

Sommaire

Dédicaces	3
Remerciements	4
Sommaire	5
Liste des figures	12
Liste des tableaux	14
Introduction générale	15
CHAPITRE I: PRÉSENTATION DU LIEU D'ACCUEIL	17
1) Présentation	18
2) Services offerts par Newtech	18
2) a) Ingénierie hydromécanique	18
2) b) Expertise et audit industriel	18
2) c) Etudes, calculs et simulation	18
2) d) Ingénierie des systèmes d'informations et multimédia	18
2) e) Mécatronique	18
2) f) Etudes, conseils et accompagnement	19
2) g) Formation continue	19
 CHAPITRE II: ETUDE GÉNÉRALE DU DÉGRILLEUR ET DE SON ENVIRONNEMENT	 20
I) Principe du dégrillage	21
II) Définition du produit et de son environnement	21
1) Définition du produit et planification	22
1) 1) Contexte général du projet et intervenants	22
1) 2) Analyse des besoins	23
 2) Analyse fonctionnelle du système	 25
2) 1) Rechercher les fonctions	25
2) 1) a) Examen de l'environnement	26
2) 1) b) Examen des efforts et des mouvements	29

2) 1) c) Analyse d'un produit de référence	30
2) 2) Ordonner les fonctions	31
2) 2) a) Diagramme FAST	31
2) 3) Caractériser les fonctions	31
2) 4) Hiérarchiser les fonctions	32
3) Le cahier de charge fonctionnel (CdCF)	32
CHAPITRE III : PARAMÈTRES GÉNÉRAUX LIÉS AU DÉGRILLEUR	34
I) Facteurs de choix et de conception des dégrilleurs	35
1) Sélection et choix des dégrilleurs	35
2) Critères de conception	35
II) Dimensionnement de la grille du dégrilleur	37
1) Conditions existantes	38
2) La surface minimale de la grille	38
3) Détermination des dimensions et caractéristiques de la grille...39	
3) a) Angle d'inclinaison	39
3) b) Dimensions de la grille	41
3) c) Calcul du nombre des barreaux	42
4) Etude hydraulique	43
5) Forme et dimensions des barreaux	44
6) Refus de dégrillage	44
6) a) Quantité de refus	44
6) b) Devenir des refus de dégrillage	45
III) Solutions de conception	46
1) Choix du dispositif de nettoyage des barreaux	46
2) Choix du dispositif de mouvement des peignes	46

3) Choix de l'angle d'inclinaison46

4) Choix du dispositif de nettoyage de peignes..... 46

**CHAPITRE IV :_CONCEPTION DES ÉLÉMENTS DU
DÉGRILLEUR AUTOMATIQUE47**

A) La chaîne de manutention48

I) Facteurs de choix et de conception de la chaîne de manutention48

1) Choix de la chaîne48

2) Pignon moteur48

3) Mode d'appui de la chaîne48

4) Nature de charge48

5) Support de la charge48

6) L'entraxe48

7) Conditions de travail de la chaîne49

7) a) Environnement49

7) b) Parcours de la chaîne49

7) c) A-coups49

7) d) Effet polygonal49

II) Dimensionnement de la chaîne de manutention50

1) Conditions existantes50

2) Choix des paramètres du pignon moteur et de la roue.....50

2) a) Le pignon moteur50

2) b) La roue dentée51

3) La longueur de la chaîne.....52

4) Calcul des efforts s'exerçant sur la chaîne52

4) a) Effort de traction maximal.....	52
4) b) Effort normal maximal.....	54
5) Calcul pour tenue à l'usure des articulations	54
6) Calcul pour tenue à l'usure des galets	55
7) Les coefficients de frottement	55
8) La puissance demandée à l'arbre moteur	56
9) Application numérique.....	56
9) a) La longueur de la chaîne.....	56
9) b) Longueur de la chaîne en maillons.....	56
9) c) La masse de la chaîne.....	56
9) d) Le poids de la chaîne.....	57
9) e) Le poids des accessoires de la chaîne.....	57
9) f) Le poids des brins.....	57
9) g) Le poids s'exerçant sur les galets.....	57
9) h) L'effort normal maximal.....	57
9) i) L'effort caténaire.....	58
9) j) L'effort de traction maximal.....	58
9) k) Surface minimale de l'articulation.....	59
9) l) La puissance du moteur d'entraînement	59
B) L'arbre et les roulements de la chaîne de manutention	59
I) L'arbre lié au pignon moteur	59
1) 1) Conception basée sur la résistance	60
1) a) Démarche	60
1) b) Code ASME	60
1) c) Code Westinghouse (Théorie du cisaillement maximal)....	61
1) d) La méthode de Von Mises- Hencky- Goodman	62
2) Conception basée sur la déformation	63

2) a) La déformation latérale	63
2) b) Calcul de la déformation latérale	63
2) c) La déformation en torsion	63

3) Conception basée sur la vitesse.....64

3) a) La notion de vibration d'arbres	64
3) b) Hypothèse de Rayleigh.....	65
3) c) Fréquence de vibration de l'arbre selon l'hypothèse de Rayleigh	65

II) Le roulement lié à la roue dentée66

1) Choix du roulement.....66

2) Paramètres de dimensionnement du roulement66

2) 1) Données de départ.....	66
2) 1) a) Nature des charges	66
2) 1) b) La vitesse de rotation du roulement	67
2) 1) c) La durée de vie	67
2) 1) d) Le diamètre du roulement.....	67

3) La démarche de dimensionnement du roulement.....67

3) 1) La prédétermination	68
3) 1) a) Calcul préliminaire de la charge dynamique équivalente P	68
3) 1) b) Calcul préliminaire de la charge dynamique C	69
3) 1) c) Le choix préliminaire du roulement	69
3) 2) La détermination du roulement	69
3) 2) a) La charge statique équivalente	69
3) 2) b) Validation du choix préliminaire	69

C) Conception et dimensionnement de la structure métallique :.....70

1) Choix du matériau70

2) Composition de la structure métallique.....70

3) Conception du couvercle	70
3) a) Tôles de fixation latérale.....	71
3) b) Tôle de décharge	71
3) c) La tôle de couverture	72
3) d) Le couvercle supérieur	72
II) Le peigne :	81
III) Le dispositif du nettoyage des peignes	83
 CHAPITRE V : CONCEPTION DES ÉLÉMENTS DU DÉGRILLEUR SOUS LE LOGICIEL CATIA V5 R20	84
1) Dessin de la plaque supportant la grille	85
2) Dessin des barreaux	85
3) Dessin des peignes	87
4) Dessin du support des peignes	88
5) Dessin du vis de fixation du peigne sur le support	90
6) Dessin des autres éléments	90
7) Assemblage final du dégrilleur	96
 CHAPITRE VI : AUTOMATISATION DU DÉGRILLEUR.....	94
I) Principe	95
II) Représentation du fonctionnement	95
1) GRAFCET du niveau 1.....	95
2) GRAFCET du niveau 2.....	96
3) Le chronogramme	97

3) a) Cas où l'étape X 20 est active	97
3) b) Cas où l'étape X 30 est active	97
Conclusion	98
Bibliographie	99
Webographie	100

Liste des figures

Figure II .1: Le processus PDP	22
Figure II.2 : Principe du modèle de Kano	24
Figure II.3 : La pratique de l'analyse fonctionnelle	25
Figure II.4 : Fonction d'adaptation du dégrilleur automatique.....	27
Figure II.5 : Fonctions d'interaction du dégrilleur automatique.....	28
Figure II.6 : Exemples de dégrilleurs existants	30
Figure II.7 : Le diagramme FAST du dégrilleur automatique	31
Figure III.2 : Caractéristiques en amont et en aval du dégrilleur	40
Figure III.3 : Valeur du coefficient K_F selon la forme des barreaux (dimensions en mm), d'après Kirshmer (1926)	42
Figure III.4 : Forme de barreaux adoptée Figure III.5 : Quantité de refus en fonction de l'espacement entre les barreaux	43
Figure IV.1 : Moyeu utilisé pour la chaîne	44
Figure IV.2 : Type d'attaches utilisé	45
Figure IV.3: Caractéristiques du pignon moteur utilisé	51
Figure IV.4 : Illustration de l'effort de traction maximal	53
Figure IV.5 : Illustration de l'effort caténaire	53
Figure IV.6: Illustration de l'effort normal maximal	54
Figure IV.7: Chaîne à galet épaulé	58
Figure IV.8: Diagramme de Soderberg montrant la ligne de sécurité AB parallèle à la ligne de Soderberg	62
Figure IV.9: Illustration du phénomène de vibration d'arbres	65
Figure IV.10 : Roulement choisi	70
Figure V.1 : Esquisse de la plaque	73
Figure V.2: Extrusion de la plaque	74
Figure V.3: Esquisse de la forme des barreaux de la grille	85
Figure V.4: Dessin de la droite orientant l'extrusion	85
Figure V.5: Extrusion des barreaux de la grille	86
Figure V.6: Dessin des peignes	86
Figure V.7 : Dessin des trous du peigne	87
Figure V.8: Dessin des trous taraudés du peigne	87
Figure V.9 : Dessin du support du peigne	87
Figure V.10: Profil de taraudage suivant la recommandation ISO/R.262	88
Figure V.11: Dessin des trous taraudés de fixation de peigne	88

Figure V.12: Dessin des trous taraudés de fixation du support sur la chaîne	90
Figure V.13 : Caractéristiques de la vis utilisée	90
Figure VI.1: GRAFCET du niveau 1	96
Figure VI.2: GRAFCET du niveau 2	96
Figure VI.3 : Cas où l'étape X 20 est active	97
Figure VI.4: Cas où l'étape X 30 est active	97

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Principe de Kano appliqué dégrilleur	25
Tableau II.2 : La méthode RESEAU	26
Tableau II.3 : Echelle de hiérarchisation des fonctions	32
Tableau II.4 : Le CdCF du dégrilleur automatique	33
Tableau III.1 : Dimensions des dégrilleurs et leurs applications	35
Tableau III.2 : Dégrilleurs de station d'épuration	39
Tableau III.3 : Valeurs typiques de conception des dégrilleurs	40
Tableau IV.1 : Caractéristiques numériques du pignon moteur	51
Tableau IV.2 : Caractéristiques de la roue dentée	52
Tableau IV.3 : Choix des coefficients du frottement	55
Tableau IV.4 : Caractéristiques d'une chaîne commerciale	56
Tableau IV.5 : Caractéristiques de la chaîne choisie	58
Tableau IV.6: Facteurs de charge du code ASME	61
Tableau IV.7 : Valeurs des coefficients X et Y	69
Tableau IV.8: Valeurs des coefficients X_0 et Y_0	71
Tableau IV.9 : Caractéristiques de l'acier inoxydable 316 L	72
Tableau IV.10: Composition chimique de l'acier 316L	72
Figure IV. 11 : Caractéristiques d'un profilé UPE 80	73
Tableau IV. 12: Gamme de choix des tôles en acier inoxydable	73
Tableau V.1 : Le taraudage utilisé	89

Introduction générale

En 2005, le Maroc a connu Le Programme National d'Assainissement Liquide et d'Épuration des Eaux Usées (PNA), lancé conjointement par le Département de l'Environnement et le Ministère de l'Intérieur.

Ce programme, fixé pour l'horizon de l'année 2030, vise comme objectif parmi d'autres la réalisation des stations d'épuration.

Or, afin de protéger et d'augmenter l'efficacité de ces stations, il est indispensable de les équiper en amont par des dispositifs permettant de filtrer au maximum le flux des eaux usées entrant.

Dans ce cadre s'intègre mon projet de fin d'études, qui s'intéresse à la conception du dégrilleur automatique, qui reste l'élément essentiel de protection de ces stations.

Dans le 1^{er} chapitre intitulé « **Présentation du lieu d'accueil** », on donne une brève présentation du cabinet d'études NEWTECH ET MULTIMEDIA ainsi que les services qu'il offre.

Le 2^{ème} chapitre nommé « **Etude du dégrilleur et de son environnement** » traite, après la définition du dégrillage, une étude générale du dégrilleur, ainsi que l'analyse fonctionnelle du produit, pour finir avec un cahier de charges fonctionnel du dégrilleur automatique.

Le 3^{ème} chapitre, parlant des « **Paramètres généraux liés au dégrilleur** » analyse les différents facteurs de choix et de conception des dégrilleurs, ensuite, comment dimensionner la

grille du dégrilleur, qui reste son élément vital, pour passer aux solutions envisagées pour la conception du dégrilleur.

Quant au 4^{ème} chapitre nommé « **Conception et dimensionnement des éléments du dégrilleur automatique** », il concerne le dimensionnement des différents éléments constituant le dégrilleur. Il traite, en premier lieu le dimensionnement de la chaîne de manutention, puis celui de l'arbre lié au pignon moteur, pour passer au roulement lié à la roue dentée, avant de

traiter la conception et le dimensionnement de la structure métallique, et on finit ce chapitre par le dimensionnement du peigne et de son support.

Concernant le 5^{ème} chapitre « **Conception des éléments du dégrilleur sous le logiciel CATIA V5** » il est consacré à la conception des différents éléments du dégrilleur et de leur assemblage sous le logiciel CATIA V5 R20.

Et finalement, le 6^{ème} chapitre comporte une étude sur la possibilité d'automatisation du dégrilleur conçu.

Nous terminons notre rapport par une conclusion visualisant l'intégralité du problème.

Chapitre I : Présentation du lieu d'accueil

1) *Présentation*

Newtech est un cabinet d'études, d'ingénierie, de réalisation et de conseils qui intervient dans trois domaines d'activités: l'ingénierie, le Multimédia et L'Audiovisuel. Possédant une expérience reconnue, elle offre de divers services tels les conseils en innovation, la technicité et des solutions adaptées.

2) *Services offerts par NEWTECH*

2) a) Ingénierie hydromécanique

Traitement des défis technologiques et industriels dans les secteurs d'hydraulique, oléo-dynamique et pneumatique, électricité, automatisme, télésurveillance et télémesure.

2) b) Expertise et audit industriel

C'est de l'assistance technique et les conseils comme : l'auscultation et expertise des barrages, la maintenance conditionnelle et le contrôle dynamique des installations industriels par analyse spectrale et vibratoire.

2) c) Etudes, calculs et simulation

Cela consiste à la simulation des assemblages et structures complexes, soit à l'aide de la modélisation par éléments finis ou par calculs classiques de résistance des matériaux.

2) d) Ingénierie des systèmes d'informations et multimédia

C'est le développement des solutions spécifiques et multimédias, ainsi que les effets spéciaux numériques et images en 3D pour le cinéma, l'audiovisuel, la publicité, l'industrie et la recherche scientifique.

2) e) Mécatronique

Cela consiste à offrir des services et des solutions clé en main intégrant des technologies de pointe pour la réalisation de systèmes complexes : l'électronique, la sécurité, les systèmes embarqués.

2) f) Etudes, conseils et accompagnement

Cela concerne l'étude du marché, l'étude développement et gouvernance locale, l'étude économique et statistiques, l'étude des énergies renouvelables et l'innovation technologique.

2) g) Formation continue

Newtech offre des formations sur mesure et adaptées aux différents besoins des clients.

Chapitre II : Etude générale du dégrilleur et de son environnement

I) Principe du dégrillage

Le dégrillage constitue en général la première étape du traitement des eaux usées. Il consiste à éliminer les déchets plus ou moins volumineux tels que les chiffons, les textiles, les papiers, les plastiques, ou encore les branches et les feuilles entraînées par les eaux s'écoulant dans les canalisations d'assainissement.

Le dégrillage permet de protéger les ouvrages en aval de la station contre les dommages qui peuvent être causés par les objets de grande taille contenus dans le flux des eaux usées (protection des équipements électromécaniques, réduction des risques de colmatage des conduites). De plus, il garantit l'absence de matière flottante visible à l'œil nu dans les eaux épurées au niveau des exutoires. Il s'agit d'une étape importante pour obtenir une boue qui ne contienne pas de déchets non biodégradables comme du plastique, et qui soit donc susceptible d'être valorisée.

Comme son nom l'indique, ce traitement est réalisé à l'aide de grilles positionnées au sein d'un canal rectiligne qui interceptent les déchets. Son efficacité dépend en grande partie du dégrilleur utilisé, du diamètre des barreaux et de l'espacement entre chacun d'eux, ainsi que de certaines caractéristiques du milieu dont proviennent les eaux. En effet, la nature des activités industrielles ou commerciales dans le bassin versant et le système d'égout (unitaire ou séparatif) à l'entrée de la STEP ont une influence sur la nature des refus et leur concentration dans les eaux.

II) Définition du produit et de son environnement

Le Processus de Design d'un Produit PDP englobe en général la démarche de définition et réalisation du produit. C'est-à-dire de la définition du produit et des besoins du client jusqu'à sa réalisation de ce produit, en particulier les activités liées à la conception du produit. Il peut être résumé comme suit :

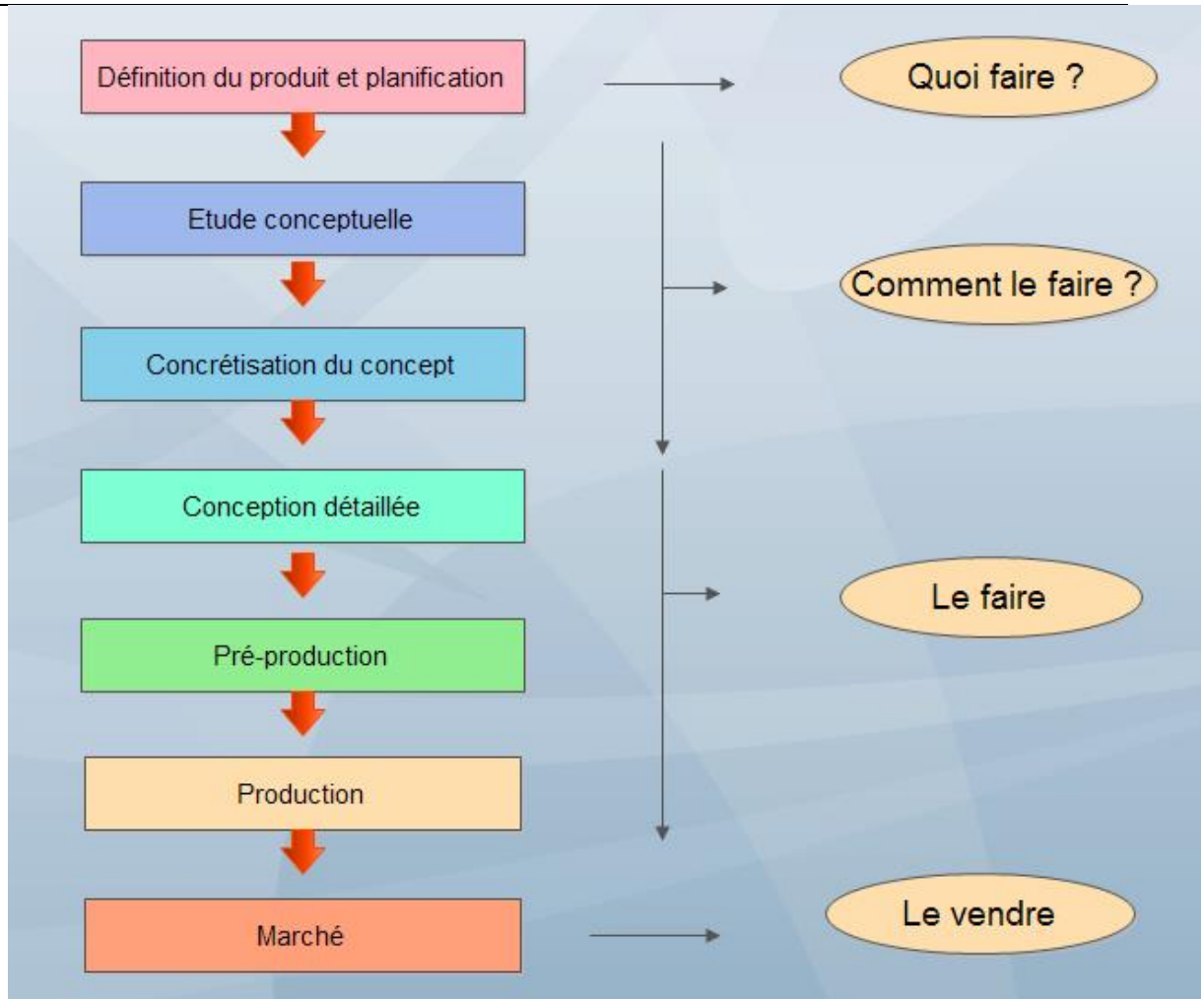


Figure II .1: Le processus PDP

1) Définition du produit et planification

C'est la première étape inaugurant tout processus de conception ou de développement d'un produit, elle permet de bien identifier le projet, ainsi que de mettre en évidence ses critères de réussite ainsi que ses contraintes. En outre, c'est durant cette étape qu'on essaye de bien comprendre les exigences du client.

