



Département : Génie Mécanique
Option : Conception et production intégrées

Mémoire de projet de fin d'études

Étude et conception d'un système de manutention des galets du
broyeur vertical de la matière crue

SOUTENU LE MERCREDI 06/06/2012 PAR :

Riad HASSIANE

&

Mohammed RAIS

Devant le Jury composé de :

| | | |
|-------------------|---|----------------------|
| Pr. M. BOUDI | : | Président (EMI) |
| Pr. S. CHOUKRI | : | Rapporteur (EMI) |
| Pr. M. AGOUZOUL | : | Encadrant (EMI) |
| Pr. M. E. AIT ALI | : | Encadrant (EMI) |
| Pr. N. BOUHADDANE | : | Membre de jury (EMI) |

Année Universitaire 2011/2012

REMERCIEMENTS

Nous avons eu l'honneur et le plaisir d'avoir les Professeurs Monsieur M.AGOUZOUL et Monsieur M.E.AIT ALI comme encadrants de notre Projet de Fin d'Etudes. Qu'ils trouvent ici l'expression de notre vive reconnaissance, notre grande considération et nos remerciements les plus sincères.

Nous remercions également le Professeur M. BOUDI, Président du jury, ainsi que nos honorables Professeurs et membres du jury : Monsieur S. CHOUKRI et Monsieur BOUHADDANE qui nous ont fait l'honneur de juger notre travail.

Nous remercions également notre encadrant Monsieur C.EL MORJANI chef de département mécanique du projet Fès 2800 pour les conseils et les orientations qu'il nous a prodigués.

Nos remerciements et notre considération, les plus sincères, vont à tout le corps professoral du Département Génie Mécanique. Que nos honorables Professeurs trouvent ici l'expression de notre respect et notre gratitude.

Enfin, nous ne saurions oublier dans ces remerciements toutes les personnes qui ont contribué à l'aboutissement de ce travail.

MERCI A VOUS TOUS !

Résumé

Pour augmenter sa production de clinker, Holcim-Fès a lancé le projet « Projet Fès 2800 » qui consiste à remplacer une partie de l'ancienne installation afin de doubler la capacité de l'usine.

Dans le cadre du suivi du projet, un problème critique lié à la manutention d'un galet du broyeur vertical de matière crue à l'aide de grue mobile a été détecté. L'encombrement dans la zone de manutention étant très important, la grue ne parvient pas à faire sortir le galet de 22 tonnes de son emplacement.

Notre projet de fin d'étude a pour objet de résoudre ce problème. Pour ce faire, nous avons commencé par vérifier la solution envisagée par la société pour le levage du galet qui est une grue mobile de capacité 150 tonnes. Nous avons constaté qu'elle ne peut atteindre la position de levage du galet sans entrer en collision avec les charpentes métalliques situées dans la zone du bâtiment broyeur vertical.

Par la suite, nous avons établi le cahier des charges fonctionnelles que doit remplir le moyen de manutention. Une analyse multicritères nous a permis le choix du moyen de manutention le plus adéquat qui est un pont roulant mono-poutre de capacité de levage de 25 tonnes.

Pour la conception du pont roulant, nous avons dimensionné les éléments de levage et de translation du pont et nous avons aussi conçu et dimensionné la charpente métallique support du pont roulant.

Enfin, une étude technico économique nous a permis d'évaluer le coût de revient et d'amortissement du projet.

ABSTRAC

Holcim-Fes has launched a new project « Fez 2800 project» to double its production capacity of clinker. The project consists in replacing some old equipments by newer and more productive ones. Thus, the follow-up work team is charged to ensure the good execution of this project.

In this context, a critical problem of handling a roller from the vertical mill was detected. The crane can't take out the roller from its position in the mill due to the reduced space in mill's area.

Our final project study aims to solve this problem. To do so, we first check the solution envisaged by the company to lift the roller which is a mobile crane capacity of 150 tons. We found that it cannot reach the lifting position of the roller without colliding with steel structures located in the area of the vertical mill building.

Subsequently, we established the functional specifications to be met by the handling means. A multi-criteria analysis allowed us to select the most appropriate means of handling which is a single beam overhead crane with a lifting capacity 25tonnes.

To design the crane, first we sized the elements of lifting and moving of the crane. Secondly, we seized the steel structure supporting the overhead crane.

Finally, a technical and economical study, allowed us to evaluate the cost and depreciation cost of the crane.

ملخص

أطلقت شركة هولسيم "مشروع فاس 2800" لزيادة الإنتاج من الكلنكير. يهدف هذا المشروع إلى استبدال بعض معدات الإنتاج القديمة بمعدات أكثر إنتاجية لمضاعفة إنتاجها من الكلنكير. يحرص القائمون على المشروع على حسن سير الأشغال وذلك بالكشف عن عيوب التنفيذ و محاولة إصلاحه.

في هذا الإطار، إكتشف مشكل طارئ يهم كيفية خروج دولا ب طاحونة المادة الخام بواسطة الرافعة. يكمن المشكل في ضيق المنطقة المخصص لرفع الدولا ب ذو 22 طن.

لحل هذا المشكل، ارتأينا في دراستنا هذه التحقق أولا من الحل المقترح من قبل الشركة لرفع الدولا ب بواسطة رافعة قادرة على رفع 150 طنا. وجدنا أنه لا يمكنها أن تصل إلى مكان الرفع دون الاصطدام بهياكل الصلب الموجودة بالجوار.

