221,2		54 235	108 470							

Tableau 13 ; Dimensionnement des roues dentées pour les chaînes [22]



Symbole chaîne	Pas p	P_t	l_1	l_1	l_1	l_2	l_3	r_3	x	r_4
			simple	double et triple	quadruple et plus					
			h14	h14	h14	h14	h14	min	min	max
A) Chaînes dérivées des séries américaines										
08A	12,70	14,38	7,4	7,2	7,0	21,6	36,0	13	3,9	1,0
10A	15,875	18,11	9,0	8,8	8,6	26,9	45,0	16	4,4	1,0
12A	19,05	22,78	12,0	11,8	11,5	34,6	57,4	19	5,7	1,6
16A	25,40	29,29	15,1	14,8	14,3	44,1	73,4	25	6,9	1,6
20A	31,75	35,76	18,1	17,7	17,2	53,5	89,3	32	8,5	1,6
24A	38,10	45,44	24,1	23,6	22,8	69,0	114,5	38	10,0	1,6
28A	44,45	48,87	24,1	23,6	22,8	72,5	121,4	44	12,4	2,5
32A	50,80	58,55	30,2	29,5	28,5	88,0	146,6	51	14,1	2,5
40A	63,50	71,55	36,2	35,5	34,4	107,0	178,6	64	14,8	2,5
48A	76,20	87,83	45,4	44,4	42,9	132,2	220,1	76	17,2	2,5
B) Chaînes dérivées des séries européennes										
06B	9,525	10,24	5,3	5,2	5,0	15,4	25,7	9	2,7	1,0
08B	12,70	13,92	7,2	7,0	6,8	20,9	34,8	13	3,5	1,0
10B	15,875	16,59	9,1	8,9	8,7	25,5	42,1	16	4,2	1,0
12B	19,05	19,46	11,1	10,8	10,5	30,3	49,7	19	4,6	1,6
16B	25,40	31,88	16,2	15,8	15,3	47,7	79,6	25	5,3	1,6
20B	31,75	36,45	18,6	18,2	17,6	54,7	91,1	32	6,4	1,6
24B	38,10	48,36	24,1	23,6	22,8	72,0	120,3	38	7,0	1,6
28B	44,45	59,56	29,5	28,8	27,9	88,4	148,0	44	8,6	2,5
32B	50,80	58,55	29,5	28,8	27,9	87,4	145,9	51	10,7	2,5
40B	63,50	72,29	36,2	35,5	34,3	107,8	180,1	64	11,3	2,5
48B	76,20	91,21	43,5	42,4	41,1	133,6	224,8	76	12,6	2,5
56B	88,90	106,60	50,8	49,5		156,1		89	20,4	6,0

Figure 1 ; Abaque utilisé pour choisir les chaînes à rouleaux [18]

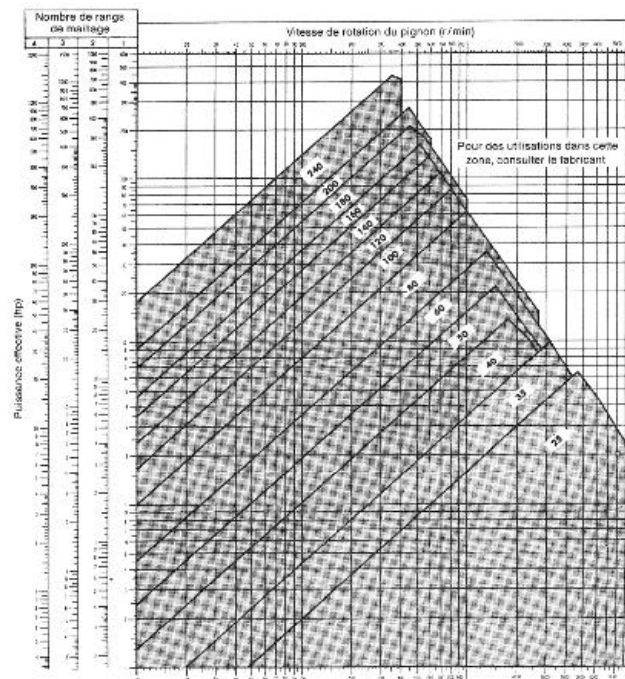


Figure 2 ; Rapport de conduite [21]