1) 1) Contexte général du projet et intervenants

Contexte : Le Programme National d'Assainissement Liquide des Eaux Usées (PNA), qui a été lancé en 2005, fixe parmi ses objectifs :

- Atteindre un volume des eaux usées traitées de 60% en 2020 ;

Atteindre un volume des eaux usées traitées de 100% en 2030.

D'où la nécessité des stations d'épuration et de ses différents composants, notamment les dégrilleurs automatiques.

Clients et interacteurs : Stations de traitement des eaux usées.

1) 2) Analyse des besoins

La bonne identification des besoins et des attentes du client est une chose d'une extrême importance. Car cela permet de prendre en considération ces spécifications dans l'étude conceptuelle à réaliser.

En effet, après une entrevue avec le client, ce dernier exprime plusieurs fonctions à prendre en considération :

Avoir un dégrilleur totalement automatique ;

Avoir un dégrilleur en inox 304 L ou 316 L ;

Avoir un dégrilleur monobloc ;

Avoir un dégrilleur facile à fixer ;

Avoir un dégrilleur robuste .

Telles sont les besoins exprimés verbalement par notre client. Cependant, il est nécessaire de les analyser par de divers moyens afin d'en tirer le maximum d'idées.

Pour cela on va utiliser le diagramme de Kano.

-Principe :

C'est une approche « multidimensionnelle » qui repose sur le postulat que la satisfaction et l'insatisfaction ne reposent pas sur les mêmes types de critère.

Le modèle de Kano définit trois types d'attentes clients :

1. Les attentes de base («must be») : Celles-ci ne sont pas nécessairement énoncées mais causent de l'insatisfaction si ces besoins

latents ne sont pas remplis (un mauvais accueil dans un point de vente, la faible autonomie du téléphone mobile, etc.)

2. Les attentes proportionnelles («more is better») : également dénommées attentes de performance. Le temps d'attente au service client peut s'analyser ainsi : «moins j'attends, plus je suis satisfait».

3. Les attentes attractives : Généralement non exprimées, ces attentes apportent un petit plus pour le client et procurent une grande satisfaction. La récompense spontanée de la fidélité d'un client en est un parfait exemple.

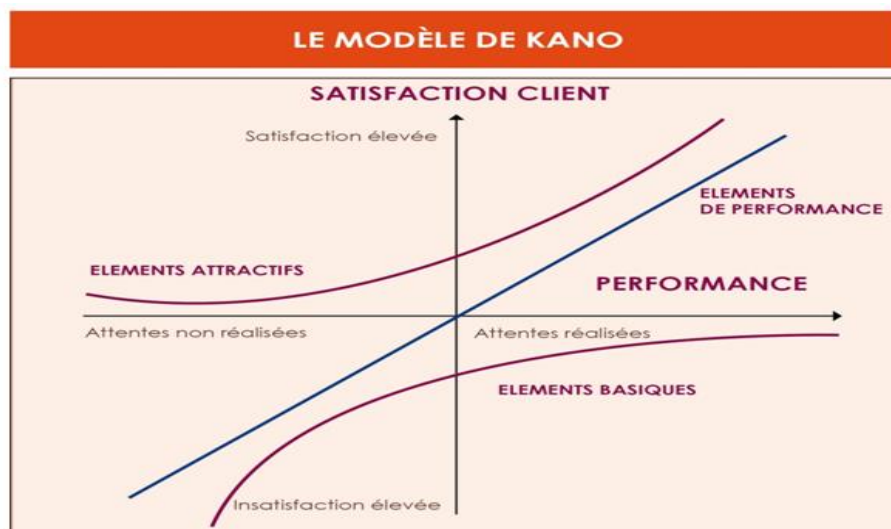


Figure II.2 : Principe du modèle de Kano

Application pour le projet du dégrilleur :

Attentes de base	Robuste; Automatique; Monobloc; Facile à entretenir; Facile à fixer dans la conduite; Assurer la sécurité humaine;
Attentes de performance	Plus ergonomique ; Plus esthétique ;

	Avoir une bonne couleur ; Longue durée de vie ; Intervention humaine minime ;
Attentes d'excitation	Adaptable à plusieurs diamètres de conduites ;

Tableau II.1 : Principe de Kano appliqué au dégrilleur

2) Analyse fonctionnelle du système

Lors de cette étape, on essaye d'exprimer chacun des besoins du client sous forme de fonctions que le produit doit réaliser. Cette façon de faire permet de mieux comprendre le besoin réel et, ensuite, de trouver une solution optimale répondant à ce besoin. Ceci évite de choisir la première solution se présentant à l'esprit et ainsi, favorise la recherche systématique de solutions les mieux adaptées.

Ainsi, cette analyse fonctionnelle peut être réalisée comme suit :



Figure II.3 : La pratique de l'analyse fonctionnelle

2) 1) Rechercher les fonctions

Cette étape a pour but de formuler toutes les fonctions du dégrilleur automatique, et dans laquelle on va utiliser certains outils de la méthode dite RESEAU.

R	→	Recherche intuitive
E	→	Examen de l'environnement
S	→	Sequential Analysis Functional Element (SAFE)
E	→	Examen des efforts
A	→	Analyse d'un produit de référence
U	→	Utilisation des normes et des règlements

Tableau II.2 : La méthode RESEAU

2) 1) a) Examen de l'environnement

C'est la méthode qui précise les différents interacteurs avec notre produit tout au long de son cycle de vie. Cette méthode se réalise en cinq points :

- 1-Définir le cycle de vie
- 2- identifier tous les interacteurs d'un produit
- 3- caractériser tous les interacteurs
- 4- chercher les fonctions d'adaptation
- 5- chercher les fonctions d'interaction

Lors de son utilisation, le dégrilleur automatique est en relation avec plusieurs éléments, ce qui dégage certaines **fonctions d'adaptation** :

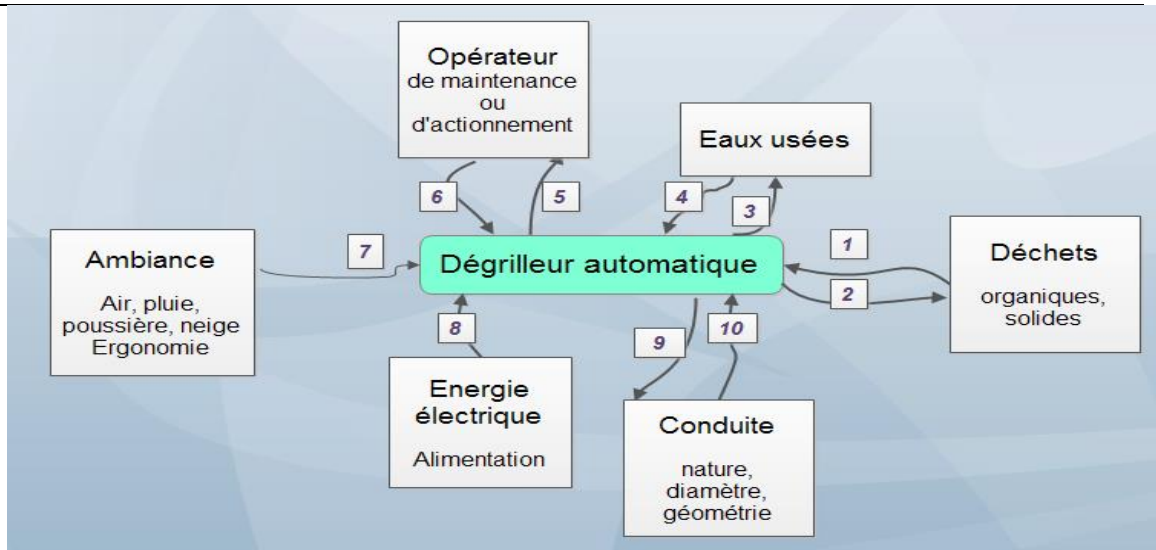


Figure II.4 : Fonctions d'adaptation du dégrilleur automatique

Avec :

- 1 → Bloquer les déchets ;
- 2 → Expulser les déchets hors du dégrilleur ;
- 3 → Permettre l'écoulement des eaux usées ;
- 4 → Filtrer l'eau usée ;
- 5 → Préserver la vie de l'opérateur ;
- 6 → Faciliter l'intervention de l'opérateur ;
- 7 → - Résister aux changements climatiques ;
- Respecter les normes de bruit ;
- 8 → S'adapter à la source d'alimentation électrique existante ;
- 9 → S'adapter à la forme de la conduite ;
- 10 → Eviter toute sollicitation de la conduite lors de la fixation ou de l'intervention humaine.

En outre, puisqu'il y a une interaction à travers le produit entre les différents éléments, il existe aussi des **fonctions d'interaction** à expliciter :

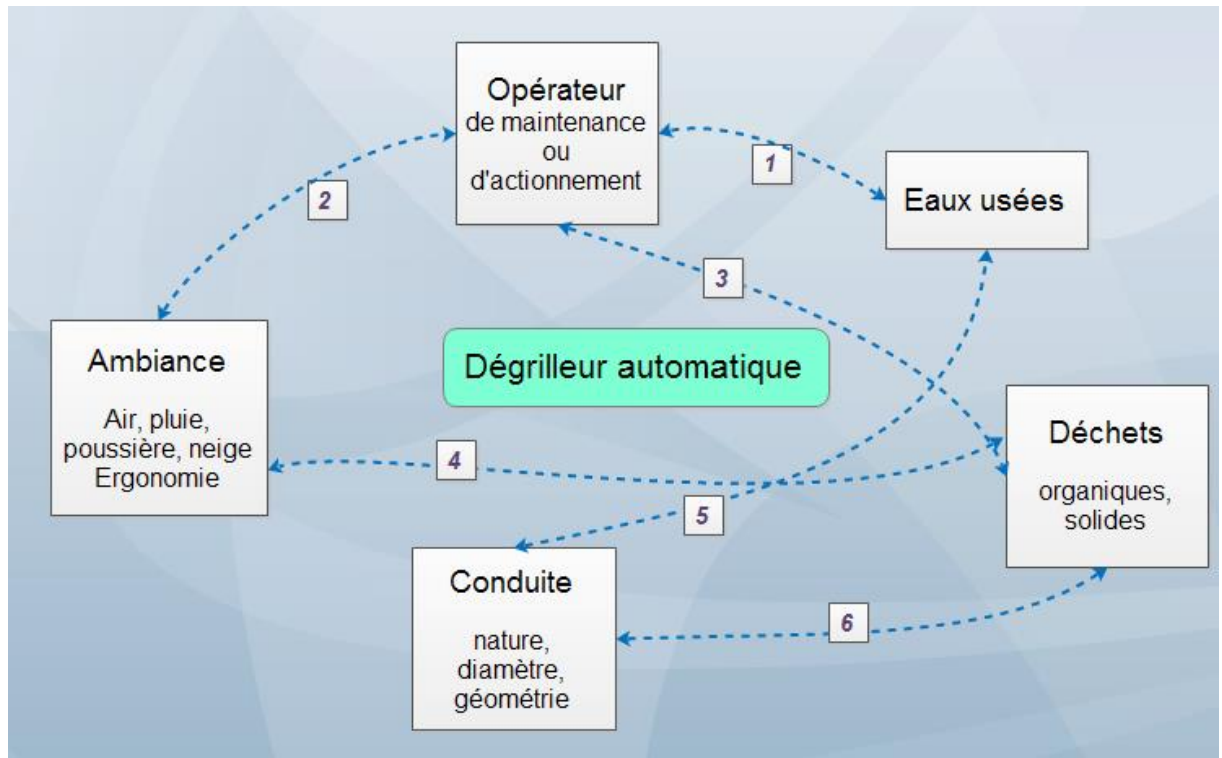


Figure II.5 : Fonctions d'interaction du dégrilleur automatique

- 1 → Ne pas expulser des gouttes d'eau usée à la zone d'activité de l'opérateur ;
- 2 → Ne pas encombrer la zone d'activité de l'opérateur ;
- Respecter les normes de bruit et des émissions d'odeurs et gaz ;
- 3 → Ne pas expulser les déchets dans la zone d'activité de l'opérateur ;
- Eviter tout effet nocif de ces déchets sur la santé de l'opérateur ;
- 4 → Diminuer au maximum l'impact des déchets sur l'entourage ;
- 5 → Diminuer au maximum la perturbation du débit des eaux usées dans la conduite ;

6 → Dégager le maximum des déchets de la conduite.

D'après cette analyse, on peut ajouter les fonctions suivantes :

- **Avoir un système de fixation facile ;**
- **Eviter toute fuite d'eau vers le milieu extérieur ;**
- **Avoir un encombrement minime ;**
- **Respecter la norme de bruit ;**
- **Respecter la norme d'émission de gaz des déchets ;**
- **Eviter la grande chute du débit des eaux usées ;**
- **Avoir une bonne cadence de nettoyage du dégrilleur.**

2)1) b) Examen des efforts et des mouvements

Cette méthode est intéressante, dans la mesure où elle permet de mettre en considération les différentes contraintes résultant du fonctionnement du dégrilleur.

En effet, ce dégrilleur automatique fonctionnera comme suit :

« Après son installation dans la conduite, le dégrilleur recevra une quantité considérable des eaux usées contenant plusieurs déchets de diverses natures. Il doit bloquer le maximum de ces déchets. Ensuite, il doit posséder un mécanisme permettant de dégager ces débris de la grille et les mettre dans un bas spécifique, tout en évitant de bloquer l'eau en amont du dégrilleur. En outre, le dégrilleur doit communiquer à l'opérateur toute anomalie de dysfonctionnement, car cet opérateur doit avoir la possibilité d'effectuer un arrêt d'urgence si cela est nécessaire. »

Ceci dit, on peut dégager les contraintes suivantes qu'on peut traduire en fonctions :

La grille et le dispositif de nettoyage doivent résister au débit de l'eau → -
Avoir une grille robuste ;

- **Avoir un dispositif de nettoyage robuste.**

La grille doit bloquer le maximum des déchets → **Avoir une forme et une dimension adéquates.**

La grille doit résister au poids des déchets → - **Dimensionner le dégrilleur en prenant en compte la charge maximale des déchets.**

Le dispositif de nettoyage doit pouvoir dégager les déchets de la grille → - **Avoir un dispositif de nettoyage robuste ;**

- **Choisir une forme adéquate de ce dispositif.**

Il faut avoir un bac pour les déchets dégager → **Utiliser un déversoir.**

Eviter de bloquer l'eau en amont du dégrilleur → - **Dimensionner le dégrilleur pour qu'il ne gêne pas l'écoulement des eaux ;**

- **Avoir un dispositif en amont du dégrilleur permettant d'adapter le débit de l'eau à la capacité du dégrilleur.**

Le dégrilleur doit communiquer les anomalies à l'opérateur, qui pourra effectuer un arrêt d'urgence → **Avoir un système de contrôle et de communication entre le dégrilleur et l'opérateur.**

2) 1) c) Analyse d'un produit de référence

Les dégrilleurs des eaux usées sont présents dans de divers aspects :
dégrilleurs à barreaux, à tôle perforées...

Ils diffèrent aussi par le dispositif de nettoyage, qui peut être un peigne, ou un racleur.

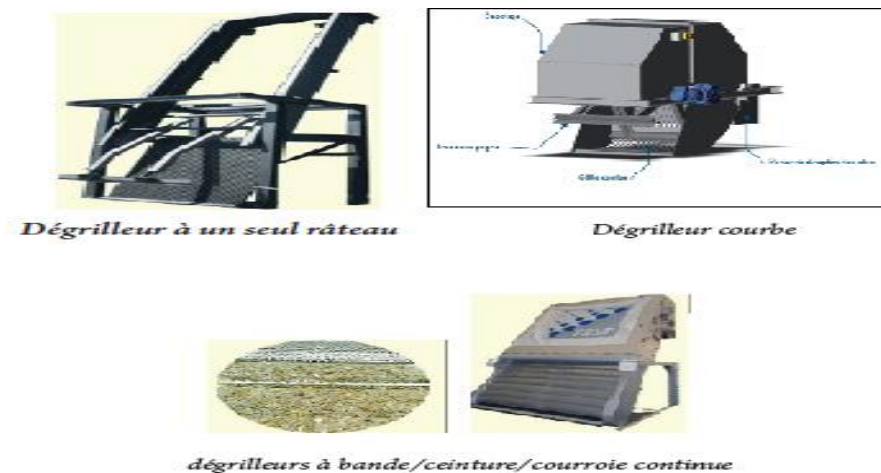


Figure II.6 : Exemples de dégrilleurs existants

2) 2) Ordonner les fonctions

Cette étape met en évidence le rôle des fonctions dégagées précédemment, car ces dernières font le lien entre les attentes du client et le produit à réaliser.

Pour cette raison, on va utiliser le diagramme FAST.

2) 2) a) Diagramme FAST

C'est une approche simple qui consiste à commencer par la fonction la plus générale du produit pour aller vers les fonctions les plus spécifiques.

Ainsi, pour notre projet, on a le résultat suivant :

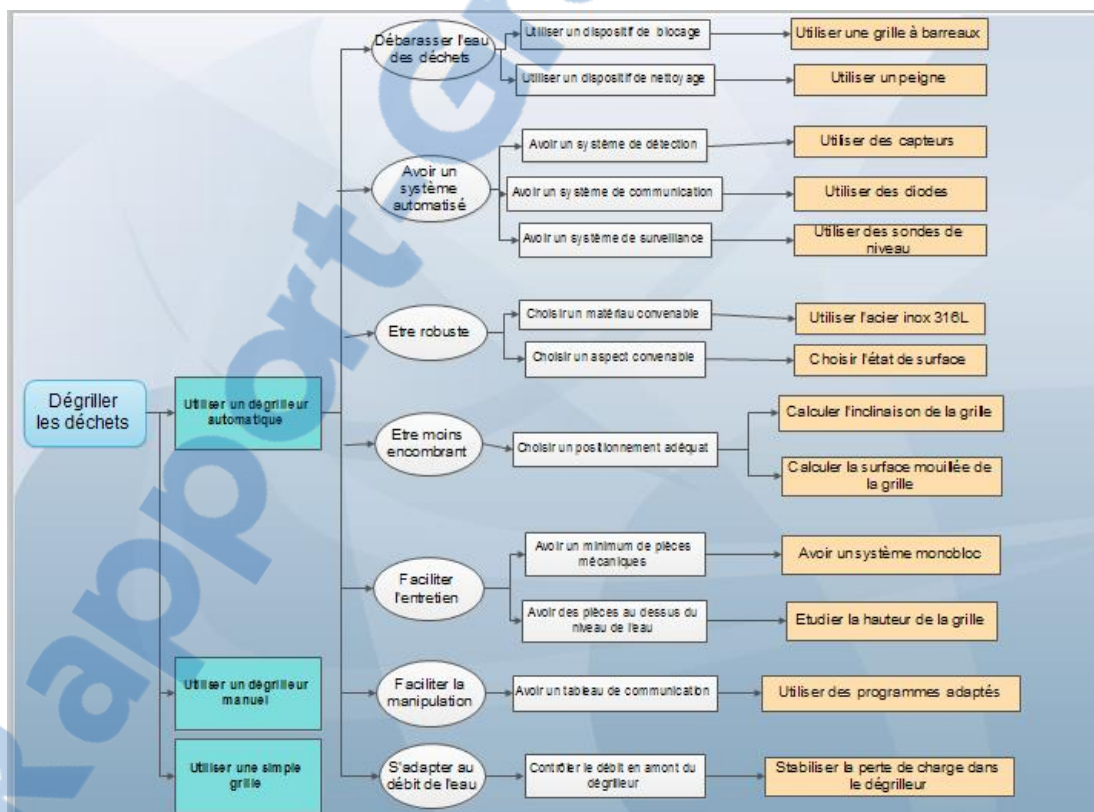


Figure II.7 : Le diagramme FAST du dégrilleur automatique

2) 3) Caractériser les fonctions

Cette caractérisation se base sur la méthode dite : **Cri Ni Flex**. Elle regroupe les critères suivants :

Critères d'appréciation : Paramètres mesurables et contrôlables, qui sont retenus pour juger de la manière dont une fonction est remplie ;

Niveau : Grandeur espérée sur l'échelle de mesure retenue pour un critère d'appréciation ;

Flexibilité : Ensemble des indications précisant la possibilité de moduler la valeur d'un niveau comme la tolérance d'une mesure. Elle sera notée F.

Ce dernier paramètre est divisé en plusieurs catégories dites « classes de flexibilité » :

- Classe F_0 : flexibilité nulle – niveau impératif.
- Classe F_1 : flexibilité faible – niveau peu négociable.
- Classe F_2 : flexibilité bonne – niveau négociable.
- Classe F_3 : flexibilité forte – niveau très négociable.