بعد ذلك؛ أعدنا دفتر التحملات الذي يجب الإلتزام به في عملية الرفع. مكنتنا دراسة متعددة الجوانب من تحديد الوسيلة الأنسب للرفع والتي هي جسر متحرك رافع؛ قادر على رفع 25طن.

فيما بعد؛ صممنا الأجزاء المخصصة للرفع وتحريك الجسر. تم صممنا الهياكل اللازمة لدعم و تثبيت الجسر فوق سكته.

أخيرا، دراسة تقنية أقتصادية، سمحت لنا بتقييم تكلفة المشروع و قيمة إسترجاع التكلفة.

Liste des figures :

| | |
|--|----|
| Figure 1-1 : Vue générale du site..... | 4 |
| Figure 1-2 : Principales étapes de la fabrication du ciment..... | 4 |
| Figure 1-3 : schéma de la zone de cuisson | 5 |
| Figure 1-4 : installation du projet Fès 2800..... | 6 |
| Figure 2-1 : écoulement de la matière moulue dans le broyeur, schéma de principe | 7 |
| Figure 2-2 : vue d'ensemble du broyeur LOESCHE..... | 8 |
| Figure 2-3 : galet du broyeur | 9 |
| Figure 2-4 : conduite d'air de barrage complète | 10 |
| Figure 2-5: mode de fonctionnement du dispositif de pivotement lors du pivotement de la meule de broyage..... | 11 |
| Figure 2-6 : Galet avec accessoires pour le démontage | 12 |
| Figure 2-7 : Exemple de démontage du galet N°1 à l'aide d'une grue | 13 |
| Figure 2-8 : accessoire, lifter complet..... | 13 |
| Figure 2-9 : Broyeur Loesche équipé d'un monorail suspendu | 14 |
| Figure 2-10 : Grue pour le levage du galet N°2..... | 14 |
| Figure 2-11 : Manutention du galet N°2 par la grue | 15 |
| Figure 2-12 : Position du galet N° 2 dans le bâtiment broyeur..... | 15 |
| Figure 2-13 : représentation 3 D de la manutention du galet N°2 selon l'emplacement prévu par le bureau d'étude..... | 16 |
| Figure 2-14: dimensions du galet | 18 |
| Figure 2-15 : Position des anneaux de levage | 18 |
| Figure 2-16 : Courbe en baignoire d'un équipement..... | 19 |
| Figure 3-1 : composition d'une grue télescopique | 23 |
| Figure 3-2 : vérification de la configuration donnée par le bureau d'étude par le diagramme de charge [b]..... | 24 |
| Figure 3-3 : Les obstacles de la grue..... | 25 |
| Figure 3-4 : position de la grue pour la solution B. | 25 |
| Figure 3-5 : dimensions des stabilisateurs d'une grue de capacité 80 tonnes | 26 |
| Figure 3-6 : Position de la grue pour la solution C | 26 |
| Figure 3-7 : Grue treillis de forte capacité | 27 |
| Figure 3-8 : dimensions d'une grue sur chenille de capacité 80t | 28 |
| Figure 3-9 : composition d'une grue auxiliaire..... | 28 |
| Figure 3-10 : abaque de grue auxiliaire..... | 29 |
| Figure 3-11 : potence de levage..... | 30 |
| Figure 3-12 : mouvements d'un pont roulant..... | 30 |
| Figure 3-13 : familles d'appareils de levage | 31 |
| Figure 3-14 : côtes relatives d'un appareil de levage. | 32 |
| Figure 3-15 : Solution c : pont roulant bipoutre | 33 |
| Figure 3-16 : Pont roulant avec porte-à-faux..... | 34 |
| Figure 3-17 : Solution validée : double pont roulant | 34 |
| Figure 3-18 : Dimensions du pont roulant..... | 35 |
| Figure 3-19 : Composition d'un pont roulant | 36 |
| Figure 3-20 : Organigramme des éléments à dimensionner | 37 |
| Figure 3-21 : Algorithme de calcul..... | 38 |
| Figure 4-1: diagramme de vitesse économique de translation en fonctionnement de la course. | 39 |
| Figure 4-2: Palan pneumatique LIFTCHAIN LCA250QIP3LR [11] | 42 |
| Figure 4-3 : chaîne calibrée | 43 |
| Figure 4-4 : Crochet..... | 43 |
| Figure 4-5 : Types d'élingues à chaîne [13] | 44 |