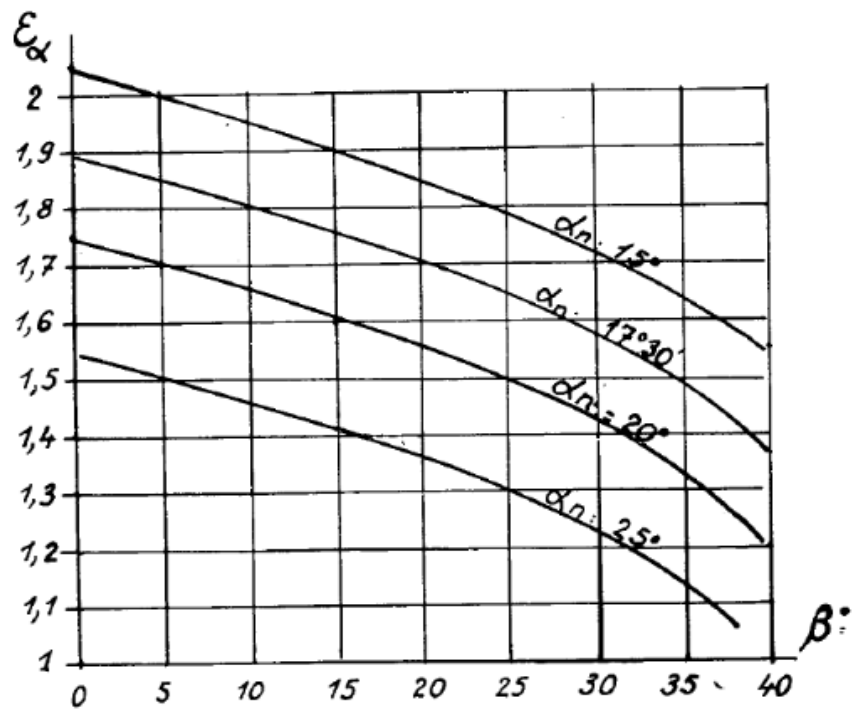
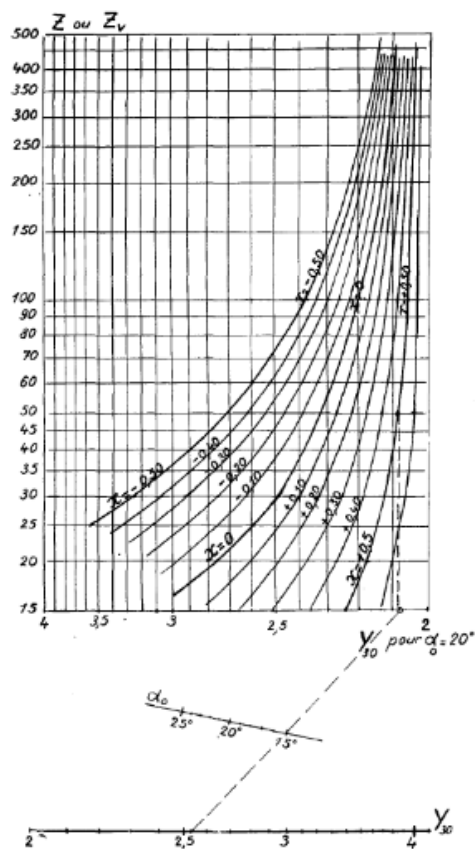
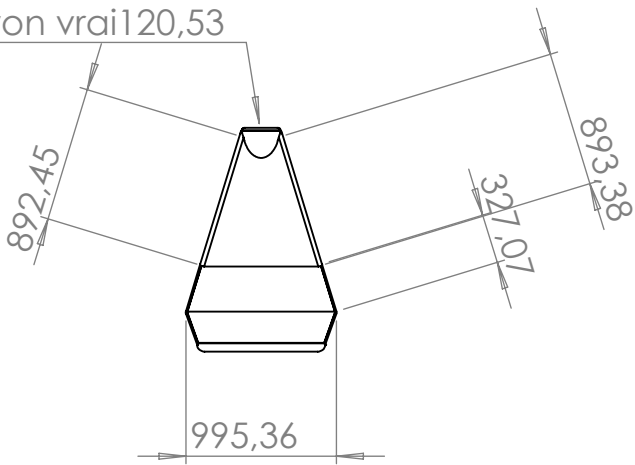


Figure 3 ; Facteur de forme [21]