2) 4) Hiérarchiser les fonctions

Cette approche met en évidence l'importance accordée par le client aux différentes fonctions du produit. Il s'agit alors de la pondération des fonctions, qui est effectuée à l'aide de l'échelle suivante :

K	Importance
1	Souhaitable
2	Nécessaire
3	Importante
4	Très importante
5	Vitale

Tableau II.3 : Echelle de hiérarchisation des fonctions

3) Le cahier de charge fonctionnel (CdCF)

En utilisant les différents outils vus précédemment on aboutit au résultat suivant

1	Bloquer les déchets	5	Forme et géométrie du barreau	Valeur minimum de K_F	$0 \leq K_F \leq 1$	0
2	Nettoyer la grille	5	Forme et géométrie du peigne	Test	-----	1
3	Détecter le niveau de colmatage	2	Volume des déchets Débit de l'eau	Matière suspendue Vitesse d'approche	$\approx MES$ $0,6 - 1,0 \text{ m/s}$	1 1
4	Communiquer les informations à l'opérateur	3	Forme et vitesse des messages émis	Test	-----	2
5	Permettre la surveillance du fonctionnement	4	Nature des détecteurs	Test	-----	2
6	Eviter la corrosion	5	Matériau utilisé	Acier inoxydable	Acier 316L	1
7	Etre esthétique	1	Etat de surface	Test	-----	3
8	Etre moins encombrant	4	Dimensions	Test	-----	1
9	Faciliter l'intervention	4	Accès aux composants	Test	-----	2
10	S'adapter au débit d'eau du canal	4	Débit acceptable	Débit d'approche	$\approx 40 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	1

Tableau II.4 : Le CdCF du dégrilleur automatique

Chapitre III : Paramètres généraux liés au dégrilleur

I) Facteurs de choix et de conception des dégrilleurs

1) Sélection et choix des dégrilleurs

Le choix du dégrilleur dépend du domaine d'application. Une proposition d'aide au choix du dégrilleur est donnée dans le tableau suivant :

Application	Ouverture ou espacement	Type
Les grandes stations de pompage	50 - 15 mm.	Les grilles à gros débris
Les petites stations de pompage	50 mm.	Dégrilleur à barreaux verticaux
		Dégrilleur à bande
		Dégrilleur courbe à barreaux
Les petites stations d'épuration (sans traitement de boues)	15 - 25 mm.	Dégrilleur à barreaux inclinés
		Dégrilleur à barreaux verticaux
		Dégrilleur à bande
Les petites stations d'épuration (avec traitement de boues)	5 - 10 mm.	Dégrilleur à barreaux inclinés
		Dégrilleur à barreaux verticaux
		Dégrilleur à bande
Les stations d'épuration moyennes (avec traitement de boues)	5 - 10 mm.	Dégrilleur à barreaux inclinés
		Dégrilleur à barreaux verticaux
		Dégrilleur à bande
Les grandes stations d'épuration (avec traitement de boues)	15 - 50mm. (Avant Dégrilleur fin)	Dégrilleur à barreaux verticaux
	5 - 10mm.	Dégrilleur à bande
		Dégrilleur à tambour
Ecoulement de débordement	5 - 10 mm.	Dégrilleur à coupe
		Discreen

Tableau III.1 : Dimensions des dégrilleurs et leurs applications

2) Critères de conception

Les équipements de dégrillage sont caractérisés suivant plusieurs critères :

2) a) Ouverture de la grille

Une grille doit retenir les débris et les matières flottantes de dimensions diverses. Ainsi, une grille à barreau est recommandée pour les STEP. Car plus le dégrillage est efficace, plus les processus en aval sont améliorés ; tels les conditions d'écoulement, la prévention des dommages et du colmatage. Ce qui réduira la fréquence d'intervention.

Pour déterminer la taille de l'ouverture, plusieurs facteurs doivent être considérés :

- Impact de solides sur les processus en aval ;
- Configuration du système de collecte des eaux usées ;
- Charge organique et hydraulique de l'effluent ;
- Volume de solides à gérer ;
- Mode prévu de l'élimination des refus.

2) b) Types de supports des grilles

On trouve trois types de supports pour les grilles: Barres, plaque perforée et toile métallique.

Les grilles à barreaux ont été les premières utilisées pour le traitement des eaux usées. Les barres individuelles peuvent être fabriquées avec des largeurs et des profondeurs variables. La taille de la barre et l'espacement entre les barres permettent de déterminer la force du dégrilleur. Généralement, la barre sera plus mince si l'ouverture devient plus petite afin de maintenir un pourcentage élevé de la zone ouverte du dégrilleur.

2) c) Nettoyage des dégrilleurs

Afin d'augmenter l'efficacité du dégrillage, le mécanisme de nettoyage doit être adapté à l'ouverture de la grille et la géométrie des barreaux. Pour cela, on adopte généralement le râteau et les balais comme outils de nettoyage.

Pour le râteau, il doit convenir aux ouvertures de la grille et pénétrer dans la grille assez loin pour dégager les déchets collés aux ouvertures.

Quant aux brosses et balais à essuie, ils sont utilisés là où les râteaux ne peuvent accéder, généralement lorsque l'ouverture n'est pas claire, les fentes avec croix, que l'on trouve dans quelques grilles, ainsi que dans les matériaux perforés.

2) d) Débit du dimensionnement

Pour garantir que la grille ne sera pas inondée lors des conditions de pointe, le dégrilleur doit être dimensionné pour le débit de pointe instantané et le

scénario de chargement des solides de pointe. Si la grille n'est pas dimensionnée pour gérer le débit instantané et les refus de pointe, il faut prévoir une gestion de l'excédent de telle sorte que les solides soient enlevés et gardés hors des bassins. On trouve aussi d'autres critères qui doivent être mis en évidence pour conception notamment la profondeur, la largeur et la vitesse dans le canal, la hauteur de décharge, l'angle d'inclinaison du dégrilleur et autres considérations, comme la perte de charge.

3) Dispositions constructives

Il est évident que chaque station d'épuration possède ses propres caractéristiques, celles qui seront considérées comme des contraintes de conception du cite et des équipements par la suite. Cependant, on peut citer quelques spécifications dites communes à l'ensemble des dégrilleurs :

- Le dispositif de nettoyage doit être muni de dents adaptées au type de la grille utilisée ;
- Le bac de réception des déchets doit être suffisamment profond ;
- Un point d'eau doit être installé au voisinage du dégrillage pour faciliter le nettoyage ;
- S'il y a une disponibilité de l'énergie électrique sur le cite, il est préférable d'opter pour un dégrilleur automatique. Mais pour faire face à tout incident à ce niveau, il faut prévoir en secours un dispositif de dégrillage manuel (entrefer de 40 à 50 mm) avant le dégrilleur automatique ;
- Le fonctionnement du dégrilleur automatique doit être asservi à une minuterie ou au fonctionnement des pompes de relèvement ou à une mesure de perte de charge dans le chenal de dégrillage. Il est aussi nécessaire de prévoir un limiteur de couple ainsi qu'un dispositif d'arrêt de fin de course pour le dégrillage ;
- Une utilisation rationnelle du dégrilleur exige que ce dernier doive être placé à une distance minimale égale à quatre fois la largeur du canal.

II) Dimensionnement de la grille du dégrilleur

Puisque la grille est la partie opérative du dégrilleur, donc il est indispensable de bien définir ces caractéristiques. Car ces dernières serviront comme données de base pour déterminer les dimensions des autres éléments.

1) Conditions existantes

Canal rectangulaire : largeur : 600mm, et profondeur : 8m ;

Matériaux : inox 316 L ;

Le débit maximal : $Q_{\max} = 40 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$;

La concentration en matière solide en suspension : 0,675 kg/h ;

Donc : vitesse maximale de l'eau en canal d'arrivée au dégrilleur est égale à :

$$V_{\max} = K \times R^{\frac{2}{3}} \times I^{\frac{1}{2}}$$

A.N: $V_{\max} = 75 \times \left(\frac{0,6 \times 8}{2 \times 8 + 0,6} \right)^{\frac{2}{3}} \times \sqrt{0,005} = 2,32 \text{ m/s}$

Espacement entre les barreaux du dégrilleur : 10 mm.

2) La surface minimale de la grille :

On a la surface minimale de la grille S est déterminée par la formule suivante :

$$S_{\min, \text{grille}} = \frac{Q_{\max} (\text{m}^3/\text{s})}{V_{\max} \times O \times C}$$

Avec : C = le coefficient de colmatage : pour le cas d'un dégrilleur automatique, la valeur de ce coefficient varie entre 0,40 et 0,50, donc on prend : C = 0,50 .

Et : O est l'efficacité, qui peut être calculée comme suit :

$$O = \frac{\text{espace libre entre barreaux}}{\text{espace libre} + \text{épaisseur barreaux}}$$

Puisque la station d'épuration étudiée appartient à la zone suivante :

Les stations d'épuration moyennes (avec traitement de boues)	5 - 10 mm.	Dégrilleur à barreaux inclinés Dégrilleur à barreaux verticaux Dégrilleur à bande
--	------------	---

Tableau III.2 : Dégrilleurs de station d'épuration

On prend l'espacement libre entre les barreaux égal à : 10mm ;

Et : l'épaisseur des barreaux sera : 8 mm, pour permettre une perte de charge minimale.

Donc on obtiendra : $O = \frac{10}{10+8} = 0,55 = 55\%$

Alors on aura :

$$S_{\text{min,grille}} = \frac{0,011}{2,32 \times 0,5 \times 0,55} = 0,018 \text{ m}^2$$

3) Détermination des dimensions et caractéristiques de la grille

3) a) Angle d'inclinaison

On sait que la perte de charge s'écrit sous la forme suivante :

$$\Delta H = \beta \times \left(\frac{d}{e}\right)^{4/3} \times \frac{v_{\text{max}}^2}{2g} \times \sin(\gamma) \quad \text{avec : } \beta = 2,42$$

Ainsi, pour notre cas :

$$\Delta H = 2,42 \times (0,8)^{4/3} \times \frac{2,32^2}{19,62} \times \sin(\gamma) = 0,493 \times \sin(\gamma)$$

Et d'après les travaux et les constatations réalisés au sein des stations d'épuration au Maroc, les valeurs typiques de la conception des dégrilleurs peuvent être explicitées comme suit :

Entité/Item	Critères de conception	Design Criteria
	Dégrilleurs mécaniques	Dégrilleurs manuels
Largeur de la barre/	8-10 mm	4-8mm
Profondeur de la barre	50-75 mm	25-50 mm
Escapement entre barreaux	10-50 mm	25-75mm
Angle d'inclinaison	75-85 degrees	45-60 degrees
Vitesse de d'approche	0.6-1.0 m/s	0.3-0.6m/s
Perte de charge permise	150mm	150

Tableau III.3 : Valeurs typiques de conception des dégrilleurs

Donc on aura: $\gamma \in [75^\circ ; 85^\circ]$.

Alors : $\gamma = 75^\circ \rightarrow \Delta H = 0,493 \times \sin(75^\circ) = 0,476 \text{ m}$

Et : $\gamma = 85^\circ \rightarrow \Delta H = 0,493 \times \sin(85^\circ) = 0,491 \text{ m}$

Alors, pour notre angle d'inclinaison γ il faut :

$$0,476 \text{ m} \leq \Delta H_\gamma \leq 0,491 \text{ m}$$

$$\frac{0,476}{0,493} \leq \sin(\gamma) \leq \frac{0,491}{0,493} \quad \text{donc : } 0,965 \leq \sin(\gamma) \leq 0,995$$

Alors : $74,8^\circ \leq \gamma \leq 84,26^\circ$

3) b) Dimensions de la grille

Soient : L_0 la surface mouillée de la grille, et : l_0 la largeur de la grille, et :
 t : le tirant d'eau tel que : $t = 6m$

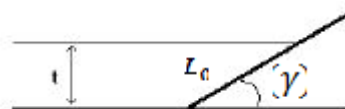


Figure III.1 : Surface mouillée de la grille

Puisqu'on la contrainte d'une conduite de largeur $b = 0,6m$ à respecter, on choisit la largeur de la grille de : $l_0 = 0,424m$ pour permettre à la fixation du dégrilleur dans la conduite.

Ainsi : pour $\gamma = 74,8^\circ$ on a : $L_0 = \frac{6}{\sin(74,8)} \approx 6,22 \text{ m}$

$$\rightarrow S_{grille} = 0,434 \times 6,22 = 2,69m^2$$

Et : pour : $\gamma = 84,26^\circ$ on a : $L_0 = \frac{6}{\sin(84,26)} \approx 6,031 \text{ m}$.

$$\rightarrow S_{grille} = 0,434 \times 6,031 = 2,61m^2$$

Dans les deux cas on a : $S_{grille} \geq S_{min,grille}$, donc les valeurs de la largeur et la longueur mouillée sont acceptables.

Alors pour le reste des calculs on va prendre : $\begin{cases} L_0 = 6,22 \text{ m} \\ l_0 = 0,424 \text{ m} \\ \gamma = 74,8^\circ \end{cases}$

3) c) Calcul du nombre des barreaux

On détermine d'abord le nombre des espacements entre les barreaux de la grille.

$$\text{On a : } O = \text{Efficacité} = \frac{S_{vide}}{S_{grille}} = \frac{S_{vide}}{2,64} = 0,55$$

$$\text{Alors : } S_{vide} = 0,55 \times 2,64 = 1,452 m^2$$

Et : la largeur totale de l'entrefer à travers la grille est :

$$A = \frac{S_{vide}}{t} = \frac{1,452}{6} = 0,242 m$$

Or : l'espacement entre les barreaux est : $E_s = 10 mm$

Donc le nombre d'espacements est : $N_{esp} = \frac{A}{E_s}$

$$\text{A.N : } N_{esp} = \frac{0,242}{0,01} = 24 \text{ espacements}$$

Et on a : $l_0 = N_{esp} \times E_s + N_{barres} \times d$

A.N : $0,424 = 24 \times 0,01 + N_{barres} \times 0,008$

Alors on obtient le nombre des barres :

$$N_{barres} = 23 \text{ barres}$$

4) Etude hydraulique

Dans cette partie, on veut estimer les hauteurs d'eau et vitesses en amont et en aval de la grille lorsque le débit d'entrée de l'eau est égal au débit moyen de la station : $Q_{moy} = 37,5 \text{ m}^3/h = 0,02 \text{ m}^3/s$.

A l'endroit d'insertion du dégrilleur, la largeur du canal est : $b = 0,6 \text{ m}$. De plus, on considère un canal en béton lisse de pente $i=0,005$. Pour cette étude, nous avons utilisé la relation de Bernoulli entre les points 1 et 2 représentés sur la figure ci dessous:



Figure III.2 : Caractéristiques en amont et en aval du dégrilleur

En régime permanent, le débit est conservé de part et d'autre de la grille. Nous allons déterminer la vitesse v_2 et la hauteur h_2 en aval de la grille.

D'une part, on a : $h_2 = \frac{Q_{moy}}{b \times v_2} = \frac{0,04}{v_2}$

Et d'autre part, la relation de Manning-Strickler donne : $v_2 = K \times R^{2/3} \times \sqrt{i}$

Tel que : R est le rayon hydraulique : $R = \frac{b \times h_2}{2h_2 + b}$;

Et : K : est le coefficient de Strickler : $K = 75 \text{ m}^{1/3}/s$.

Alors on obtient : $v_2 = K \times \frac{(b \times h_2)^{2/3}}{(2 \times h_2 + b)^{2/3}} \times \sqrt{i}$

Donc : $2 \cdot Q_{\text{moy}} \cdot v_2 + b^2 \cdot v_2^2 - K \cdot Q_{\text{moy}}^{2/3} \cdot b^{2/3} \cdot \sqrt{i} = 0$

Donc : $\Delta = 4 \times Q_{\text{moy}}^2 + 4 \times b^2 \times K \cdot Q_{\text{moy}}^{2/3} \cdot b^{2/3} \cdot \sqrt{i}$

5) Forme et dimensions des barreaux

Généralement, on considère que les barreaux de la grille possèdent une forme rectangulaire. Mais en réalité, les industriels adoptent d'autres formes pour la conception de la grille, et ce pour diverses considérations: des pertes de charge trop importantes ou un colmatage permanent par des éléments venant se bloquer entre les barreaux et que le dégrilleur n'est pas en mesure d'enlever.

Ainsi, pour limiter les pertes de charge trop importantes, il s'agit d'adopter une forme de barreaux plus hydrodynamique présentant un coefficient de perte de charge plus faible.

Et pour limiter le colmatage permanent, il s'agit d'adopter une forme limitant la zone où l'espacement entre barreaux est minimal, de sorte que si un corps arrive à franchir cette zone, il franchira alors complètement la grille et ne restera pas bloqué.

Ces constatations furent établies par Kirshmer (1926) qui a parvenu à attribué un coefficient K_F aux différentes forme de barreaux, explicitant ainsi l'impact de la forme sur la perte de charge et le colmatage.

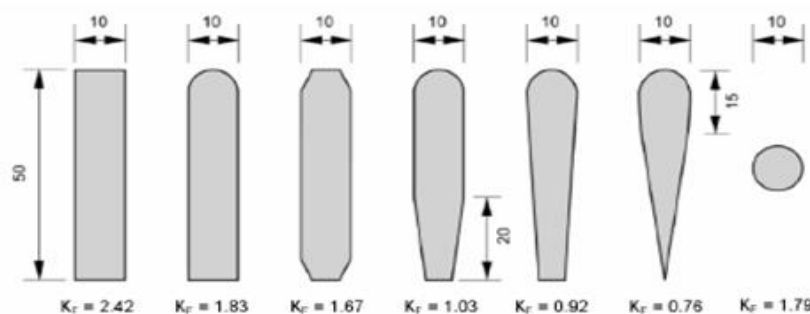


Figure III.3 : Valeur du coefficient K_F selon la forme des barreaux (dimensions en mm), d'après Kirshmer (1926)

Les valeurs présentées dans la figure sont valables pour un ratio entre la profondeur des barreaux et leur épaisseur (p/e) égal à 5. Pour des ratios supérieurs, il n'y a que peu de différence sur les pertes de charge. Le coefficient K_F est d'autant plus faible que la forme des barreaux est « hydrodynamique », limitant les décollements de l'écoulement et la turbulence.

L'obstruction à l'écoulement que représente le plan de grille est prise en compte à travers le rapport entre l'épaisseur des barreaux d et l'espacement libre entre barreaux e . Plus l'épaisseur des barreaux est importante ou plus l'espacement est réduit, plus la perte de charge sera élevée et inversement.

Pour cela, la forme qu'on va adopter pour la grille de notre dégrilleur est la suivante :



Figure III.4 : Forme de barreaux adoptée

Cette forme offre le plus petit coefficient K_F tout en permettant la facilité d'obtention de barreaux de cette forme, mais surtout la possibilité de leur nettoyage durant le fonctionnement du dégrilleur.

Alors, les barreaux de la grille auront les dimensions suivantes :

Epaisseur : $e = 8 \text{ mm}$;

Profondeur notée p : on a : d'après les expériences de Mosonyi, il faut que :
 $p/e = 5$ donc : $p = 5e = 5 \times 8 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$.

6) Refus de dégrillage

6) a) Quantité de refus :

Le refus annuel de dégrillage dépend en grande partie de l'écartement entre les grilles. La figure suivante donne des valeurs indicatives de la quantité de refus en fonction de l'espacement entre les barreaux :

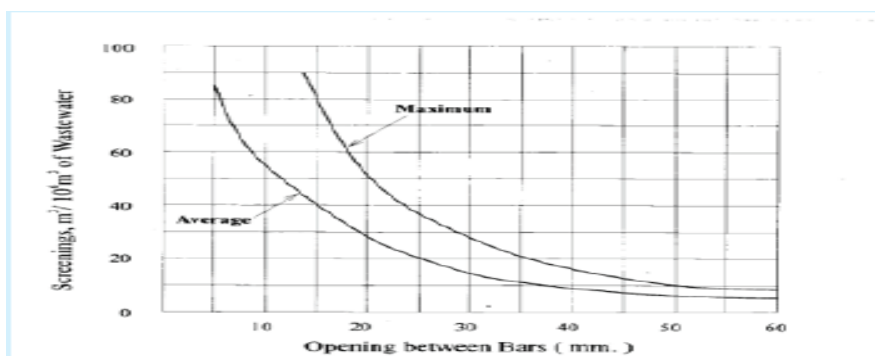


Figure III.5 : Quantité de refus en fonction de l'espacement entre les barreaux

Ainsi, pour le dégrilleur dont l'espacement entre barreaux est de 10 mm, permet de retenir 55 m³ de refus de dégrillage pour 10⁶m³d'eau traitée. Connaissant le volume d'eau moyen entrant dans la station chaque année (3 230 250 m³/an), on en déduit que la quantité de refus au niveau de ce dégrilleur s'élèvera à 179 m³/an en moyenne. Il peut être intéressant de réduire le volume de ces déchets par différentes techniques de compactage.