| | |
|--|-----|
| Figure 4-6 : Angle entre les brins | 44 |
| Figure 4-7 : Accrochage du galet complet et du bandage | 45 |
| Figure 4-8:positionnement des galets d'un pont roulant..... | 46 |
| Figure 4-9:exécutions standards du galet [7]..... | 46 |
| Figure 4-11:l'âme des rails | 50 |
| Figure 4-12:famille de roulement | 51 |
| Figure 4-13 : montage du roulement à rouleaux coniques | 52 |
| Figure 4-14:moteur à une seule vitesse..... | 55 |
| Figure 4-15:moteur à 2 vitesses..... | 55 |
| Figure 4-16: facteur de marche..... | 57 |
| Figure 4-17:motoréducteur à entrainement centrale | 59 |
| Figure 4-18:motoréducteur à entrainement individuel..... | 60 |
| Figure 4-19: motoréducteur à arbre parallèle (a), à couple conique (b)..... | 61 |
| Figure 4-21:modèles de tampons standards [24] | 62 |
| Figure 5-1 : Types de profile pour la poutre de pont | 63 |
| Figure 5-2 : Poutre de pont en IPE/ IPN | 64 |
| Figure 5-3 : Section de la poutre de pont | 64 |
| Figure 5-4 : les 10 cotes du pont roulant..... | 68 |
| Figure 5-5 : type de positionnement des constructions | 68 |
| Figure 5-6 : Le coefficient de réduction des pressions dynamiques | 70 |
| Figure 5-7 : surfaces du pont soumises au vent..... | 71 |
| Figure 5-8 : Coefficients de pression intérieure et extérieure sur chaque paroi pour les 2 vents. | 72 |
| Figure 5-9: Model géométrique de la poutre de pont..... | 74 |
| Figure 5-10 : Palan pneumatique [12]..... | 75 |
| Figure 5-11 : Points d'application des charges (poutre de pont)..... | 75 |
| Figure 5-12 : Flambement d'un poteau | 78 |
| Figure 5-13 : Déversement d'une poutre | 78 |
| Figure 5-14 : Voilement local dans l'âme d'une poutre..... | 78 |
| Figure 5-15 : Types des sommiers | 81 |
| Figure 5-16 : Types de sections pour les poteaux..... | 83 |
| Figure 5-17: Types de sections des chemins de roulement | 83 |
| Figure 5-18 : Model géométrique de la structure support du pont roulant..... | 84 |
| Figure 5-19 : Excentrement de la force par rapport à l'axe du rail..... | 87 |
| Figure 5-20 : Charges verticales maximales sur la poutre de roulement | 89 |
| Figure 5-21: Charges verticales minimales sur la poutre de roulement | 90 |
| Figure 5-22 : Charges horizontales dues aux accélérations du pont roulant | 91 |
| Figure 5-23 : Charges dues à la marche en crabe | 94 |
| Figure 5-25 : Assemblage poteau corbeau | 100 |
| Figure 5-26 : Dimensions de l'assemblage poteau-corbeau | 101 |
| Figure 5-27 : Exemple pied de poteau encastré..... | 101 |

Sommaire

| | |
|--|------|
| REMERCIEMENTS | ii |
| Résumé..... | iii |
| ABSTRAC | iv |
| ملخص | v |
| Liste des figures :..... | vi |
| Sommaire | viii |
| Introduction | 1 |
| 1. CHAPITRE 1 : PRESENTATION GENERALE | 3 |
| 1.1. Présentation de Holcim :..... | 3 |
| 1.2. Historique de Holcim Maroc:..... | 3 |
| 1.3. Présentation d’usine de Ras et Ma :..... | 4 |
| 1.3.1. Généralités :..... | 4 |
| 1.3.2. Processus de fabrication du ciment :..... | 4 |
| 1.4. Projet Fès 2800 : (cadre du travail) | 5 |
| 2. CHAPITRE 2 : POSITION DU PROBLEME ET CAHIER DES CHARGES FONCTIONNELLES | 7 |
| 2.1. Présentation du broyeur vertical de matière crue : | 7 |
| 2.1.1. fonctionnement : | 7 |
| 2.1.2. Composition du broyeur :..... | 8 |
| 2.2. Les galets du broyeur :..... | 9 |
| 2.2.1. Composition : | 9 |
| 2.2.2. Fonctionnement : | 9 |
| 2.2.3. Les pannes :..... | 10 |
| 2.2.4. Entretien du galet :..... | 11 |
| 2.2.5. Démontage du galet : | 11 |
| 2.3. Position du problème :..... | 13 |
| 2.3.1. Analyse de l’existant :..... | 14 |
| 2.3.2. Analyse du besoin :..... | 17 |
| 2.4. Cahier de charge fonctionnel : | 17 |
| 2.4.1. Données techniques du galet : | 17 |
| 2.4.2. Espace encombrant : | 18 |
| 2.4.3. Fréquence d’utilisation de la manutention : | 19 |