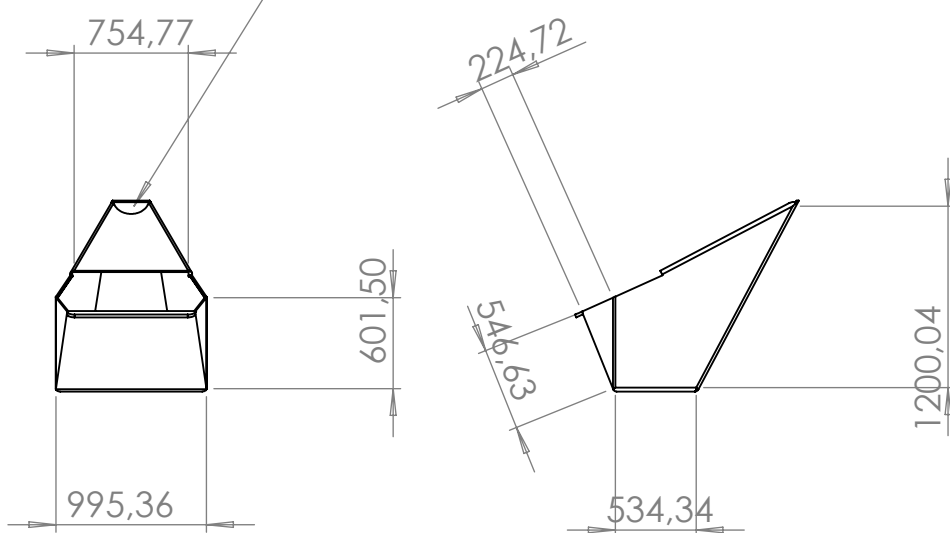


Les figures ci-dessous représentent les mise en plan des composante de la bétonnière hydraulique B422H.