6) b) Devenir des refus de dégrillage

Les refus de dégrillage sont assimilés aux ordures ménagères et ils suivent généralement les mêmes filières de collecte et de traitement que celles-ci. D'après les calculs, on aurait environ 3,4 m³ par semaine de déchets à éliminer, ce qui peut se faire en une fois en prévoyant une benne de stockage sur le site. Il faut en effet une capacité de stockage de 48 heures minimum à l'abri des rats, et des insectes. Cependant, il ne faudra pas les stocker beaucoup plus longtemps car ils peuvent être à l'origine de dégagements de mauvaises odeurs et il peut être souhaitable de mettre en place des bennes hermétiques.

III) Solutions de conception

1) Choix du dispositif de nettoyage des barreaux

On choisit des peignes en acier inoxydable 316 L exerçant un nettoyage en aval de la grille pour éviter la perte de charge du fluide à l'entrée de la grille, ainsi que d'empêcher le blocage des peignes par la force de l'écoulement emportant les débris.

Ces peignes seront démontables pour faciliter leur changement en cas de détérioration.

2) Choix du dispositif de mouvement des peignes

Le mouvement des peignes est assuré par une chaîne. Cette dernière est actionnée par des roues dentelées. Elle glisse sur les rouleaux dans leurs guides respectifs, ce qui la maintient centrée et dynamiquement stable. Dans la partie supérieure, il y a un tendeur pour adapter parfaitement la chaîne.

3) Choix de l'angle d'inclinaison

Puisque notre dégrilleur peut prendre plusieurs valeurs d'inclinaison par rapport à l'horizontale, on peut envisager deux vérins dans les extrémités de la grille pour changer son angle d'inclinaison. Cette dernière sera équipée de deux paliers rotatifs pour permettre ces mouvements de rotation. Dans ce projet, on va s'intéresser au cas fixe.

4) Choix du dispositif de nettoyage de peignes

On envisage à la fin de la hauteur de déversement, un racleur qui poussera les déchets des peignes vers un convoyeur (ou compacteur), tout en ayant une brosse qui essuiera ensuite les peignes, pour un nettoyage optimal.

Chapitre IV : Conception et dimensionnement des éléments du dégrilleur automatique

A) La chaîne de manutention

I) Facteurs de choix et de conception de la chaîne de manutention

1) Choix de la chaîne

On choisit une chaîne à axes pleins et galets épaulés.

2) Pignon moteur

On utilise un pignon avec un moyeu déporté.

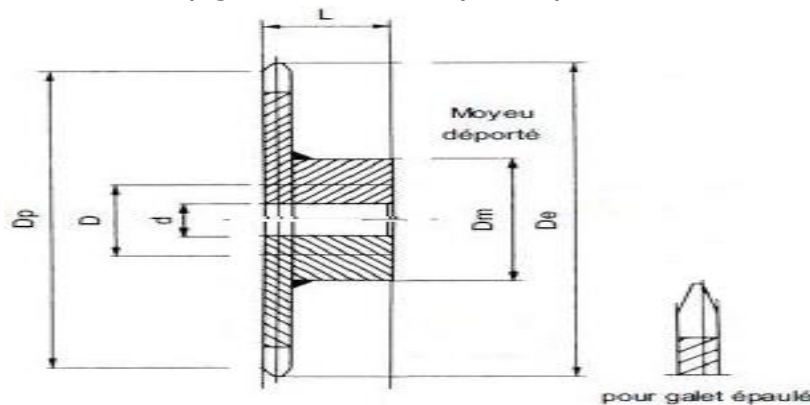


Figure IV.1 : Moyeu utilisé pour la chaîne

3) Mode d'appui de la chaîne

Pour supporter les deux brins de la chaîne, on utilise des cornières en acier inoxydable.

Ces cornières serviront aussi pour le guidage des brins, grâce aux galets épaulés.

4) Nature de la charge

En plus de la masse du support, du peigne et des accessoires de fixation avec la chaîne, qui constituent une charge permanente, les débris bloqués par la grille forment une charge qu'on peut qualifier de discontinue, car ils sont répartis plus ou moins régulièrement sur la grille, donc ils le seront aussi sur le support de peigne de nettoyage de la grille.

5) Support de la charge

Puisque la charge est supportée par la chaîne, on choisit les attaches suivantes :



Figure IV.2 : Type d'attaches utilisé

Ces attaches seront d'un bout soudées aux maillons de la chaîne, et de l'autre fixées au support du peigne par des vis.

6) L'entraxe

Il doit être réglable pour faciliter le montage de la chaîne, régler sa flèche et sa tension, et suivre son allongement.

Pour éviter l'usure accélérée de la chaîne, on va choisir un effort de tension égal à 0,8% de sa résistance de traction.

7) Conditions de travail de la chaîne

Ces conditions permettent de dégager les principales contraintes de conception à prendre en considération.

7) a) Environnement

La chaîne sera en contact avec les eaux usées, ce qui représente un milieu très corrosif. D'où le choix de l'acier inoxydable 316 L.

7) b) Parcours de la chaîne

Puisque le dégrilleur est incliné, le parcours de la chaîne sera un parcours rectiligne incliné, où les efforts exercés à considérer sont :

- Les frottements avec le guide et le support de la chaîne ;
- La masse de la charge supportée, qui se résume à sa composante normale.

7) c) A-coups

Indépendamment des à-coups pouvant survenir au démarrage, le contact de peigne avec les débris peut engendrer des surcharges affectant la chaîne.

7) d) Effet polygonal

Généralement en manutention, le nombre des dents des roues est petit, ainsi que leur forme polygonale. Ce qui provoque des oscillations transversales et des variations de vitesses pouvant occasionner des surcharges nuisibles.

II) Dimensionnement de la chaîne de manutention

1) Conditions existantes

D'après les catalogues des fabricants des chaînes de manutention pour les dégrilleurs, on prend le pas de la chaîne : $p_{chaîne} = 200 \text{ mm}$

Et : $p_{pignon} = p_{roue dentée} = 200 \text{ mm}$

Et on a : la charge qui sera transportée par la chaîne de manutention :

$$C_{totale} = 2 \times (C_{déchêts} + C_{assemblage support})$$

A.N : $C_{totale} = 0,675 + 14 = 14,675 \text{ Kg}$

Et : on sait que pour la chaîne de manutention, la valeur idéale de vitesse appartient à l'intervalle $[0 ; 30 \text{ m/min}]$. Donc pour notre cas, le peigne doit parcourir la distance d tel que :

$d = \text{longueur mouillée} + \text{hauteur de décharge}$

Avec : longueur mouillée = 6,22 m

Et on prend : hauteur de décharge = 8m

A.N : $d = 6,22 + 8 = 14,22 \text{ m}$

Donc : pour respecter la valeur idéale de la vitesse, cette distance doit être parcourue dans : $t = 1 \text{ min}$

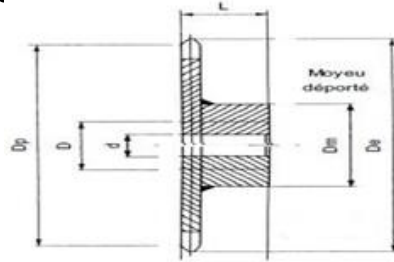
Alors : la vitesse de notre chaîne de manutention est :

$$V_{chaîne} = 14,22 \text{ m/min}$$

2) Choix des paramètres du pignon moteur et de la roue

2) a) Le pignon moteur

On prend le pignon dont les caractéristiques sont les suivantes :



Dimensions en mm

Pas	Nombre de dents	Dp	De	d	D	Dm	L	Masse kg
200	8	522,62	559	40	140	280	140	120
	10	647,22	686	50	160	320	160	185
	12	772,74	800	50	160	320	160	259
	16	1 025,16	1 060	50	180	380	180	338

Figure IV.3: Caractéristiques du pignon moteur utilisé

Désignation	Symbole	Formule	Valeur
Nombre de tours par minute (tr/min)	n_1	$\frac{1000 \times V_{chaîne}}{pas \times Z_1}$	7110
Vitesse angulaire (rad/s)	ω_1	$\frac{\pi \cdot n_1}{30}$	744,6
Pas primitif (mm)	p_{pignon}	-----	200
Nombre de dents	Z_1	-----	10
Diamètre primitif (mm)	d_{p1}	$d_{p1} = \frac{p_{chaîne}}{\sin(\frac{180^\circ}{10})}$	647,22

Tableau IV.1 : Caractéristiques numériques du pignon moteur

2) b) La roue dentée

On utilise les mêmes caractéristiques que celles du pignon moteur:

Désignation	Symbole	Formule	Valeur
Nombre de tours par minute (tr/min)	n_1	$\frac{1000 \times V_{chaîne}}{pas \times Z_1}$	7110
Vitesse angulaire (rad/s)	ω_1	$\frac{\pi \cdot n_1}{30}$	744,6
Pas primitif (mm)	p_{pignon}	-----	200
Nombre de dents	Z_1	-----	10
Diamètre primitif (mm)	d_{p1}	$d_{p1} = \frac{p_{chaîne}}{\sin(\frac{180^\circ}{10})}$	647,22

Tableau IV.2 : Caractéristiques de la roue dentée

3) La longueur de la chaîne

Elle peut être estimée par l'expression suivante :

$$L = 2E + \frac{p \times (N_1 + N_2)}{2} + \frac{p^2}{E} \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2$$

Cette longueur peut aussi être exprimée en maillons :

$$L_m = \frac{L}{p}$$

4) Calcul des efforts s'exerçant sur la chaîne

Ces efforts peuvent être divisés en deux catégories :

- Efforts de traction dus aux frottements et aux masses. Ce qui provoque des contraintes de traction dans les attaches et de cisaillement sur les axes de la chaîne.
- Efforts normaux, dus aux masses, provoquent une pression de contact entre les galets et les douilles d'une part, et la surface d'appui d'autre part.

4) a) Effort de traction maximal

Il est calculé à l'entrée de la roue motrice, et peut être décrit par la formule suivante :

$$F_t = (P_t - P_m) \times \sin \alpha + (P_t \times f + P_m \times f') \cos \alpha + F_p$$

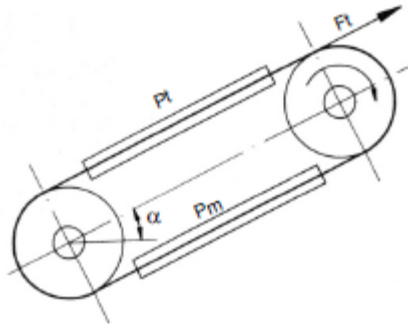


Figure IV.4 : Illustration de l'effort de traction maximal

Avec : P_t : Le poids total supporté par le brin tendu ;

Et : P_m : Le poids total supporté par le brin mou ;

Et : f : Le coefficient de frottement sur le brin tendu ;

Et : f' : Le coefficient de frottement sur le brin mou ;

Et : α : L'angle de la direction moyenne de la chaîne avec l'horizontale ;

Et : F_p : L'effort caténaire : valable dans le cas où le brin mou n'est pas soutenu ;

$$F_p = P_m \left(\frac{E}{8 \times f} + \frac{h}{E} \right)$$

Tel que : E est l'entraxe, et h est la flèche.

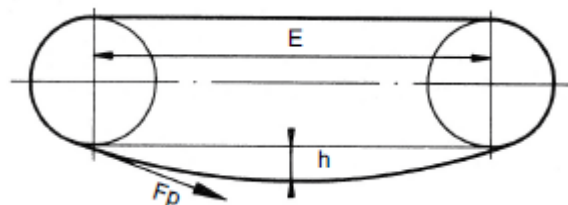


Figure IV.5 : Illustration de l'effort caténaire



On vérifie alors que la résistance à la traction de la chaîne R_r est telle que :
 $F_t \times F_{\text{sécurité}} < R_r$ avec : $F_{\text{sécurité}} = 5$.

4) b) Effort normal maximal

Cet effort représente l'appui sur la surface de guidage :

$$F_n = P'_g \times \cos \alpha$$

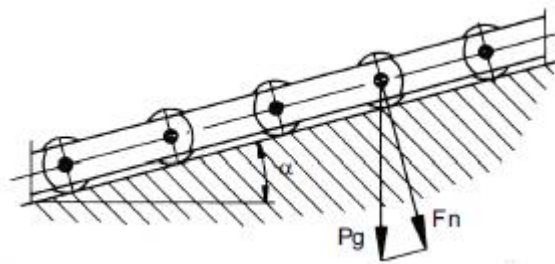


Figure IV.6: Illustration de l'effort normal maximal

Avec : P'_g : Le poids maximal s'exerçant sur le galet.

5) Calcul pour tenue à l'usure des articulations

Puisque l'environnement d'utilisation de la chaîne est agressif, le risque de défaillance de la chaîne peut avoir origine dans l'usure des pièces de frottement, en particulier les axes et les douilles.

Ainsi, pour éviter cette usure, il est nécessaire de limiter la pression de contact dans les articulations.

Soit alors : P_a la pression dans les articulations :

$$P_a = \frac{F_t}{S_a} \quad N/mm^2 \text{ ou } MPa$$

Et : S_a est la surface d'articulation pour un axe de diamètre d_a et un galet de longueur l_d : $S_a = d_a \times l_d$

Donc pour les conditions normales de durée de fonctionnement (longueur de la chaîne et de sa vitesse) et d'entretien (lubrification), on a :

$$P_a < 35 \text{ MPa}$$

Alors, on doit choisir une chaîne avec une surface d'articulation au moins égale à la valeur de la relation, c'est-à-dire :

$$S_a > \frac{F_t}{35}$$

6) Calcul pour tenue à l'usure des galets

Cela revient à calculer le poids P'_g s'exerçant sur les galets. Ces derniers supportent la composante normale F_n .

Alors :
$$P'_g = P_t \times \frac{p}{E} = \left[P_c + \frac{P_{ac} + P_u}{n_c} \right] \times \frac{p}{E}$$

Cette valeur n'est acceptée que si elle vérifie la condition suivante :

$$P_g < 2,5 \text{ MPa} .$$

-Et on a : P_c : est le poids de la chaîne : $P_c = M_c \times g \times E$

Avec : M_c : La masse linéique de la chaîne ;

Et : E : l'entraxe de la chaîne.

-Le poids P_{ac} est celui des accessoires non inclus dans le poids propre de la chaîne, et qui se déduit de leur poids unitaire p_{ac} et leur distance I_{ac} :

$$P_{ac} = p_{ac} \times \frac{E}{I_{ac}} .$$

-Le poids de la charge transportée P_u ;

- n_c : est le nombre des chaînes en parallèle.

Alors on obtient respectivement l'expression des poids des brins tendu et mou :

$$P_t = P_c + \frac{P_{ac} + P_u}{n_c} \quad \text{et :} \quad P_m = P_c + \frac{P_{ac}}{n_c}$$

7) Les coefficients de frottement :

On peut les choisir du tableau suivant :

Paramètres de frottement	Minimum : surfaces lisses et lubrifiées	Maximum : surfaces rugueuses et sèches
Glissement des plaques		
- sur un guide en acier	$f_1 = 0,08$	$f_1 = 0,40$
- sur un guide en plastique	$f_1 = 0,10$	$f_1 = 0,40$
Glissement entre douille et rouleau ou galet	$f_2 = 0,10$	$f_2 = 0,20$
Roulement d'un rouleau ou d'un galet sur un :		
- guide en acier	$f_3 = 0,05$	$f_3 = 0,10$
- guide en plastique	$f_3 = 0,07$	$f_3 = 0,15$

Tableau IV.3 : Choix des coefficients du frottement

Alors on prend : $f = f' = 0,15$.

8) La puissance du moteur d'entraînement

Soit : M_t le moment de torsion. Donc on a :

$$M_t = F_t \cdot \frac{d_{p1}}{2} = 716,2 \cdot \frac{N}{n} \quad (\text{en Kg.m})$$

Avec : N : Puissance du moteur (CV);
 n : Nombre de tours du pignon moteur de la chaîne par minutes ;
 F_t : Force de traction totale des deux chaînes (Kg) ;
 d_{p1} : Le diamètre primitif du pignon moteur (m).

Alors on obtient :

$$N = \frac{F_t \cdot d_{p1} \cdot n}{2 \times 716,2} [\text{CV}] = \frac{F_t \cdot d_p \cdot n}{2 \times 973,8} [\text{KW}]$$

9) Application numérique

- Puisqu'on va utiliser une seule chaîne, on a : $n_c = 1$;
- L'entraxe : $E = 14220 \text{ mm}$;
- La flèche qu'on prend : $h = 0,3 \times E = 4266 \text{ mm}$;

Alors on obtient :

9) a) La longueur de la chaîne

$$L = 2 \times 14220 + \frac{200 \times (10 + 10)}{2}$$

$$L = 30440 \text{ mm} = 30,44 \text{ m}$$

9) b) Longueur de la chaîne en maillons

$$L_m = \frac{30,44}{0,2} = 152,2$$

Puisqu'il nous faut un nombre entier supérieur à la valeur précédente, et de préférence un nombre pair, pour ne pas avoir un maillon coudé, on prend :
 $L_m = 154 \text{ maillons}$

9) c) La masse de la chaîne

Généralement, les chaînes utilisées pour le dégrillage automatique possèdent un pas assez long, et une valeur de rupture à la traction égale à 450 KN.

Ainsi, pour le reste du calcul, on choisit une chaîne de manutention commercialisée ayant les caractéristiques suivantes :

Masses (en Kg)		
Axe	Galet	Plaque
0,594	5,681	1,542

Tableau IV.4 : Caractéristiques d'une chaîne commerciale

Donc la masse totale d'un maillon est :

$$M_{\text{maillon}} = (2 \times M_{\text{galet épaulé}}) + (2 \times M_{\text{rouleaux}}) + (4 \times M_{\text{lin,blocs}})$$

A.N : $M_{\text{maillon}} = 19,289 \text{ Kg}$

Alors : La masse totale de la chaîne :

$$M_C = \text{Nombre des maillons} \times M_{\text{maillon}}$$

A.N : $M_C = 154 \times 19,289 = 2970,506 \text{ Kg}$

9) d) Le poids de la chaîne :

$$P_C = 2970,506 \times 9,81 = \mathbf{29140,7 \text{ N}} ;$$

9) e) Le poids des accessoires de la chaîne :

On a : sur chaque brin on fixe un seul support de peigne.

Donc : le poids unitaire des accessoires sur une seule chaîne est équivalent à la moitié du poids support du peigne plus celui des vis de fixation sur la chaîne.

$$p_{ac} = \left(2 \times M(\text{vis}) + \frac{M(\text{support peigne})}{2} \right) \times 9,81$$

A.N : $p_{ac} = \left(2 \times 0,209 + \frac{13,545}{2} \right) \times 9,81 = 70,54 \text{ N}$

Donc on obtient le poids total des accessoires :

On a : $I_{ac} = 60 \text{ mm} ;$

Alors : $P_{ac} = 70,54 \times \frac{14220}{60} = \mathbf{16717,98 \text{ N}}$

9) f) Le poids des brins

i) Le brin tendu : $P_t = 29140,7 + \frac{16717,98 + 0,675 \times 9,81}{1} = 45865,3 \text{ N}$

ii) Le brin mou : $P_m = 29140,7 + \frac{16717,98}{1} = 45858,68 \text{ N}$

9) g) Le poids s'exerçant sur les galets

$$P'_g = 45865,3 \times \frac{200}{14220} = \mathbf{645,08 \text{ N}}$$

Or on a : $S_{\text{galet}} = \pi \times d1 \times (b3 - e1)$

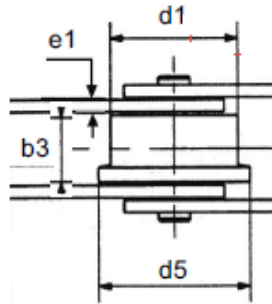


Figure IV.7: Chaîne à galet épaulé

Dimensions en mm

Chaîne	Pas (Pas intermédiaires sur demande)													b1	b3	h2	b4	e1	e2	d2	d4	d7	d1	d5	Rr (kN)
	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630												
	min.	min.	nom.	max.	nom.	nom.	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.	min.	min.	nom.	max.	nom.	nom.	max.	max.	max.	max.	max.	min.
M 20	*													15,5	22,5	17	30,6	2,5	2,5	6	9	12,5	25	32	20
M 56			*											23,2	33,6	30	47,4	4,0	4,0	10	15	21,0	42	50	56
M 80				*										27,1	39,6	35	55,4	5,0	5,0	12	18	25,0	50	60	80
M 112					*									31,0	45,7	40	62,0	5,0	6,0	15	21	30,0	60	70	112
M 160						*								36,0	52,7	50	72,0	6,0	7,0	18	25	36,0	70	85	160
M 224							*							42,0	60,8	60	81,2	6,0	8,0	21	30	42,0	85	100	224
M 315								*						47,6	70,8	70	94,2	8,0	10,0	25	36	50,0	100	120	315
M 450									*					55,5	82,9	80	112,5	10,0	12,0	30	42	60,0	120	140	450
M 630										*				66,0	97,0	100	131,5	12,0	15,0	36	50	70,0	140	170	630
M 900											*			78,0	113,0	120	153,0	14,0	16,0	44	60	85,0	170	210	900

Tableau IV.5 : Caractéristiques de la chaîne choisie

A.N : $S_{galet} = \pi \times 120 \times (82,9 - 10) \approx 27482,65 \text{ mm}^2$

Donc : $P_g = \frac{645,08}{27482,65} \approx 0,0235 \text{ MPa}$

Les dimensions prises sont satisfaisantes car : $P_g < 2,5 \text{ MPa}$

9) h) L'effort normal maximal

$$F_n = 645,08 \times \cos(74,8) = 639,11 \text{ N}$$

9) i) L'effort caténaire

$$F_p = 45858,68 \times \left(\frac{14,22}{8 \times 0,15} + \frac{4,266}{14,22} \right) = 557183 \text{ N}$$

On va négliger cet effort, puisque, à cause de la grande valeur de l'entraxe, on doit soutenir les deux brins de la chaîne.