| | | |
|--------|---|----|
| 2.4.4. | Classe du mécanisme de levage et état de charge : | 19 |
| 3. | CHAPITRE 3 : CHOIX DE LA SOLUTION..... | 22 |
| 3.1. | Moyens de manutention mobiles : (grues mobiles) | 22 |
| 3.1.1. | Les grues à flèche télescopique : | 22 |
| 3.1.2. | Les grues sur chenille : | 27 |
| 3.1.3. | Les grues auxiliaires : | 28 |
| 3.2. | Moyens de manutention immobiles : | 29 |
| 3.2.1. | Les potences : | 29 |
| 3.2.2. | Ponts roulants et portiques : | 30 |
| 3.2.3. | Côtes relatives du pont roulant : | 35 |
| | Conclusion : | 36 |
| 4. | CHAPITRE 4 : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE TRANSLATION ET DE LEVAGE..... | 39 |
| 4.1. | Groupe du mécanisme : | 39 |
| 4.2. | Choix du palan : | 41 |
| 4.3. | Dispositif d'accrochage : | 43 |
| 4.3.1. | Chaine du palan pneumatique : | 43 |
| 4.3.2. | le crochet du palan : | 43 |
| 4.3.3. | Les élingues : | 44 |
| 4.4. | Dimensionnement du rail et des galets de roulement du pont roulant : | 45 |
| 4.4.1. | Choix et calcul de la combinaison rail/galet..... | 46 |
| 4.4.2. | Vérification des la combinaison rail/galet à l'aide de la pression de Hertz : | 49 |
| 4.4.3. | Calcul de roulement du galet | 51 |
| 4.4.4. | Conclusion : | 53 |
| 4.5. | Dimensionnement du motoréducteur du pont roulant | 54 |
| 4.5.1. | Choix du moteur électrique | 54 |
| 4.5.2. | Fonctionnement du moteur asynchrone | 54 |
| 4.5.3. | Calcul de la puissance | 55 |
| 4.5.4. | Choix et calcul du motoréducteur : | 59 |
| 4.5.5. | Sélection d'un motoréducteur à partir des catalogues des fournisseurs : | 60 |
| 4.6. | Dimensionnement des Tampons du pont roulant : | 61 |
| 4.6.1. | calcul du tampon : | 62 |
| 4.6.2. | Caractéristiques du tampon: | 62 |
| 4.6.3. | Conclusion : | 62 |

| | | |
|----------|--|-----|
| 5. | CHAPITRE 5 : DIMENSIONNEMENT DE LA CHARPENTE METALLIQUE | 63 |
| 5.1. | Calcul de la poutre du pont : | 63 |
| 5.1.1. | Choix du profil | 63 |
| 5.1.2. | Les actions à considérer : | 65 |
| 5.1.3. | Les combinaisons de charges : | 73 |
| 5.1.4. | Le model géométrique : | 74 |
| 5.1.5. | Les vérifications : | 75 |
| 5.2. | Dimensionnement du sommier :..... | 81 |
| 5.2.1. | Choix de la section :..... | 81 |
| 5.2.2. | Calcul des charges | 81 |
| 5.2.2.1. | Charge verticale :..... | 81 |
| 5.3. | Dimensionnement de la structure support des 2 ponts roulants : | 82 |
| 5.3.1. | Choix des sections : | 82 |
| 5.3.2. | Modèle de calcul :..... | 84 |
| 5.3.3. | Les charges appliquées :..... | 87 |
| 5.3.4. | Les combinaisons de charges : | 98 |
| 5.3.5. | Résultat de calcul :..... | 99 |
| 5.3.6. | Les assemblages : | 100 |
| 5.4. | Les fondations :..... | 101 |
| 6. | CHAPITRE 6 : ETUDE TECHNICO -ECONOMIQUE | 103 |
| 6.1. | Devis estimatif du projet :..... | 103 |
| 6.1.1. | Le prix de la charpente métallique du pont : | 103 |
| 6.1.2. | Le prix des éléments de levage et translation du pont :..... | 103 |
| 6.1.3. | Le montant total du projet : | 104 |
| 6.2. | Étude technico-économique :..... | 104 |
| 6.2.1. | Coût indirect d'un arrêt du broyeur vertical de matière crue :..... | 104 |
| 6.2.2. | Amortissement du projet : | 104 |
| 6.2.3. | Évaluation du coût du projet :..... | 104 |
| 6.2.4. | Conclusion :..... | 104 |
| | Conclusion..... | 105 |
| | Bibliographie :..... | 106 |
| | ANNEXES | 108 |

Introduction

La consommation du ciment connaît une forte croissance au cours de ces dernières années. Ceci est dû essentiellement à la politique de développement du logement social, des infrastructures de base et à la reprise des grands investissements touristiques et industriels. Face à la demande croissante du marché, Holcim avait investi pour le doublement de la capacité de production de l'unité de Ras El Ma.

La conception d'une unité de production est l'étape clé pour garantir la fiabilité, la rentabilité et la productivité de celle-ci. Dans un contexte de conception intégré, l'ingénieur doit prendre en compte l'intégralité des phases dans la vie des équipements : fabrication, utilisation, maintenance et démantèlement.

Ainsi les équipements doivent être installés en permettant, à tout moment, l'accès aux différentes pièces qui peuvent présenter des défaillances. Dans ce cadre, il nous a été proposé de traiter le sujet qui s'intitule : « Etude et conception d'un système de manutention des galets du broyeur vertical ». Pour ce faire on a opté pour le plan suivant :

Chapitre 1 : Présentation générale : Dans ce chapitre on présente le cadre du travail : Les informations concernant l'usine de Holcim-Fès et d'autres liées au projet de doublement de la capacité « Projet Fès 2800 ».

Chapitre 2 : Position du problème et cahier des charges fonctionnelles : Dans ce premier chapitre, on décrit le fonctionnement du broyeur et du galet pour en déduire les défaillances qu'il subit et les actions de maintenance pour y remédier. Parmi ces actions le démontage complet du galet qui est l'objet de notre travail. Après vérification de la solution existante, une analyse de besoin nous permettra d'établir le cahier des charges fonctionnelles que doivent remplir les solutions possibles.

Chapitre 3 : Choix de la solution : Les solutions de manutention possibles se divisent en 2 catégories : moyens de manutention mobile et moyens immobiles. Une analyse multicritère nous a permis de choisir, parmi toutes ces solutions, celle qui satisfait le mieux le cahier des charges fonctionnelles.