Rayon vrai 20,53



Rayon vrai 20,53



Echelle:1/1

Benne

Kada et Boursali

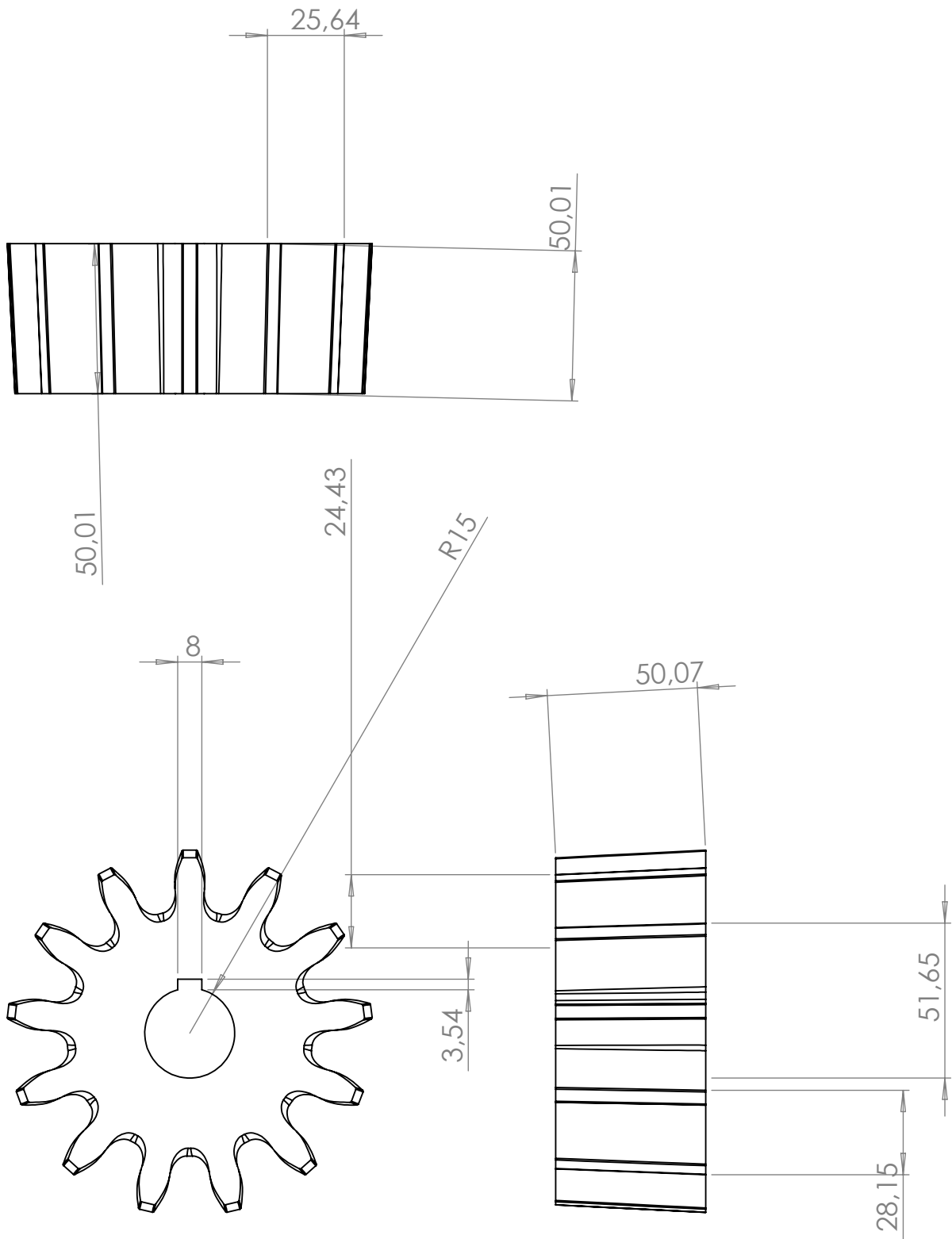


A4

Université d'Ain Temouchent

Master ELM

Date:05/09/2021



Echelle:1/1

Pignon helicoidal

Kada et Boursali

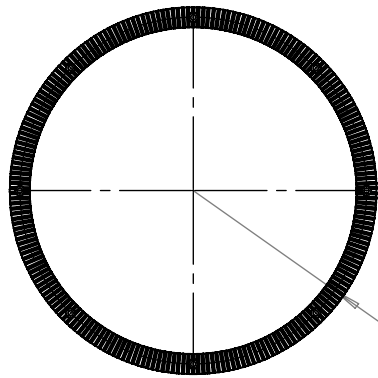


Université d'Ain Temouchent

Master ELM

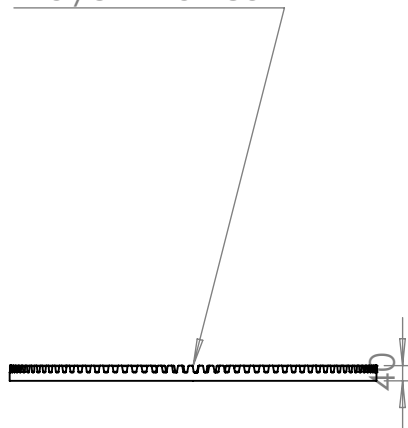
A4

Date:05/09/2021

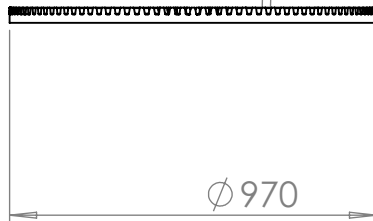


R458,50

Rayon vrai 485



22,35



Echelle:1/1

Couronne engrenée

Kada et Boursali

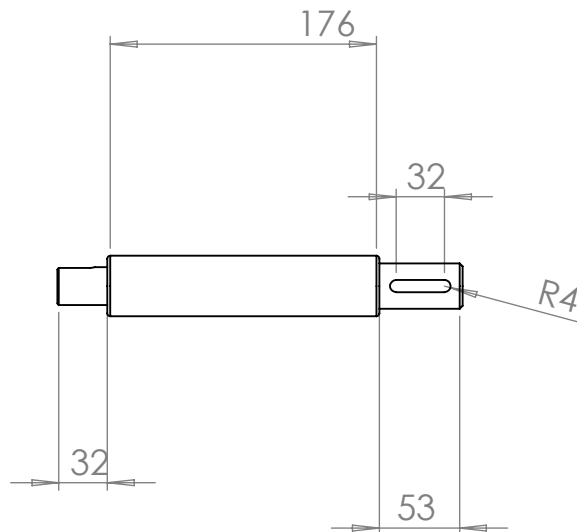
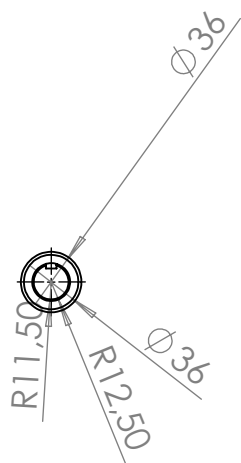
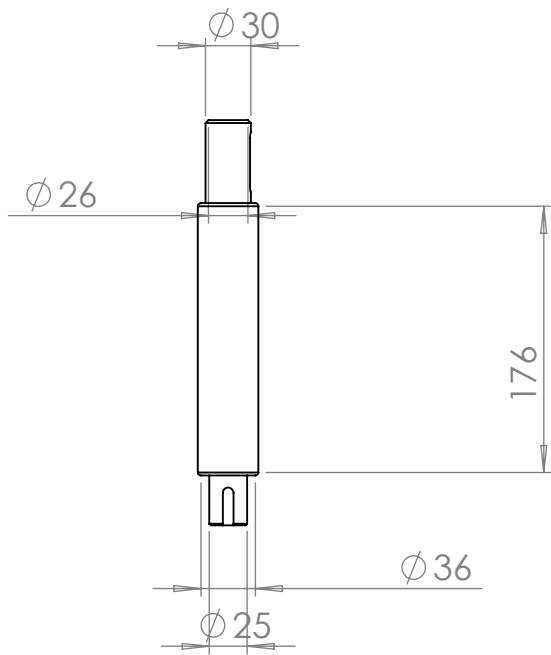