9) j) L'effort de traction maximal

$$F_t = (45865,3 - 45858,68) \times \sin(74,8) + (45865,3 + 45858,68) \times 0,15 \times \cos(74,8)$$

$$F_t = 3614 \text{ N}$$

On a : $5 \times F_t = 18070 \text{ N} = 18,07 \text{ KN}$

Donc : La condition suivante est satisfaite : $F_t < R_r$.

9) k) Surface minimale de l'articulation

$$S_a = 82,9 \times 30 = 2487 \text{ mm}^2$$

Alors, on a la condition suivante est satisfaite :

$$S_a > F_t / 35$$

9) l) La puissance du moteur d'entraînement

On a :

$$N = \frac{F_t \cdot d_{p1} \cdot n}{2 \times 716,2} [\text{CV}] = \frac{F_t \cdot d_{p1} \cdot n}{2 \times 973,8} [\text{KW}]$$

A.N :

$$N = \frac{2 \times 3614 \times 0,64722 \times 7110}{9,81 \times 2 \times 716,2} [\text{CV}] = 2367,05 \text{ CV}$$

$$N = \frac{2 \times 3614 \times 0,64722 \times 7110}{9,81 \times 2 \times 973,8} [\text{KW}] = 1741 \text{ KW}$$

B) L'arbre et les roulements de la chaîne de manutention

I) L'arbre lié au pignon moteur

Puisque l'arbre du pignon moteur est une pièce importante dans le dégrilleur, dans la mesure où il permet de supporter et de faire tourner la chaîne, il est indispensable de bien le dimensionner. C'est pour cela on va utiliser les trois critères de dimensionnement suivants :

- La résistance de l'arbre ;
- La déformation de l'arbre ;
- La vitesse critique.

1) Conception basée sur la résistance

1) a) Démarche

La conception basée sur la résistance est appliquée comme suit :

- Calcul des réactions ;
- Calcul de la répartition des couples de torsion ;
- Calcul de la répartition des moments de flexion dans les plans : vertical et horizontal ;
- Calcul de la répartition du moment de flexion résultant ;
- Calcul de la répartition des forces axiales.

1) b) Code ASME

C'est un outil permettant l'évaluation du diamètre de l'arbre en utilisant la théorie de limitation statique.

Cela obtient à la formule suivante :

$$d = \left\{ \frac{5,1}{S_p} \times ((C_m M)^2 + (C_t T)^2)^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Avec : M et T sont respectivement le moment fléchissant maximal et le couple de torsion maximal ;

Et les deux facteurs C_m et C_t sont explicités dans le tableau suivant :

Chargement	C_m	C_t
Arbre stationnaire		
Charge appliquée lentement	1,0	1,0
Chargé appliquée rapidement	1,5 – 2,0	1,5 – 2,0
Arbre de transmission ou de renvoi		
Charge constante ou appliquée lentement	1,5	1,0
Chocs mineurs	1,5 – 2,0	1,0 – 1,5
Chocs majeurs	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

Tableau IV.6: Facteurs de charge du code ASME

Donc on prend : $C_m = 1,5$ et $C_t = 1$.

Avec : $S_p = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$ Et : $\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$

Et : $\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$ Et : $\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$

1)c) Code Westinghouse (Théorie du cisaillement maximal)

Ce code prend en considération les sollicitations appliquées sur l'arbre qui sont variables dans le temps. Il prend en considération les facteurs suivants :

i) Charges sur l'arbre :

$$\begin{cases} \tau_{am} = \frac{16T}{\pi d^3} & \rightarrow \text{due à la torsion permanente} \\ \sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \cos(\omega t) & \rightarrow \text{due à la flexion alternée} \end{cases}$$

ii) Ecoulements selon le critère de Tresca :

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{S_y}{2}$$

iii) Ligne de Soderberg pour les charges statiques et alternées :

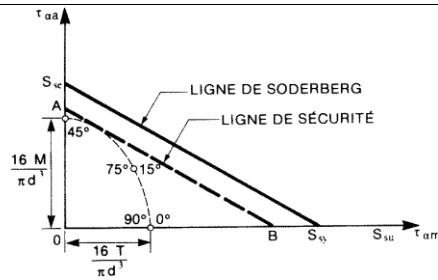


Figure IV.8: Diagramme de Soderberg montrant la ligne de sécurité AB parallèle à la ligne de Soderberg

On a donc :
$$\tau_{\alpha\alpha} = -\frac{S_{se}}{S_{sy}} \cdot \tau_{\alpha m} \frac{16}{\pi d^3} \cdot S_{se} \sqrt{\left(\frac{T}{S_{sy}}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}}\right)^2}$$

Et :
$$FS = \frac{\pi d^3}{16 \sqrt{\left(\frac{T}{S_{sy}}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}}\right)^2}}$$

En conception, on utilise les formules suivantes :

$$d = \left\{ \frac{32 FS}{\pi} \times \left[\left(\frac{T_a}{S_e} + \frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_a}{S_e} + \frac{M_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Tel que :
$$FS = \frac{1}{\left\{ \left(\frac{\tau_a}{0,5 S_e} + \frac{\tau_m}{0,5 S_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2 \right\}^{1/2}}$$

Avec : T_a et M_a sont des composantes variables ;

Et : T_m et M_m sont des composantes statiques (moyennes).

1) d) La méthode de Von Mises- Hencky- Goodman

Cette méthode est basée sur le critère de Von Mises, l'énergie maximale de distorsion et le diagramme de Soderberg modifié. Ce qui aboutit aux expressions des contraintes de Von Mises suivantes :

$$\sigma'_a = \frac{32}{\pi d^3} \cdot \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_a)^2} \quad \text{et :} \quad \sigma'_m = \frac{32}{\pi d^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{Fd}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_m)^2}$$

$$\text{Et :} \quad FS = \frac{S_m}{\sigma'_m} \quad \text{et :} \quad S_a = -\frac{S_e}{S_u} \cdot S_m + S_e$$

Alors on obtient :

$$FS = \frac{\pi d^3}{32 \cdot \left[\frac{\sqrt{\left(\frac{Fd}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} (T_m)^2}}{S_u} + \frac{\sqrt{M^2 + \frac{3}{4} (T_a)^2}}{S_e} \right]}$$

2) Conception basée sur la déformation

2) a) La déformation latérale

Pour le cas de l'arbre de renvoi, la flèche maximale doit être inférieure à 0,015% de la portée entre les supports.

Quant à la variation de la flèche de part et d'autre de l'engrenage doit être aussi inférieure à $0,005/F$, tel que : F est la largeur de la dent en pouces.

2) b) Calcul de la déformation latérale

On utilise la méthode des moments d'aire.

2) c) La déformation en torsion

Pour l'arbre de renvoi, l'angle de torsion doit être inférieur à $0,3^\circ$ par mètre pour notre cas de charge constante.

Et on a : La déformation angulaire peut être calculée comme suit :

$$\theta = \frac{TL}{JG}$$

Avec : T : couple de torsion appliqué sur l'arbre considéré ;

Et : L : La longueur de l'arbre ;



Et : J : le moment d'inertie polaire de la section ;

Et : G : le module de cisaillement du matériau utilisé.

3) Conception basée sur la vitesse

Cette méthode prend en considération la vitesse critique de la rotation. C'est-à-dire la fréquence naturelle de vibrations latérales de l'arbre. Car la fréquence de résonance dépend de la rigidité de l'arbre (son diamètre D et le module de Young E du matériau). Par conséquent, le diamètre de l'arbre détermine la fréquence de résonance, et vice versa.

3) a) La notion de vibration d'arbres

Puisque le dimensionnement permet d'éviter toute rupture éventuelle de l'arbre, donc on raisonne sur un système conservatif, d'où le principe de conservation d'énergie :

Dans un système conservatif, c'est-à-dire son amortissement est nul, vibrant à une fréquence naturelle, toutes les masses de l'arbre ont un mouvement harmonique simple et à la même fréquence. Donc on a :

$$\begin{cases} K + U = \text{constante} \\ K_{\max} = U_{\max} \end{cases} \quad \text{Et :} \quad \begin{cases} x_i = x_{im} \sin(\omega t) \\ \dot{x}_i = x_{im} \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \end{cases}$$

Tel que : K : est l'énergie cinétique de l'arbre ;

Et : U : est l'énergie potentielle.

$$K_{\max} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^j m_i \dot{x}_{i\max}^2 = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_{i=1}^j m_i x_{im}^2$$

Et :

$$U_{\max} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^j P_i x_{i\max} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^j P_i x_{im}$$

Et :

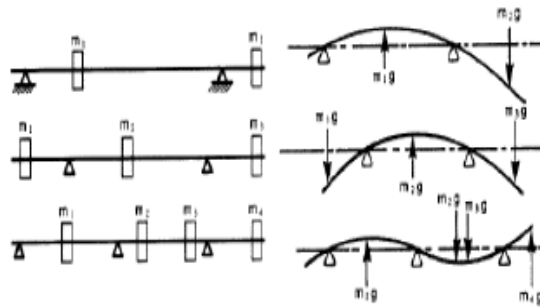


Figure IV.9: Illustration du phénomène de vibration d'arbres

3) b) Hypothèse de Rayleigh

La forme de l'élastique de l'arbre en vibration est semblable à l'élastique de l'arbre soumis à un chargement statique provenant de la répartition des masses sur l'arbre :

$$x_{im} = C \cdot y_i$$

Tel que : y_i : la flèche au point i correspondant à l'ensemble des charges $m_i \cdot g$.

3) c) Fréquence de vibration de l'arbre selon l'hypothèse de Rayleigh

Puisqu'il s'agit d'un système conservatif, on a : $K_{max} = U_{max}$.

Donc on a :

$$\begin{cases} K_{max} = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_{i=1}^j m_i x_{im}^2 = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_{i=1}^j m_i (C y_i)^2 \\ U_{max} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^j P_i x_{im} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^j (C m_i g) (C y_i) \end{cases}$$

Alors on obtient :

$$\begin{cases} \omega = \sqrt{\frac{g \sum m_i y_i}{\sum m_i y_i^2}} \text{ [rad/s]} \\ f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \sum m_i y_i}{\sum m_i y_i^2}} \text{ [Hz]} \end{cases}$$

II) Le roulement lié à la roue dentée

1) Choix du roulement

Dans le souci d'économiser les dépenses de fabrication tout en maintenant la fiabilité du mécanisme, on choisit le roulement à billes à contact radial.

2) Paramètres de dimensionnement du roulement

2) 1) Données de départ

2) 1) a) Nature des charges

Dans notre dégrilleur, ces roulements seront utilisés afin de permettre la rotation des roues dentées, entraînées par le mouvement de la chaîne. Donc on aura comme charge appliquée sur le roulement seulement la composante radiale tel que :

$$\text{Charge radiale} = F_r$$

$$= \text{Poids de la roue dentée} + \text{Force de traction maximale} \\ + \text{Poids de la charge transportée}$$

$$\text{Avec :} \quad \text{Poids de la roue dentée} = g \times m_{\text{roue dentée}}$$

$$\text{Et :} \quad \text{Poids de la charge transportée} = g \times m_{\text{charge transportée}}$$

$$\text{Force de traction maximale} = (P_t - P_m) \times \sin \alpha + (P_t \times f + P_m \times f') \cos \alpha$$

$$\text{Avec :} \quad m_{\text{roue dentée}} = 185 \text{ Kg ;}$$

$$\text{Et :} \quad m_{\text{charge transportée}} = m_{\text{débris}} + m_{\text{support peigne}}$$

$$\text{Et on sait que : Force de traction maximale} = 3614 \text{ N}$$

$$\text{A.N :} \quad m_{\text{charge transportée}} = 0,675 + 14 = 14,675 \text{ Kg}$$

$$\text{Donc :} \quad F_r = 5573 \text{ N}$$

2) 1) b) La vitesse de rotation du roulement

On sait que : $V_{chaîne} = 14,22 \text{ m/min}$

Alors : Le nombre de tours de la roue dentée est :

$$N_{roue\ dentée} = \frac{1000 \times V_{chaîne}}{Pas \times Z_{roue\ dentée}}$$

A.N :
$$N_{roue\ dentée} = \frac{1000 \times 14,22}{0,2 \times 10} = 7110 \text{ tr/min}$$

Donc la vitesse angulaire de la roue dentée est :

$$\omega_{roue\ dentée} = \frac{\pi \times N_{roue\ dentée}}{30}$$

A.N :

$$\omega_{roue\ dentée} = \frac{\pi \times 7110}{30} = 744,56 \text{ rad/s}$$

Or :
$$\omega_{roue\ dentée} = \omega_{roulement}$$

Alors, le roulement à concevoir doit avoir une vitesse de rotation :
 $\omega_{roulement} = 744,56 \text{ rad/s}$.

2) 1) c) La durée de vie

Pour le domaine du traitement des eaux, les mécanismes utilisés doivent être d'une grande fiabilité, d'où l'estimation de la durée de vie du roulement L_{10H} tel que : $10^5 \leq L_{10H} \leq 2.10^5$

Donc on prend : $L_{10H,roulement} = 1,5.10^5 \text{ heures}$.

2) 1) d) Le diamètre du roulement

Le diamètre du roulement d est tel que :

$$100 \leq d \leq 160 \text{ (mm)}.$$

3) La démarche de dimensionnement du roulement

Le dimensionnement du roulement est effectué en deux étapes :

- La prédétermination avec le rapport $F_a/F_r \leq e$:

Cette étape est essentielle pour calculer la première valeur de la charge dynamique C.

- La détermination du roulement avec le rapport $F_a/F_r > e$:

Cette étape permet de mieux raffiner le choix préliminaire tout en prenant compte de la charge axiale.

3) 1) La prédétermination

3) 1) a) Calcul préliminaire de la charge dynamique équivalente P

On a :
$$P = V.X.F_r + Y.F_a \quad (N)$$

Tel que : $V = 1,2$ Car la bague extérieure tourne.

Et : $F_a = 0 \text{ N}$, car aucune force n'est exercée axialement sur le roulement ;

Et : $F_r = 5573 \text{ N}$.

Donc :
$$F_a/F_r = 0$$

D'après le tableau suivant :

Valeurs des coefficients X et Y									
Roulements à billes à contact radial									
Si $F_a/F_r \leq e$ alors $P = F_r$					Si $F_a/F_r > e$ alors $P = 0,56.F_r + Y.F_a$				
Les coefficients e et Y ci-dessus dépendent du rapport F_a/C_0									
F_a/C_0	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,3	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Tableau IV.7 : Valeurs des coefficients X et Y

On prend : $e = 0,19$ et : $Y = 2,3$

Or : $e = \frac{(1-X)}{Y}$ Donc : $X = 1 - e.Y = 0,563$

Alors : $P = 1,2 \times 0,563 \times 5573 = 3765,12 \text{ N}$

3) 1) b) Calcul préliminaire de la charge dynamique C

On a : $C = P. \left(\frac{60.\omega_{roulement}.L_{10H,roulement}}{10^6} \right)^{1/n}$

Avec : $n = 3$ pour les roulements à rouleaux.

Et : $\omega_{roulement} = 744,56 \text{ rad/s}$;

Et : $L_{10H,roulement} = 1,5.10^5 \text{ heures}$.

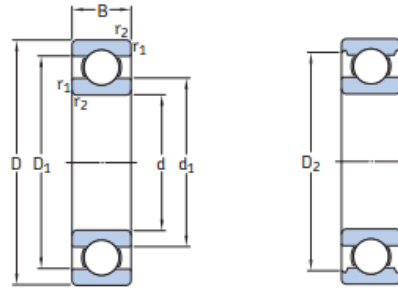
A.N : $C = 3765,12. \left(\frac{60 \times 744,56 \times 1,5.10^5}{10^6} \right)^{1/3} = 70984 \text{ N}$

3) 1) c) Le choix préliminaire du roulement

On doit choisir un roulement ayant une capacité dynamique supérieure à celle trouvée précédemment.

Donc on choisit le roulement suivant :

Roulements rigides à billes à une rangée
d 105 – 140 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue	Vitesses de base		Masse	Désignation
d	D	B	dynamique C	statique C ₀	P _u	Vitesse de référence	Vitesse limite	kg	–
mm			kN		kN	tr/min			
105	130	13	20,8	19,6	1	10 000	6 300	0,32	61821
	145	20	44,2	44	1,7	9 500	5 600	0,87	61921
	160	18	54	51	1,86	8 500	5 300	1,2	* 16021
	160	26	76,1	65,5	2,4	8 500	5 300	1,6	* 6021
	190	36	140	104	3,65	7 000	4 500	3,8	* 6221
	225	49	182	153	5,1	6 300	4 000	8,15	6321

Figure IV.10 : Roulement choisi

Ce roulement vérifie aussi : $\omega_{roulement} < \omega_{maxi}$

Et : $d_{arbre} = D = 140 \text{ mm}$.

3) 2) La détermination du roulement

3) 2) a) La charge statique équivalente

C'est la charge reposant sur le roulement lorsque celui-ci est à l'arrêt. Elle est calculée comme suit :

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (\text{en } N)$$

Cette charge doit vérifier la condition suivante : $P_0 \times s_0 \leq C_0$

Et : $1,2 \leq s_0 \leq 2,5$ Alors on prend : $s_0 = 1,85$.

Et on a :

Valeurs normalisées des coefficients X_0 et Y_0 (NF ISO 76)						
Type de roulements			Roulement à 1 rangée		Roulement à 2 rangées	
			X_0	Y_0	X_0	Y_0
à billes	à contact radial		0,6	0,5	0,6	0,5
	à rotules		0,5	$0,22 \cotg \alpha$	1	$0,44 \cotg \alpha$
	À contact oblique	$\alpha = 15^\circ$	0,5	0,46	1	0,92
		$\alpha = 20^\circ$	0,5	0,42	1	0,84
		$\alpha = 25^\circ$	0,5	0,38	1	0,76
		$\alpha = 30^\circ$	0,5	0,33	1	0,66
		$\alpha = 35^\circ$	0,5	0,29	1	0,58
		$\alpha = 40^\circ$	0,5	0,26	1	0,52
		$\alpha = 45^\circ$	0,5	0,22	1	0,44

Tableau IV.8: Valeurs des coefficients X_0 et Y_0

Et on sait que : $F_a = 0 \text{ N}$

Donc on obtient : $P_0 = 0,6 \times 5573 = 3343,8 \text{ N}$

Et : $P_0 \times s_0 = 3343,8 \times 1,85 = 6186,03 \text{ N} = 6,2 \text{ kN} < 65,5 \text{ kN}$

Donc la condition : $P_0 \times s_0 \leq C_0$ est vérifiée.

3) 2) b) Validation du choix préliminaire :

On a : $F_a/C_0 = 0$ Alors : $e = 0,19$

Et : $F_a/F_r = 0$ Donc : $F_a/F_r \leq e$

Alors le choix effectué lors de la phase préliminaire est validé.

C) Conception et dimensionnement de la structure métallique

1) Choix du matériau

En adoptant les exigences du client, on va utiliser le même matériau que celui prévu pour la réalisation de la grille. C'est-à-dire l'acier inoxydable 316L.