Chapitre 4 : Conception des éléments de translation et de levage : Il concerne le dimensionnement des éléments de guidage, de translation, levage et dispositifs d'accrochage de la charge.

Chapitre 5 : Conception des éléments en charpente métallique : Cette partie comprend le dimensionnement de la structure supportant le pont roulant, la poutre de pont sur laquelle roule le palan et les sommiers qui supportent le pont.

Chapitre 6 : Etude technico-économique : Dans cette étude on donne l'estimation du coût de revient du pont roulant et la rentabilité du projet.

Notre rapport se termine par une conclusion générale après une discussion des résultats de notre travail et présentation des conseils et des recommandations.

CHAPITRE 1 : PRESENTATION GENERALE

1.1. Présentation de Holcim :

Fondée en 1912, Holcim Ltd est un groupe suisse qui occupe la position de leader dans les produits des matériaux de construction pour un usage plus varié.

Présent dans plus de 70 pays à travers le monde, le groupe est actif dans les secteurs du ciment. Il compte plus de 90.000 employés.

Le groupe Holcim Ltd détient depuis 1993 51% du capital de Holcim Maroc. La banque islamique pour le développement est le second actionnaire avec une part de 13.8%. Le reste, soit 35.2% constitue le flottant en bourse.

Aujourd'hui Holcim est présente dans différentes régions du Maroc. Elle dispose d'une capacité annuelle de production de 4.5 millions de tonnes. Elle exploite trois cimenteries celles d'Oujda, Fès et Settat, un centre de broyage, d'ensachage et de distribution à Nador, ainsi qu'un centre de distribution à Casablanca.

1.2. Historique de Holcim Maroc:

Dans cette section, nous énumérons quelques dates importantes :

1972 : Les gouvernements marocain et algérien décident de construire une cimenterie à Oujda, dénommée la cimenterie maghrébine (C.I.M.A). Son capital social est de MAD 75 millions, réparti à égalité entre l'Office pour le Développement Industriel (O.D.I) et la S.N.M.C, organismes représentant respectivement le Maroc et l'Algérie. Dès le début du lancement des opérations de consultation pour la réalisation de l'unité, la partie algérienne se retire et le projet C.I.M.A est mis en Veilleuse et placé sous administration provisoire.

1976 : L'O.D.I crée une société anonyme, la Cimenterie de l'Oriental (CIOR) avec pour objet la réalisation d'une cimenterie dans la région d'Oujda.

1979 : Mise en service de l'usine d'Oujda qui démarre avec une capacité de production de 1,2 millions de tonnes par an.

1980-1982 : Installation à Fès et à Casablanca de deux centres d'ensachage de capacité Respective de 500 000 tonnes par an et 350 000 tonnes par an.

1989 : Installation d'un centre de broyage à Fès d'une capacité de 350.000 tonnes par an.

1993 : Démarrage de l'unité de Fès (Ras El Ma), portant la capacité de production globale de CIOR à 1, 9 millions de tonnes par an. Privatisation qui s'est traduite par la cession de 51% de son capital social au groupe Suisse Holcim Ltd (ex-HOLDERBANK), puis introduction en bourse au cours de MAD 230.

2002 : CIOR change de nom et d'identité visuelle et devient Holcim Maroc.

2004 : Extension de la cimenterie de Fès.

2007 : Démarrage de la cimenterie de Settat.

2008 : Lancement du projet de doublement de capacité de production de l'usine de Fès.

2009 : Création du premier réseau de distribution des matériaux de construction au Maroc: BATIPRO Distribution.

2010 : Lancement du projet de doublement de la capacité de production clinker de la cimenterie de Fès. [\[a\]](#)

1.3. Présentation d'usine de Ras et Ma :

1.3.1. Généralités :

L'usine, mise en service en 1993, utilise le procédé de fabrication à voie sèche. Située à 25 km au sud de Fès, elle a été conçue avec une possibilité de doublement de capacité si les besoins du marché le justifient. Elle s'étend sur 230 hectares.

Une vue générale du site est présentée ci-dessous :