A4

Université d'Ain Temouchent

Master ELM

Date:05/09/2021



Echelle:1/1

Arbre de transmission

Kada et Boursali

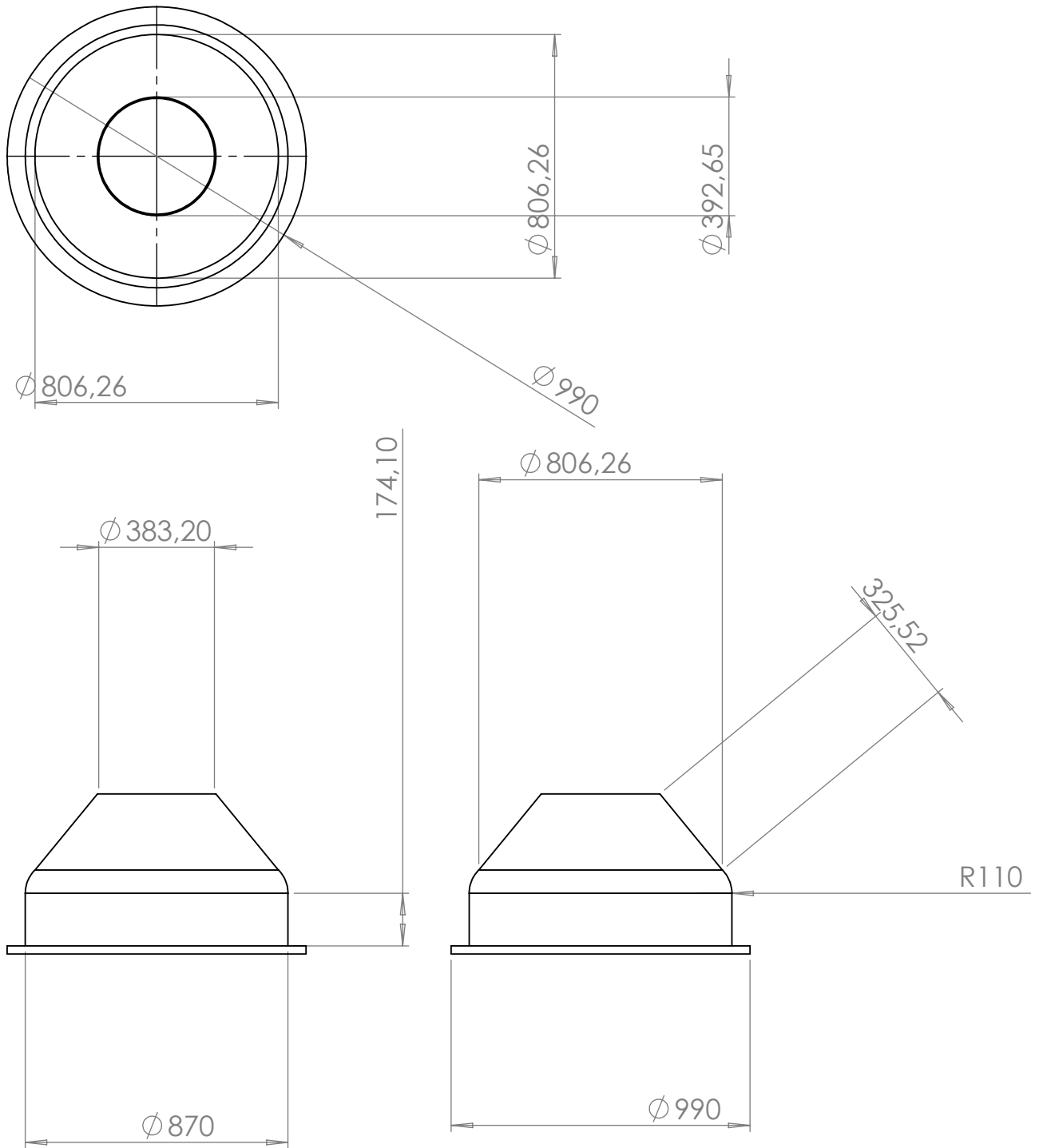


A4

Université d'Ain Temouchent

Master ELM

Date:05/09/2021



Echelle:1/1

Base de la cuve

Kada et Boursali



A4

Université d'Ain Temouchent

Master ELM

Date:05/09/2021