Correspondances de nuances							Masse volumique /densité
Type	Commercial	AISI	Numérique	NFA	Symbolique	UNS	Kg/dm3
ACIERS INOXYDABLES							
Austénitique	304	304	1.4301	Z7 CN 18.09	X5CrNi18-10	S30400	7,90
Austénitique	304L	304L	1.4306	Z3 CN 18.10/ Z3 CN 19.11	X2CrNi19-11	S30403	7,90
Austénitique	321	321	1.4541	Z6 CNT 18.10	X6CrNiTi18-10	S32100	7,90
Austénitique	316	316	1.4401	Z7 CND 17.12.02	X5CrNiMo17-12-2	S31600	8,00
Austénitique	316L	316L	1.4404		X2CrNiMo17-12-2	S31603	8,00
Austénitique	316L (Mo+)	316L Mo sup	1.4435	Z3 CND 18.14.03	X2CrNiMo18-14-3	S31603	7,90
Austénitique	316Ti	316Ti	1.4571	Z6 CNDT 17.12	X6CrNiMoTi17-12-2	S31635	8,00
Austénitique	254 SMO		1.4547	□	X1CrNiMoCuN20-18-7		8,00

Tableau IV.9 : Caractéristiques de l'acier inoxydable 316 L

Composition chimique													Caractéristiques mécaniques à l'état hypotrempe				
Mo	Mn	N	Nb	Ni	O	P	S	Si	Ti	V			Rp0,2 min	Rm MIN	Rm Max	%A min	
Manganèse	Azote			Nickel	Oxygene	Phosphore	Soufre	Silicium	Titane	Vanadium			Mpa	Mpa	Mpa	I	t
ACIERS INOXYDABLES																	
Austénitique	304	304	1.4301	-	<2,00	<0,11		8,0 à 10,5		<0,04	<0,015	<1,00					
Austénitique	304L	304L	1.4306	-	<2,00	<0,11		10,0 à 12,0		<0,04	<0,015	<1,00					
Austénitique	321	321	1.4541		<2,0			9 à 12,0		<0,04	<0,015	<1,0	5xC à 0,70				
Austénitique	316	316	1.4401	2,0 à 2,5	<2,00	<0,11		10,0 à 13,0		<0,04	<0,015	<1,00					
Austénitique	316L	316L	1.4404	2,0 à 2,5	<2,00	<0,11		10,0 à 13,0		<0,04	<0,015	<1,00					
Austénitique	316L (Mo+)	316L Mo sup	1.4435	2,50 à 3,0	<2,00	<0,11		12,5 à 15,0		<0,04	<0,015	<1,00					
Austénitique	316Ti	316Ti	1.4571	2,0 à 2,5	<2,00	-		10,5 à 13,5		<0,04	<0,015	<1,00	5xC à 0,70				
Austénitique	254 SMO		1.4547	6,0 à 7,0	<1,00	0,18 à 0,25		17,5 à 18,5		<0,03	<0,010	<0,70					

Tableau IV.10: Composition chimique de l'acier 316L

En effet, l'acier inoxydable est un acier austénique, il offre une meilleure résistance à la corrosion, même après le soudage. Il est recommandé pour les sites industriels, alimentaires, pharmaceutiques... et les zones côtières.

2) Composition de la structure métallique

La structure du couvercle du dégrilleur sera composée en grande somme des éléments suivants :

- Deux tôles pour la fixation latérale de la grille et des chaînes de manutention ;
- Une tôle de décharge, qui sera soudée à la grille ;
- Une tôle de couverture avant, ayant deux parties amovibles, enveloppant la partie de la décharge du dégrilleur ;
- Un couvercle supérieur enveloppant le dispositif du nettoyage du peigne et le rejet des débris.

3) Conception du couvercle

3) a) Tôles de fixation latérale

Puisqu'il s'agit d'un dégrilleur implanté dans une conduite d'une grande profondeur, il faut envisager une structure robuste et la plus légère possible. Pour cela, on va utiliser un assemblage de deux tôles en acier inoxydable avec un profilé d'acier en U.

En outre, puisqu'on a la contrainte d'une largeur fixe de la conduite, on va utiliser le profilé UPE 80, dont les caractéristiques sont les suivantes :



Désignation Designation Bezeichnung	Dimensions Abmessungen						Dimensions de construction Dimensions for detailing Konstruktionsmaße					Surface Oberfläche	
G	h	b	t _{fl}	t _r	r	A	h ₁	d	Ø	e _{fl}	e _{max}	A _L	A _G
kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm ² x10 ³	mm	mm		mm	mm	m ² /m	m ² /t
UPE 80*	7,90	80	50	4,0	7,0	10,1	66	46	-	-	-	0,343	43,45

Figure IV. 11 : Caractéristiques d'un profilé UPE 80

Ce profilé servira pour assembler le couvercle du dégrilleur en utilisant une des tôles suivantes :

TÔLES LAMINÉES À CHAUD
 FINIS DE SURFACE : 1D (traité thermiquement décapé)
 Norme de référence : NF EN 10088-2

NUANCE NF EN 10088-1	FORMAT en mm	Épaisseur en mm									
		2	3	4	5	6	8	10	12	15	20
1.4404 (AISI 316 L)	1 000 x 2 000		•	•	•	•	•	•		•	
	1 250 x 2 500		•	•	•	•	•	•			
	1 500 x 3 000		•	•	•	•	•	•	•	•	
	2 000 x 4 000			•	•	•	•	•	•		
	2 000 x 6 000			•	•	•	•	•	•	•	

Tableau IV. 12 : Gamme de choix des tôles en acier inoxydable

Dans tout ce qui suit, on assimile cette structure à une tôle de longueur

$L_{tôle} = 14,22 \text{ m}$, et de largeur $l_{tôle} = 0,8 \text{ m}$ et d'épaisseur :

$e_{tôle} = (80 + 2e) \text{ (mm)}$

Tel que : e : est l'épaisseur de chaque tôle qu'on doit déterminer.

Ainsi, pour choisir l'épaisseur adéquate à notre cas, on effectue une étude des sollicitations de cette structure.

On a : la pression des eaux usées est :

$$p_1 = \rho_{totale} \times g \times (8 - z)$$

Et : La force qu'exerce ce courant d'eau sur la structure étudiée est :

$$F = \int_{S_1} (p_1 \cdot n_1) dS = \int_0^{L_1} \rho_{totale} \times g \times (8 - z) \times e_{tôle} \cdot dz$$

Avec : L_1 : est la longueur de la tôle qui est insérée dans la conduite ;

Et : n : est la normale à la surface étudiée ;

$$\text{Or : } \rho_{totale} = \frac{M_{totale}}{V_{total}} = \frac{m_{eau} + m_{matière flottante}}{V_{total}} = \frac{m_{eau}}{V_{total}} + \frac{m_{matière flottante}}{V_{total}}$$

$$\rho_{totale} = \frac{\rho_{eau} \cdot V_{eau}}{V_{total}} + \frac{m_{matière flottante}}{V_{total}}$$

On suppose que : $V_{eau} = 70 \% \cdot V_{total}$

Et : $L_1 = \frac{\text{Profondeur de la conduite}}{\sin(74,8^\circ)} ;$

Or : $\rho_{eau} = 1000 \text{ kg/m}^3$, donc : en raisonnant sur une largeur de 1 m on a :

A.N : $\rho_{totale} = 1000 \times 0,7 + \frac{0,675}{0,6 \times 8 \times 1} = 700,14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 700,14 \cdot 10^9 \text{ kg/mm}^3$

$$L_1 = \frac{8}{\sin(74,8)} = 8,3 \text{ m} = 8300 \text{ mm}$$

$$F_1 = \int_0^{8,3} 700,14 \times 9,81 \times (8 - z) \times (0,1 + 2e) \cdot dz$$

Alors : $F_1 = 21948 + 4,4 \cdot 10^5 e = a + b \cdot e \quad (\text{N})$

En appliquant la condition de résistance on a :

$$\tau_1 = \frac{F_1}{S_{cisailée}} \leq \frac{R_{e0,2}}{s}$$

Avec : $R_{e0,2}$: La limite élastique du matériau utilisé : $R_{e0,2} = 190 \text{ MPa}$;

Et : s : est le coefficient de sécurité : $s = 5$;

Et puisque la tôle est creuse on a :

$$S_{cisailée} = 800 \times 2e + 2 \times (100 \times 4,5 + 2 \times 50,5 \times 7,5)$$

$$S_{cisailée} = 1600e + 2415$$

Donc : $\frac{a+b \cdot e}{S_{cisailée}} \leq \frac{R_{e0,2}}{s}$

A.N : $0,19 \text{ mm} \leq e$

Donc on prend : $e = 3 \text{ mm}$.

Alors : puisque la conduite possède une largeur $l = 600 \text{ mm}$, la largeur maximale de la grille du dégrilleur sera :

$$l_{\text{grille,max}} = l - 2 \times (100 + 2e)$$

A.N : $l_{\text{grille,max}} = 600 - 2 \times (100 + 6)$

Alors : $l_{\text{grille,max}} = \mathbf{388 \text{ mm}}$

D'où on a la valeur : $l_{\text{grille}} = \mathbf{388 \text{ mm}}$

3) b) Tôle de décharge

Cette tôle sera soudée à la grille. Elle a pour rôle d'emprisonner les débris déplacés par le peigne tout au long de la ligne de décharge.

On suppose que cette tôle devra faire face à un effort de cisaillement égal à :

$$F_2 = \int_{S_2} (p_2 \cdot n_2) dS$$

Avec : la surface de décharge mouillée est :

$$S_2 = L_{\text{décharge,mouillée}} \times l_{\text{décharge}} ;$$

Et on a : $L_{\text{décharge}} = 8 \text{ m}$, et : $l_{\text{décharge}} = l_{\text{grille,max}} = 0,428 \text{ m}$

Et : $p_2 = \rho_2 \times g \times (8 - z)$ car la profondeur de la conduite est 8 m .

Et comme on a constaté lors de la conception de la grille, le tirant d'eau dans la conduite en question est : $h = 6 \text{ m}$. Donc : la profondeur de la tôle de décharge dans la conduite est :

$$h_2 = \text{profondeur conduite} - \text{tirant d'eau} = 8 - 6 = 2 \text{ m}$$

Donc :

$$F_2 = \rho_2 \cdot g \cdot l_{\text{décharge}} \int_{6,22}^{L_{\text{décharge,mouillée}}+6,22} (8 - z) dz$$

Avec : 6,22 m est la longueur mouillée du dégrilleur ;

$$\text{Et : } L_{\text{décharge,mouillée}} = h_2 \times \sin(74,8^\circ) ;$$

$$\text{Et : } \rho_2 = \frac{\rho_{\text{eau}} \cdot V_{\text{eau}}}{V_{\text{total}}} + \frac{m_{\text{matière flottante,2}}}{V_{\text{total}}} = \frac{\rho_{\text{eau}} \cdot V_{\text{eau}}}{V_{\text{total}}} + \frac{(1-O \times m_{\text{matière flottante}})}{V_{\text{total}}}$$

Tel que : $O = 55\%$: est l'efficacité du dégrilleur.

A.N : $L_{\text{décharge,mouillée}} = 2,08 \text{ m}$

$$S_2 = 2,08 \times 0,428 = 0,9 \text{ m}^2$$

$$\rho_2 = 1000 \times 0,7 + \frac{0,45 \times 0,675}{1 \times 0,6 \times 8} = 700,06 \text{ Kg/m}^3$$

$$F_2 = 700,06 \times 9,81 \times 0,428 \int_{6,22}^{8,3} (8 - z) dz = 4524,22 \text{ (N)}$$

Et on a : $S_{\text{cisailée,2}}$ est la surface cisailée de la tôle de décharge :

$$S_{\text{cisailée,2}} = e_{\text{tôle décharge}} \times l_{\text{tôle décharge}}$$

Tel que : $l_{\text{tôle décharge}} = \text{largeur conduite} - 2 \times (80 + 2e)$

A.N : $l_{\text{tôle décharge}} = 600 - 2 \times (80 + 6) = 428 \text{ mm}$

$$S_{\text{cisailée,2}} = 428 \cdot e_{\text{tôle décharge}}$$

En appliquant la condition de résistance on a :

$$\tau_2 = \frac{F_2}{S_{\text{cisailée,2}}} \leq \frac{R_{e 0,2}}{s}$$

$$\frac{F_2 \times s}{l_{\text{tôle décharge}} \times R_{e 0,2}} \leq e_{\text{tôle décharge}}$$

A.N : $\frac{4524,22 \times 5}{428 \times 190} \leq e_{\text{tôle décharge}} \quad \text{Alors : } 0,3 \text{ mm} \leq e_{\text{tôle décharge}}$

En outre, cette tôle devra supporter la charge des débris transportés:

On a : $\overrightarrow{P_{débris}} = M_{débris} \times \vec{g}$

Et on a : l'effort de cette charge sur la tôle de décharge inclinée est :

$$P_{débris \rightarrow tôle} = P_{débris} \times \cos(74,8^\circ)$$

En appliquant la condition de résistance on a :

$$\tau_3 = \frac{P_{débris \rightarrow tôle}}{S_{cisailée,3}} \leq \frac{R_{e 0,2}}{s}$$

Avec : $S_{cisailée,3} = 428 \cdot e_{tôle décharge}$

Alors :

$$\frac{P_{débris \rightarrow tôle} \times s}{l_{tôle décharge} \times R_{e 0,2}} \leq e_{tôle décharge}$$

A.N : $M_{débris} = 0,675 \text{ Kg}$

$$\overrightarrow{P_{débris}} = 6,62 \vec{n}$$

$$P_{charge \rightarrow tôle} = 6,62 \times \sin(74,8^\circ) = \mathbf{6,4 \text{ N}}$$

Alors : $\mathbf{4 \cdot 10^{-4} \text{ mm}} \leq e_{tôle décharge}$

Or on sait déjà qu'il faut : $\mathbf{0,3 \text{ mm}} \leq e_{tôle décharge}$

Alors on prend : $e_{tôle décharge} = \mathbf{3 \text{ mm}}$

3) c) La tôle de couverture :

Soit : h la longueur totale de la tôle de couverture. On a :

$$h = \text{longueur totale du dégrilleur} - \text{longueur insérée dans la conduite}$$

$$h = 14,22 - \frac{8}{\sin(74,8^\circ)} = \mathbf{5,92 \text{ m}}$$

On envisage que cette tôle sera composée de quatre tôles amovibles afin de permettre le contrôle visuel du fonctionnement du dégrilleur.

Alors : la longueur totale maximale de chaque tôle est :

$$L_{\text{tôle amovible}} = \frac{h}{4} = 1,48 \text{ m}$$

La largeur : $l_{\text{tôle amovible}} = 600 \text{ mm}$

Puisque cette tôle ne sera pas sollicitée, on peut utiliser pour la fabrication une tôle marchande laminée à chaud d'une épaisseur : $e_{\text{tôle amovible}} = 3 \text{ mm}$

- Etude de positionnement des tôles

On a : la masse volumique de l'acier inoxydable 316 L est :

$$\rho_{316L} = 8 \text{ Kg/dm}^3 = 8.10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$$

Alors : le poids de chaque tôle est :

$$P_{\text{tôle amovible}} = \rho_{316L} \times V_{\text{tôle amovible}} \times g$$

A.N : $P_{\text{tôle amovible}} = 8.10^{-6} \times 600 \times 3 \times 2960 \times 9,81 = 418,14 \text{ N}$

Ce poids exercera un cisaillement sur les tôles latérales explicité comme suit :

$$P_{\text{tôle amovible} \rightarrow \text{latérale}} = P_{\text{tôle amovible}} \times \cos(74,8^\circ)$$

Donc, pour savoir si cette structure est stable, on doit voir si la condition de résistance suivante est satisfaite :

$$\tau_3 = \frac{P_{\text{tôle amovible} \rightarrow \text{latérale}}}{S_{\text{cisailée},3}} \leq \frac{R_{e0,2}}{s}$$

Avec : $S_{\text{cisailée},3} = e_{\text{tôle}} \times l_{\text{tôle}}$

Alors : $\tau_3 = \frac{418,14 \times \cos(74,8^\circ)}{800 \times 86} = 1,6.10^{-3} \text{ MPa}$

Or : $\frac{R_{e0,2}}{s} = \frac{190}{5} = 38 \text{ MPa}$

On a : $\tau_3 \ll \frac{R_{e0.2}}{s}$

Donc le positionnement de la tôle de couverture est possible sur les tôles latérales.

- Etude de fixation des tôles

Afin de pouvoir fixer la tôle de couverture, on envisage un taraudage dans les tôles latérales.

3) d) Le couvercle supérieur

Ce couvercle va servir pour tenir le racleur de nettoyage, ainsi que le guidage des débris.

Pour permettre la fixation de ce couvercle avec les autres organes du dégrilleur, on doit avoir au préalable les dimensions suivantes :

-La longueur : $L_{couvercle} = 1000 \text{ mm}$;

-La largeur : $l_{couvercle} = 600 \text{ mm}$;

-La largeur maximale d'appui unitaire : $l_{appui,couvercle,max} = 86 \text{ mm}$ sur chaque tôle latérale ;

-La hauteur minimale : $h_{min,couvercle} = 300 \text{ mm}$.

On suppose que le racleur possède la même masse que celle du peigne ($M_{peigne} = 25 \text{ Kg}$). Donc il va exercer un effort de compression sur les parois latérales du couvercle :

$$\sigma_{compression} = \frac{P_{racleur}}{S}$$

Tel que : Le poids du racleur : $P_{racleur} = M_{racleur} \times g$;

Et : La section sollicitée, qu'on doit déterminer par la suite : $S = l_{comp} \times e_{comp}$

La condition de résistance est : $\sigma_{compression} \leq \frac{R_{e0.2}}{s}$

Donc : il faut que, pour chaque appui du couvercle sur la tôle latérale :

$$\frac{P_{\text{racleur}}}{\frac{2}{R_{e,0,2}/s}} \leq l_{\text{comp}} \times e_{\text{comp}}$$

A.N : $\frac{\frac{25}{2} \times 9,81}{190/5} \leq l_{\text{comp}} \times e_{\text{comp}}$

Alors : $3,23 \text{ mm}^2 \leq l_{\text{comp}} \times e_{\text{comp}}$

Cette relation permet d'avoir la largeur adéquate au couvercle. Car il faut que :

$$3,23 \text{ mm}^2 \leq l_{\text{comp}} \times e_{\text{comp}} \leq L_{\text{couvercle}} \times l_{\text{appui,couvercle}}$$

Avec : $L_{\text{couvercle}} \times l_{\text{appui,couvercle}} \leq L_{\text{couvercle}} \times l_{\text{appui,couvercle,max}}$

Donc :

$$3,23 \text{ mm}^2 \leq l_{\text{comp}} \times e_{\text{comp}} \leq 68800 \text{ mm}^2$$

Et : $3,23 \text{ mm}^2 \leq l_{\text{comp}} \times e_{\text{comp}} \leq L_{\text{couvercle}} \times l_{\text{appui,couvercle}}$

On suppose que : $l_{\text{comp}} \times e_{\text{comp}} = 6 \text{ mm}^2$

Alors : $6 \text{ mm}^2 \leq L_{\text{couvercle}} \times l_{\text{appui,couvercle}}$

Donc : $6 \text{ mm}^2 \leq 800 \text{ mm} \times l_{\text{appui,couvercle}}$

Alors : $7,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \leq l_{\text{appui,couvercle}}$

Alors on prend : $l_{\text{appui,couvercle}} = 3 \text{ mm}$

II) Le peigne

Puisque le peigne va servir à nettoyer la grille, donc il aura :

23 espacements de 11 mm chacun ;

24 barres de 7 mm de largeur et 40 mm de profondeur chacune.

On suppose que ce peigne doit supporter une masse répartie de débris égale à celle de la MES. Alors : le peigne sera soumis à un effort F tel que :

$$F = m_{\text{débris}} \times g$$

A.N : $F = 0,675 \times 9,81 = 6,622 \text{ N}$

Et on suppose que chaque barre du peigne doit supporter le poids suivant :

$$F_{\text{barre}} = F / \text{nombre des barres}$$

A.N :

$$F_{\text{barre}} = 6,622 / 22 = 0,3 \text{ N}$$

Ce dernier engendrera une contrainte de cisaillement sur chaque barre. Donc, en appliquant la condition de résistance on a :

$$\frac{F_{\text{barre}}}{S_{\text{cisailée}}} \leq \frac{R_{e,0,2}}{s}$$

Avec : $S_{\text{cisailée}} = e_{\text{barre}} \times l_{\text{barre}}$

Tel que : $l_{\text{barre}} = 7 \text{ mm}$ est la largeur de la barre ;

Et : e_{barre} est l'épaisseur du peigne qu'on doit déterminer :

$$\frac{F_{\text{barre}}}{l_{\text{barre}}} \times \frac{s}{R_{e,0,2}} \leq e_{\text{barre}}$$

A.N : $\frac{0,3 \times 5}{7 \times 190} \leq e_{\text{barre}}$

Alors : $1,13.10^{-3} \text{ mm} \leq e_{\text{barre}}$

Donc on prend : $e_{\text{barre}} = 20 \text{ mm}$

III) Le support du peigne

Ce support devra supporter le poids du peigne et des débris :

$$F_{support} = P_{peigne} + P_{débris}$$

Tel que : $P_{débris} = M_{débris} \times g$;

Et : $P_{peigne} = M_{peigne} \times g = \rho_{316L} \times V_{peigne} \times g$.