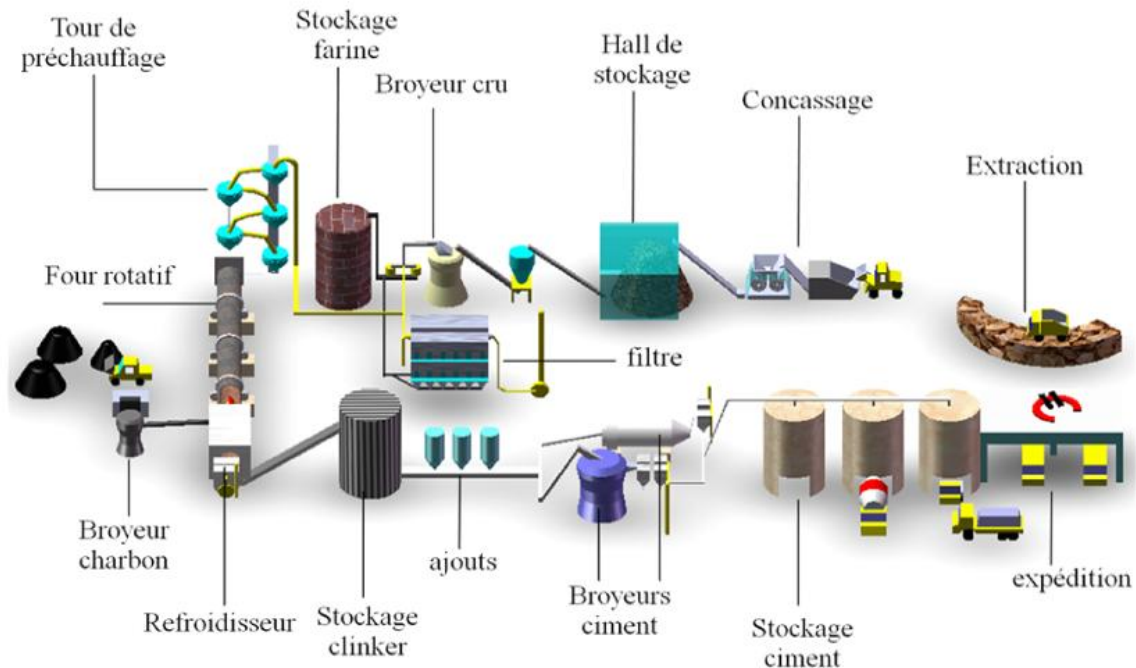


Figure 1-1 : Vue générale du site

1.3.2. Processus de fabrication du ciment :

Le processus de fabrication du ciment est un processus universel. La présentation de ce processus permet de définir le cadre du projet et de situer les équipements qui lui sont liés.

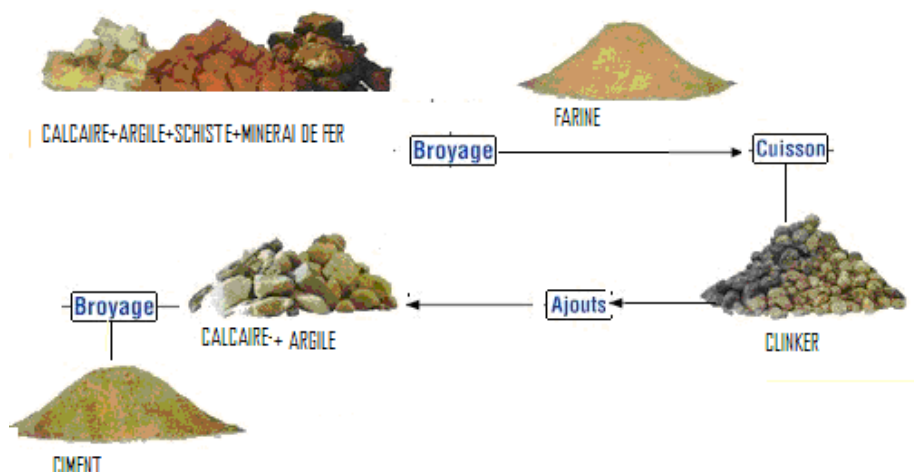


Figure 1-2 : Principales étapes de la fabrication du ciment

- **Carrière :** La matière première principale extraite d'une carrière proche de l'usine est le calcaire. D'autres additifs viennent s'ajouter à ce dernier, principalement l'argile et le minerai de fer en faible quantité.

- **Concassage** : Le concasseur assure la réduction des dimensions des blocs extraits au niveau de la carrière. Il est composé d'une bande transporteuse d'une enclume et de deux rotors, chaque rotor contient des marteaux qui appliquent sur la matière première des efforts d'impact, d'attrition, de cisaillement ou de compression pour réduire les dimensions des grains.
- **Pré-homogénéisation** : Le doseur permet une composition chimique régulière de la matière première. Les échantillons prélevés et analysés au niveau du laboratoire de l'usine nous permettent de définir les corrections nécessaires à apporter sur le.
- **Broyage du cru** : Le broyeur cru fait partie des broyeurs verticaux à galets. Il permet de réduire la taille des grains du mélange en farine.
- **Dépoussiérage** : Le transport de la farine du broyeur cru dans les aéroglisteurs et les bandes transporteuses génère des poussières, le système de dépoussiérage consiste à éliminer ces poussières pour une meilleure protection de l'environnement.
- **Préchauffage** : Le préchauffage permet essentiellement de préparer la farine d'un point de vue chimique et thermique, il permet de sécher, déshydrater et décarbonater la matière crue. Cette opération est effectuée dans une tour à cinq étages.
- **Four rotatif** : Durant la cuisson, le four est animé d'un mouvement de rotation, sa disposition en pente permet le transport de la matière, introduite à l'autre extrémité par rapport aux flammes. A l'entrée du four la matière est à la température de 1000°C. En progressant, elle est transformée jusqu'à atteindre la température de clinkerisation (1450°C).