A.N : $P_{débris} = 0,675 \times 9,81 = 6,622 \text{ N}$

$$P_{peigne} = 8.10^3 \times ((0,469 \times 0,08) + 22 \times (0,04 \times 0,007)) \times 0,02 \times 9,81$$

$$P_{peigne} = 68,6 \text{ N}$$

Donc : $F_{support} = 75,222 \text{ N}$

Et soit : $e_{support}$ l'épaisseur de ce support. Elle doit vérifier la condition suivante :

$$\frac{F_{support}}{S_{cisailée}} \leq \frac{R_{e,0,2}}{s}$$

Avec : $S_{cisailée} = e_{support} \times 0,469$

Donc : $\frac{F_{support} \times s}{R_{e,0,2} \times 0,469} \leq e_{support}$

A.N : $4,22 \text{ mm} \leq e_{support}$

Donc on prend : $e_{support} = 8 \text{ mm}$

Chapitre V : Conception des éléments du dégrilleur sous le logiciel CATIA V5 R20

I) Éléments du dégrilleur

1) Dessin de la plaque supportant la grille

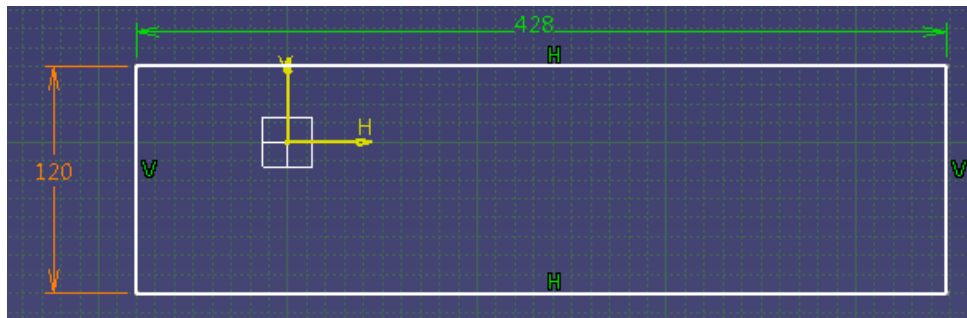


Figure V.1 : Esquisse de la plaque

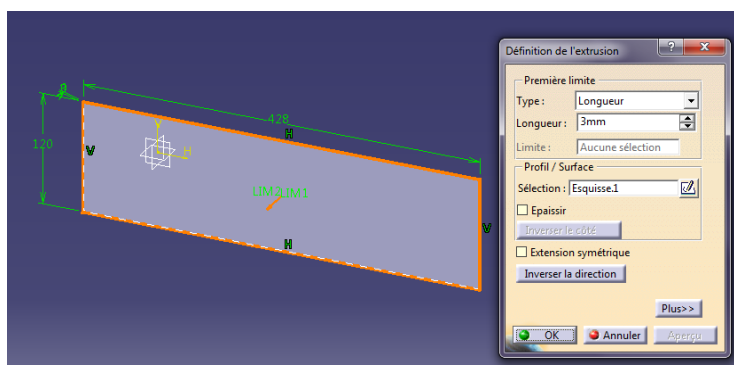


Figure V.2: Extrusion de la plaque

2) Dessin des barreaux

On dessine la forme du barreau, puis on effectue une translation pour dessiner la base des 23 barreaux.

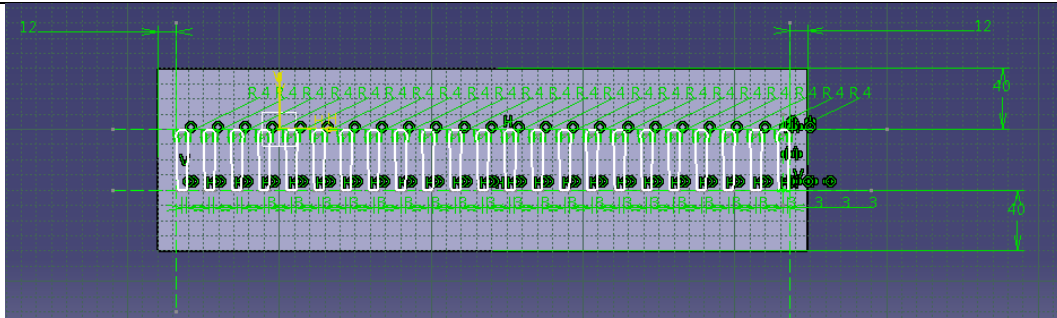


Figure V.3: Esquisse de la forme des barreaux de la grille

Ensuite, on dessine la droite pour laquelle on positionnera l'extrusion. Puisqu'il s'agit d'une extrusion oblique pour générer les barreaux de la grille.

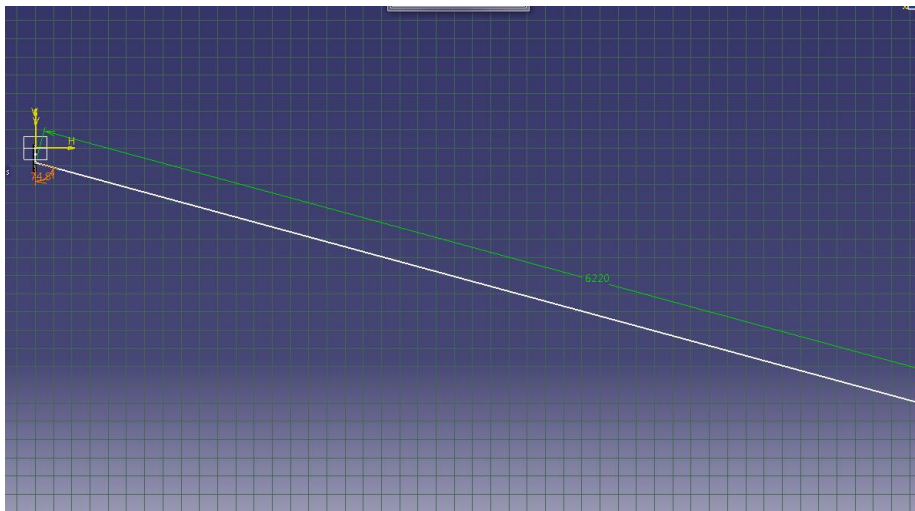


Figure V.4: Dessin de la droite orientant l'extrusion

Puis on fait l'extrusion :

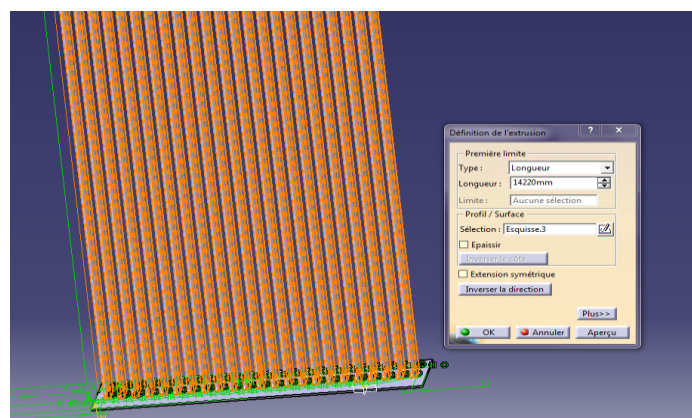


Figure V.5: Extrusion des barreaux de la grille

Pour la fixation des barreaux entre eux, on envisage d'utiliser le soudage sur trois niveaux équidistants.

3) Dessin des peignes

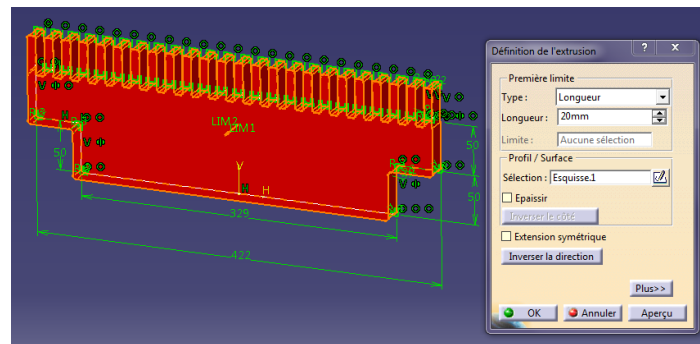


Figure V.6: Dessin des peignes

Puis on y exécute des trous taraudés, qui vont servir pour la fixation du peigne avec le support :

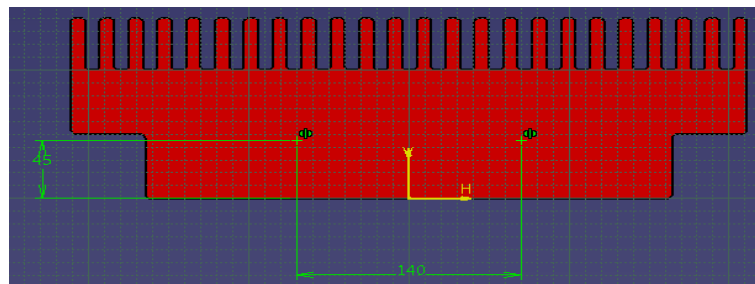


Figure V.7 : Dessin des trous du peigne

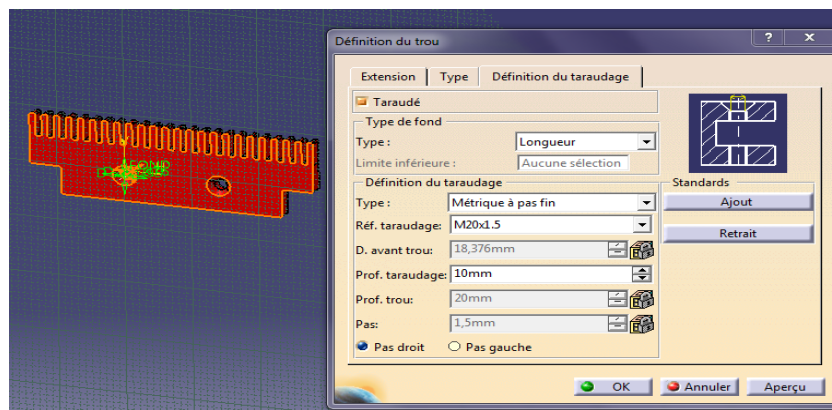


Figure V.8: Dessin des trous taraudés du peigne

4) Dessin du support des peignes

Puisque les peignes sont en perpétuel contact avec les déchets, donc ils seront vite détériorés. C'est pour cela on envisage un dispositif sur lequel on peut attacher et détacher ces peignes, afin de les nettoyer ou de les changer.

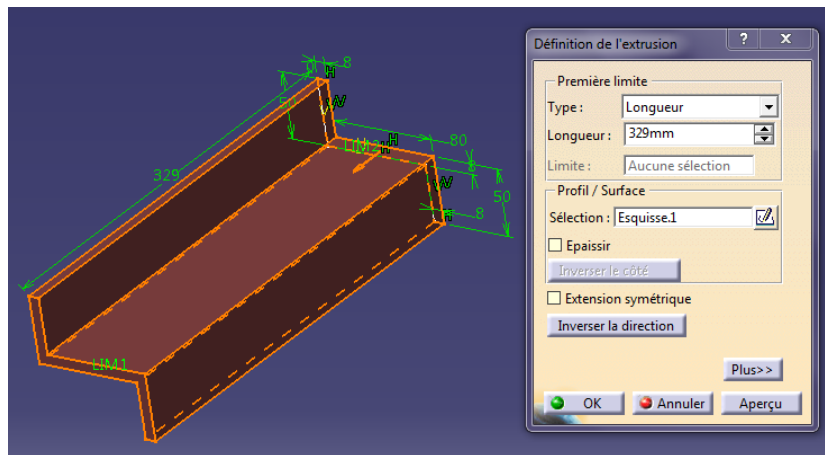


Figure V.9 : Dessin du support du peigne

Puis on dessine les trous taraudés :

On prend le modèle suivant :

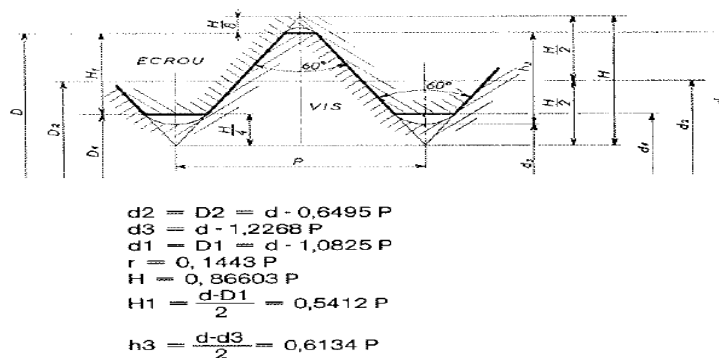


Figure V.10: Profil de taraudage suivant la recommandation ISO/R.262

Et les caractéristiques du taraudage adopté sont les suivantes :

nominal $\varnothing$	pas P	VIS 6g						TARAUDAGE 6H					
		$\varnothing$ extérieur		$\varnothing$ flancs		$\varnothing$ noyau		$\varnothing$ extérieur D min.	$\varnothing$ flancs		$\varnothing$ noyau		
		maxi d max.	mini d min.	maxi d ₂ max.	mini d ₂ min.	maxi d ₃ max.	mini d ₃ min.		maxi D ₂ max.	mini D ₂ min.	maxi D ₁ max.	mini D ₁ min.	
M 20		19,968	19,732	18,994	18,854	18,128	17,880	20,000	19,216	19,026	18,676	18,376	
M 22		21,968	21,732	20,994	20,854	20,128	19,880	22,000	21,216	21,026	20,676	20,376	
M 24		23,968	23,732	22,994	22,844	22,128	21,870	24,000	23,226	23,026	22,676	22,376	
M 25		24,968	24,732	23,994	23,844	23,128	22,870	25,000	24,226	24,026	23,676	23,376	
M 27		26,968	26,732	25,994	25,844	25,128	24,870	27,000	26,226	26,026	25,676	25,376	
M 28		27,968	27,732	26,994	26,844	26,128	25,870	28,000	27,226	27,026	26,676	26,376	
M 30		29,968	29,732	28,994	28,844	28,128	27,870	30,000	29,226	29,026	28,676	28,376	
M 32		31,968	31,732	30,994	30,844	30,128	29,870	32,000	31,226	31,026	30,676	30,376	
M 33		32,968	32,732	31,994	31,844	31,128	30,870	33,000	32,226	32,026	31,676	31,376	
M 35		34,968	34,732	33,994	33,844	33,128	32,870	35,000	34,226	34,026	33,676	33,376	
M 36		35,968	35,732	34,994	34,844	34,128	33,870	36,000	35,226	35,026	34,676	34,376	
M 39		38,968	38,732	37,994	37,844	37,128	36,870	39,000	38,226	38,026	37,676	37,376	
M 40		39,968	39,732	38,994	38,844	38,128	37,870	40,000	39,226	39,026	38,676	38,376	
M 42		41,968	41,732	40,994	40,844	40,128	39,870	42,000	41,226	41,026	40,676	40,376	
M 45		44,968	44,732	43,994	43,844	43,128	42,870	45,000	44,226	44,026	43,676	43,376	
M 48	1,5	47,968	47,732	46,994	46,834	46,128	45,860	48,000	47,238	47,026	46,676	46,376	
M 50		49,968	49,732	48,994	48,834	48,128	47,860	50,000	49,238	49,026	48,676	48,376	

Tableau V.1 : Le taraudage utilisé

Puis on dessine les trous taraudés de fixation du peigne :

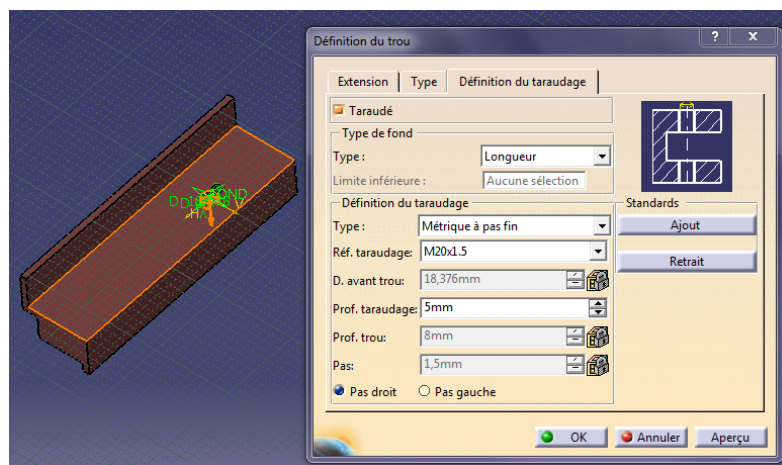


Figure V.11: Dessin des trous taraudés de fixation du peigne

Puis on dessine les trous taraudés de fixation du support sur la chaîne :

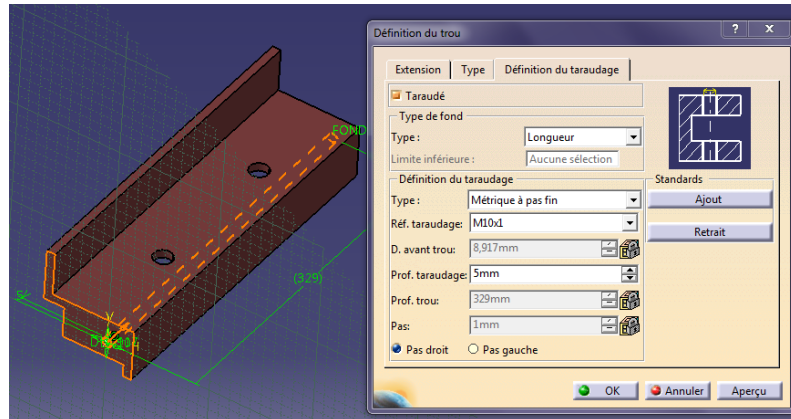
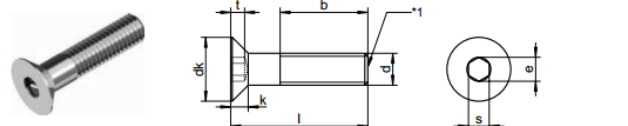


Figure V.12: Dessin des trous taraudés de fixation du support sur la chaîne

5) Dessin du vis de fixation du peigne sur le support

On choisit la vis à métaux à tête fraisée, dont les caractéristiques sont les suivantes:

DIN 7991 - sim. ISO 10642
Vis à métaux tête fraisée
six pans creux - TFHC



	6,00	8,00	10,00	12,00	16,00	20,00	24,00	30,00	36,00	39,00
dk	6,00	8,00	10,00	12,00	16,00	20,00	24,00	30,00	36,00	39,00
k	1,70	2,30	2,80	3,30	4,40	5,50	6,50	7,50	8,50	14,00
s	2,000	2,500	3,000	4,000	5,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000
b	12,00	14,00	16,00	18,00	22,00	26,00	30,00	38,00	46,00	54,00
t	1,20	1,80	2,30	2,50	3,50	4,40	4,60	5,30	5,90	10,30
e	2,30	2,87	3,44	4,58	5,72	6,86	9,15	11,43	13,72	16,00
l	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0

Long. / Ø	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
6	▲	▲	▲							
8	▲	▲	▲	▲						
10	▲	▲	▲	▲	▲					
12	▲	▲	▲	▲	▲					
14	▲	▲	▲	▲	▲					
16	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲			
18	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲		
20	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	
22	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲
25	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲
30	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲
35	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲
40	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲
45	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲

Figure V.13 : Caractéristiques de la vis utilisée

6) Dessin de la vis de fixation du support sur la chaîne

On dessine la vis suivante :

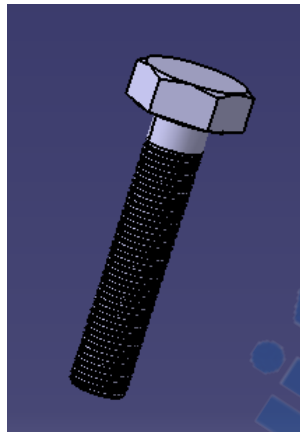


Figure V.14 : La vis de fixation du support sur la chaîne

6) Dessin des autres éléments

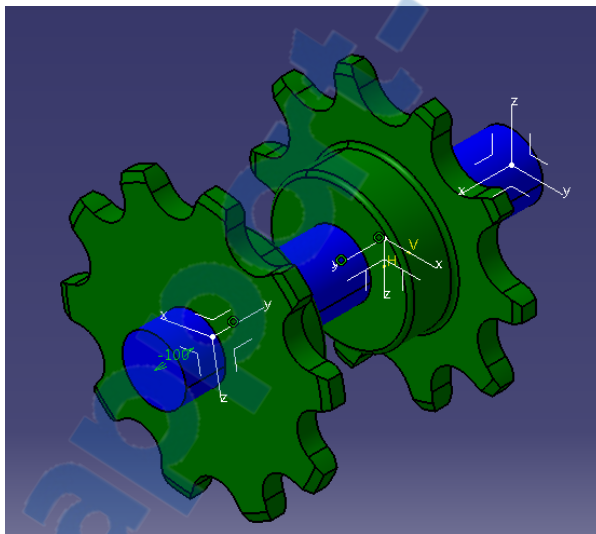


Figure V.15 : Assemblage des pignons moteurs

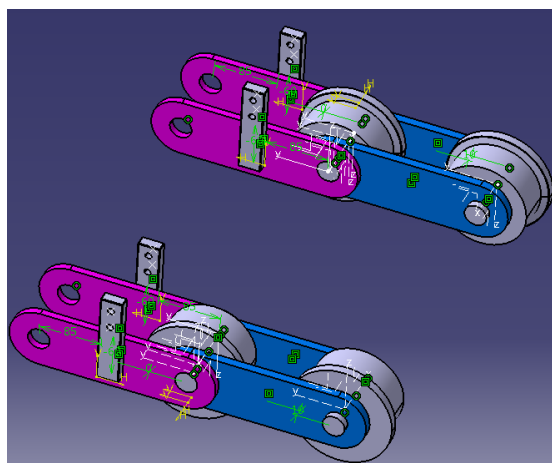


Figure V.16 : Assemblage des maillons

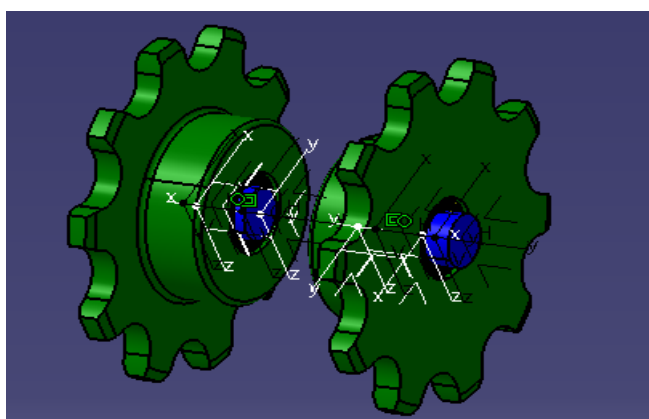


Figure V.17 : Assemblage des roues dentées

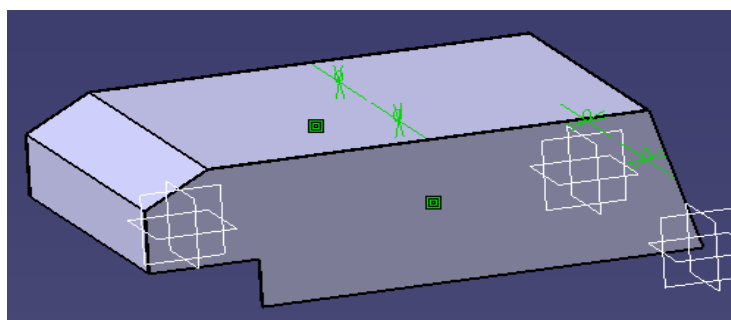


Figure V.18: Assemblage du couvercle supérieur

7) Assemblage final du dégrilleur

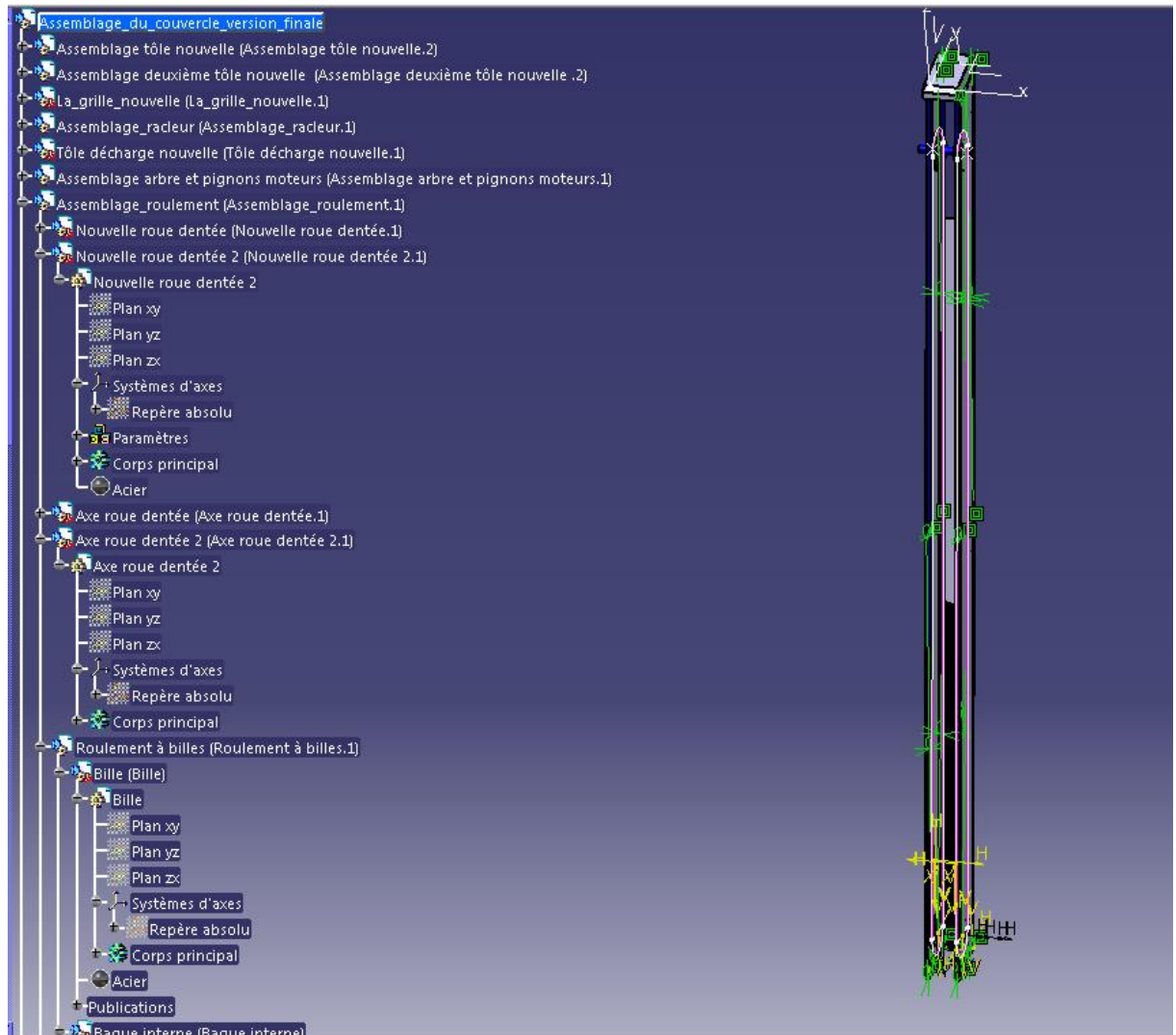


Figure V.19: Assemblage final du dégrilleur



Chapitre VI : Automatisation du dégrilleur

I) Principe

Le fonctionnement des peignes peut être traduit comme suit :

a) **Arrêt-repos** : (ou la fin du cycle) : le peigne reste en attente pendant le temps programmé (5 minutes) , avec le capteur : $C_{rp} = 1$;

b) **Descente** : A la fin de la temporisation de 5 minutes ou bien si le signal de perte de charge devient : $P_c = 1$, on donne l'ordre de démarrage au moteur KM_a qui tourne dans le sens indiqué KM_1 . Le peigne descend dans la position $P = a$;

c) **Arrêt bas** : Une fois la position inférieure atteinte : $P_i = 1$, le moteur s'arrête ;

d) **Changement de position** : Le peigne étant en position $= a$, il fait une rotation de 180° . Il sera donc dans la position $P = b$;

e) **Nettoyage de la grille** : Après une temporisation (15 secondes), le moteur repart dans le sens initial KM_1 , engageant ainsi les dents du peigne entre les barreaux de manière mécanique ;

f) **Montée** : Les déchets prélevés sont emprisonnés par la géométrie du peigne et du support ;

g) **Déversement** : En fin de course, le peigne rencontre un éjecteur mécanique qui va vider les refus de la grille. Il activera un contact fin de course haut $CFCH$. Après 20 secondes, le peigne change de position : $P = a$, et repart en position repos C_{rp} , en attente d'un nouveau cycle.

Pendant tous ces déplacements, un voyant de sécurité clignote à une fréquence de 2Hz.

II) Représentation du fonctionnement

1) GRAFCET de niveau 1

Ce premier niveau du GRAFCET permet de bien illustrer le fonctionnement automatique du système étudié.

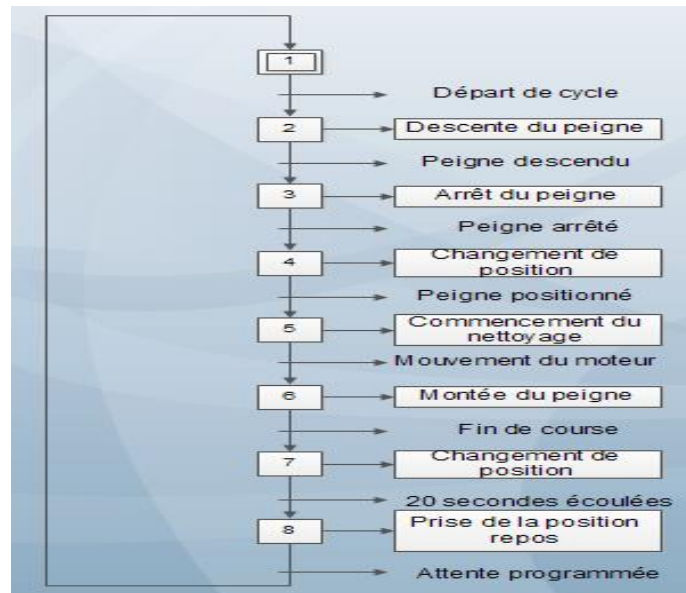


Figure VI.1: GRAFCET du niveau 1

2) GRAFCET du niveau 2

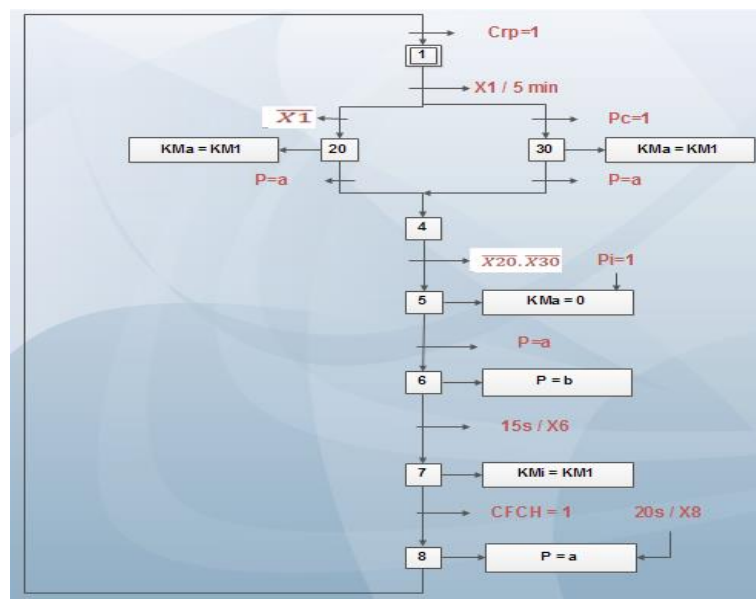


Figure VI.2: GRAFCET du niveau 2

3) Le chronogramme

3) a) Cas où l'étape X 20 est active

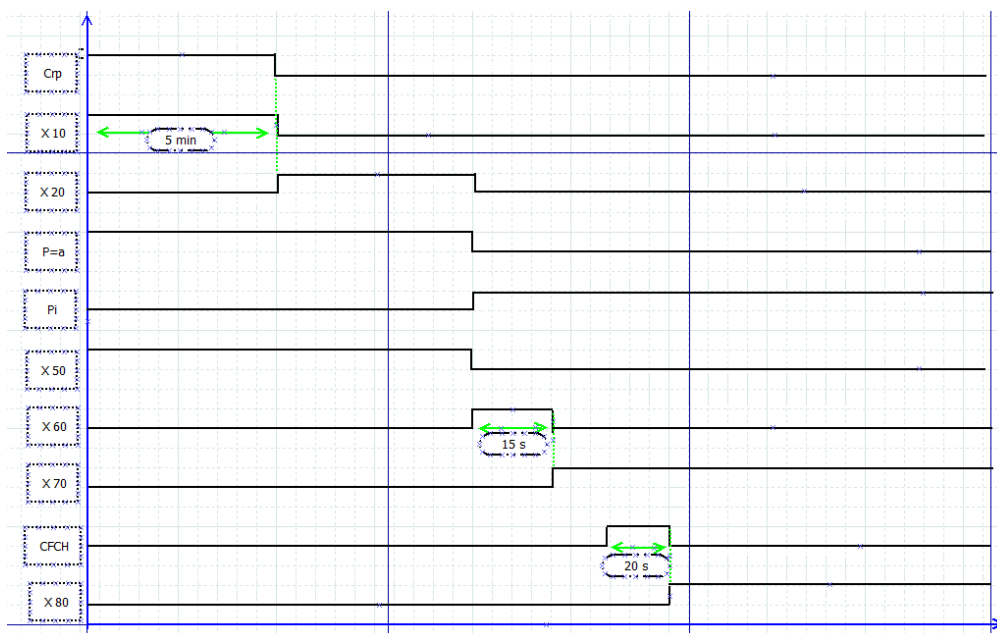


Figure VI.3 : Cas où l'étape X 20 est active

3) b) Cas où l'étape X 30 est active

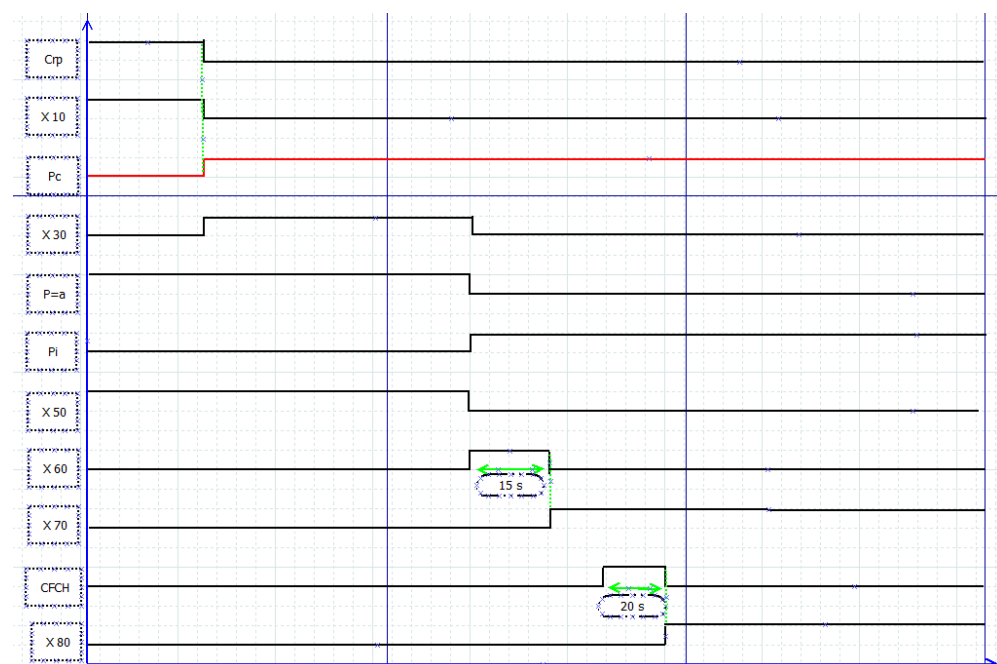


Figure VI.4: Cas où l'étape X 30 est active

Conclusion générale

Ce travail réalisé au cabinet d'études NEWTECH a porté sur l'étude et conception d'un dégrilleur automatique en élaborant deux parties essentielles. La première partie a été consacrée au cadre général du projet par le biais d'une présentation de la société, une explication du dégrillage et une étude fonctionnelle du produit. Quant à la deuxième, elle a été réservée à la conception détaillée des éléments du dégrilleur afin d'assembler son intégralité en utilisant le logiciel CATIA V5 R20. Avant de passer à un aperçu sur l'automatisation du dégrilleur. Ce stage m'a permis d'avoir une vision détaillée du domaine de travail des cabinets d'études et d'être plus autonome. En effet, travailler au sein de NEWTECH a pu contribuer à approfondir mes acquis. En fait, chaque projet a des contraintes spécifiques dont le respect des délais et la nature de travail, constituent des conditions nécessaires pour arriver aux résultats attendus. Le cabinet NEWTECH qui m'a accueillie pendant ce stage fait face à une période charnière, et je suis fière d'avoir pu contribuer et participer à ces travaux.

Bibliographie

Documents internes de NewTech & Multimedia.

A. ABOUTAJEDDINE, documents du module : « *Innovation en entreprise* », Faculté des Sciences et Techniques, Fès.

C. El Hifnawy, *Conception de station d'épuration*, Conservatoire National des Arts et Métiers Paris, 2002.

M.MAHI, ONEE-IEA, *Projet : Guide Technique sur Les Dégrilleurs dans Les Stations d'Épuration*, ONEE/IEA 2013.

A. Sadowski, *Exemple de calcul d'une filière de traitement C/N/P*, ENGEES, 2006.

D.Courret et M.Larinier, *GUIDE POUR LA CONCEPTION DES PRISES D'EAU « ICHTYCOMPATIBLES » POUR LES PETITES CENTRALES HYDROELECTRIQUES*, ADEME, 2008.

J. Pronost, R. Pronost, L. Deplat, J. Malrieu, J.M Berland, *Station d'épuration : Dispositions constructives pour améliorer leur fonctionnement et faciliter leur exploitation*. Office International de l'Eau, CNFME / SNIDE, 2002.

A. Simon, C. Loic, H. Rémi, N. Jean Guillaume, M. Maxime, M. Emeric, M. Matthieu, P. Stéphane, R. Joseph, *La transmission de puissance par chaîne*, ISAT.

ABM, *Chaînes de manutention*, Réf : DT_cat23_16-08-2011_v01.

N.A. Awad, *Gestion du projet : Dégrilleur à râteau type 'S'*, CNAM Paris, 2011.

A. ELHAKIMI, documents du module « *Éléments de machines* », Faculté des Sciences et Techniques, Fès.

G. Drouin, M. Gou, P. Thiry, R. Vinet, *Éléments de machines*, Editions de l'Ecole Polytechnique de Montréal.

Webographie

<http://newtech.ma/> , consulté le 30/03/2017.

<http://www.cbernard-consulting.com/article-cahier-des-charges-fonctionnel-37722627.html>, consulté le 15/05/2017.

<http://www.environnement.gov.ma/fr/suivant-programme-national-d-assainissement-liquide?id=207> , consulté le 10/03/2017.

<http://hmf.enseeiht.fr/travaux/bei/beiere/book/export/html/2370> , consulté le 20/02/2017.

<http://www.konaflex.fi/wp-content/uploads/Sedis-kuljetinketjut-2008-ranskaksi.pdf> , consulté le 16/03/2017.

http://www.globalchains.ca/pdf/1-ZMC-Notes_techniques.pdf , consulté le 16/03/2017.

<http://sections.arcelormittal.com/fr/produits-services/gamme-de-produits.html> , consulté le 03/04/2017.

<http://www.inoxtube.fr/index.php/fr/component/phocadownload/category/1-telechargements?download=3:composition-chimique-nuances>, consulté le 05/04/2017.

<http://www.langlet.fr/bdd/docs/4-filetage-iso.pdf> , consulté le 15/03/2017.

http://www.wasi.de/fileadmin/user_upload/Downloadbereich/kataloge/WS1_203rz_WASI-FR-Gesamt-web.pdf , consulté le 12/04/17.