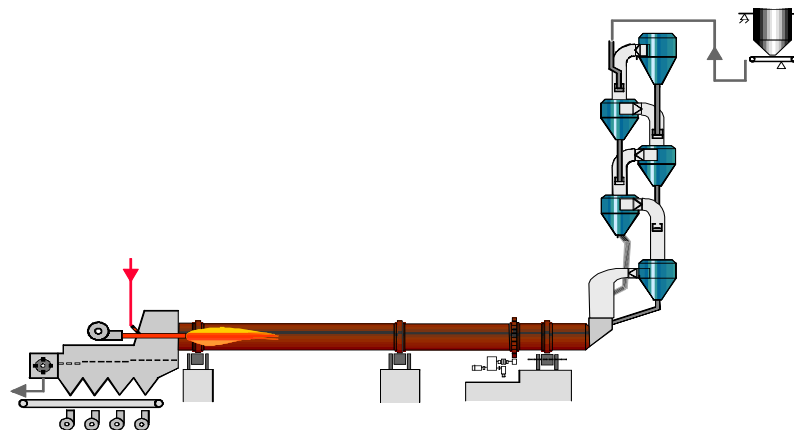


Figure 1-3 : schéma de la zone de cuisson

- **Refroidissement** : Le rôle du refroidisseur consiste à garantir la trempe du clinker pour avoir une structure métallurgique et des dimensions des cristaux favorables. Il permet aussi de baisser la température du clinker jusqu'à 120°C pour faciliter la manutention et le stockage.
- **Broyage du charbon** : Le broyeur du charbon utilisé dans la cimenterie de Fès fait partie de la catégorie des broyeurs verticaux à paires de galets. Il alimente le four par le charbon nécessaire à la production de l'énergie calorifique.
- **Broyage cuit** : Avant le broyage du clinker on ajoute du gypse et d'autres constituants secondaires qui donnent au ciment les propriétés spécifiques correspondant aux différentes qualités.

1.4. Projet Fès 2800 : (cadre du travail)

Holcim Maroc a lancé le projet de doubler de capacité de production clinker de l'usine de Fès « Projet Fès 2800 ». L'appellation « Fès 2800 » provient de la capacité journalière projetée du four, soit 2 800 T de clinker par jour.

Ce projet permettra de produire annuellement 860 000 Tonnes de clinker au lieu de 430 000 Tonnes, soit dans le futur l'équivalent de 1 200 000 Tonnes de ciment. Le budget alloué au projet est de 125 Millions d'Euros soit environ 1,438 Milliard de MAD. Le projet a démarré en Mars 2010, la fin du projet est prévue pour Juin 2012.

Un arrêt de la ligne de cuisson existante d'une durée de trois mois (90 jours) est prévu à la fin des travaux et ce pour greffer les nouvelles installations avec l'existante, principalement :

- Connexion de la nouvelle tour de préchauffage et pré-calciateur avec la tour existante ;
- Remplacement du refroidisseur clinker ;
- Remplacement du système de contrôle commande.

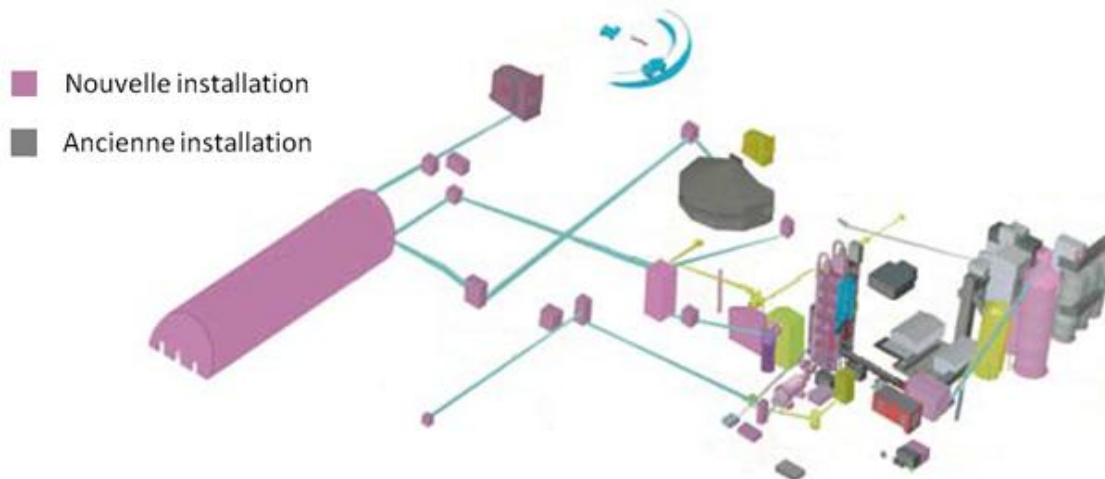


Figure 1-4 : installation du projet Fès 2800

Le concept retenu pour le projet est le suivant :

- Un nouveau concasseur Thyssen Krupp de 1 500T/h identique à celui Settat. Le concasseur sera alimenté par trois matières en même temps (le calcaire, l'argile et le schiste). Le concasseur existant ne sera pas réutilisé.
- Un nouveau parc pré-homogénéisation couvert de 30 000 Tonnes avec Stackers et Reclaimer.
- Le hall de stockage polaire existant (8 000 T) sera utilisé pour le stockage des matières de correction.
- Un nouveau broyeur cru Loesche LM46 environ 240T/h, identique à celui de Settat. L'entrée du broyeur est équipée d'un analyseur en ligne type PGNAA. Le broyeur cru existant ne sera pas réutilisé.
- Un nouveau filtre amont du four correspondant à la nouvelle capacité.
- Une deuxième tour de préchauffage identique à l'existante.
- Un nouveau pré-calciateur.
- Un nouveau refroidisseur clinker type IKN qui sera monté en lieu et place du refroidisseur existant.
- Un nouveau silo clinker en béton de 30 000 Tonnes.
- Un nouveau broyeur charbon à boulets de 15 T/h identique à celui de Settat. Le broyeur charbon existant ne sera pas réutilisé.
- Le filtre aval du four sera réexploité.
- Un poste électrique principal 60KV/5.5KV (15MVA).
- Une deuxième nouvelle ligne électrique HT (60KV) liant l'usine à un autre poste de l'ONE (Douyet), ce qui fiabilise l'alimentation de l'usine en électricité.
- D'autres équipements d'accompagnement (nouveau système de contrôle commande, analyseurs de gaz, nouvelle station d'air comprimé...). [\[1\]](#)

CHAPITRE 2 : POSITION DU PROBLEME ET CAHIER DES CHARGES FONCTIONNELLES

Au cours du fonctionnement du broyeur les galets peuvent subir différents pannes. Afin de réparer certaines pannes il est nécessaire de démonter le galet. Dans ce chapitre on décrit la composition du galet afin de bien comprendre son fonctionnement puis on détermine les pannes qui peuvent se produire et la procédure à suivre pour démonter le galet.

A partir de l'analyse de l'existant, on déterminera le besoin de HOLCIM d'un nouveau système de manutention des galets qu'on va détailler dans un cahier des charges fonctionnel.

2.1.Présentation du broyeur vertical de matière crue :

Le broyeur vertical de matière cru, installé en 2010, dans le cadre du projet Fès 2800, est de marque Loesche et de taille LM46.4. Sa capacité de production atteint 240t/h. Actuellement, ce broyeur n'est pas encore mis en service parce que le projet est toujours en cours.

2.1.1. fonctionnement :

Le broyeur intègre trois opérations dans une même unité: le séchage, le broyage et la séparation. Le broyage s'effectue par pression et friction sous l'action du système de suspension hydropneumatique de la meule. Les galets situés au niveau de la cuve permettent de broyer la matière qui est ensuite transportée via le flux de gaz chaud vers le séparateur. Lors de l'entrée en contact du gruaux avec le gaz chaud, l'humidité de la matière broyée s'évapore spontanément.

La matière non encore broyée à la finesse finale est rejetée par le séparateur. La matière rejetée est redirigée vers la cuve via le retour de gruaux interne pour un nouveau broyage. Le flux de gaz chaud fait passer le produit fini à travers le séparateur vers le filtre de poussière.

[2]

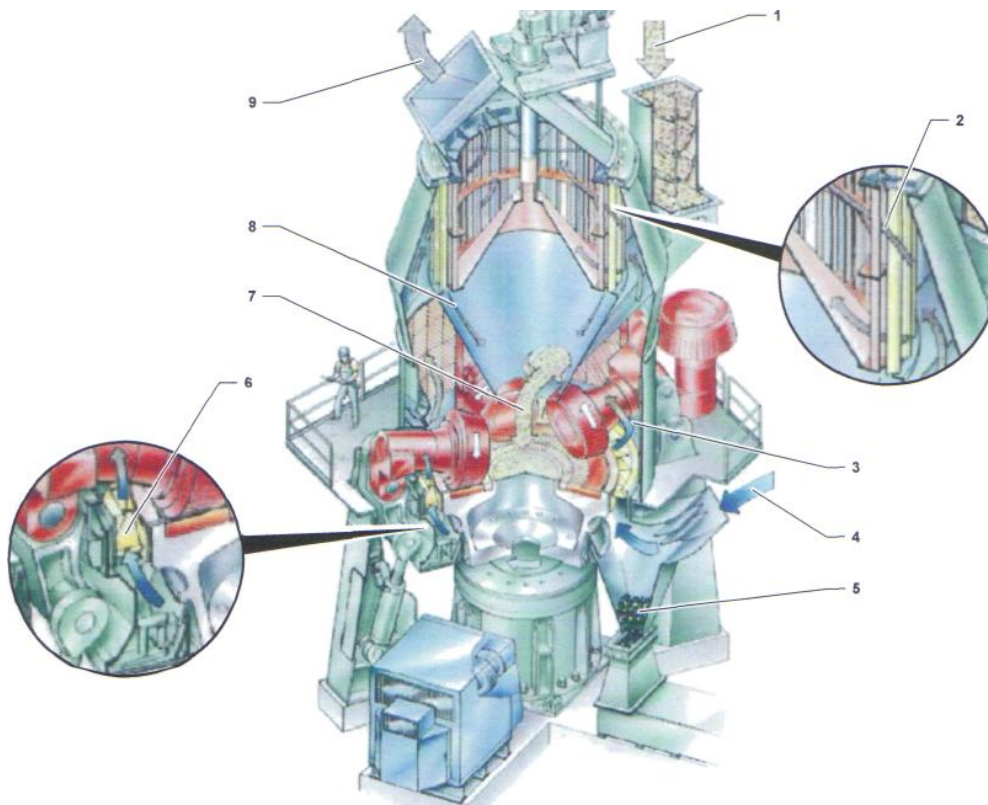


Figure 2-1 : écoulement de la matière moulue dans le broyeur, schéma de principe

Légende

- 1 Entrée de matière broyée
- 2 Séparation du matériau dans le séparateur
- 3 Le matériau est transporté par le gaz chaud vers le séparateur
- 4 Entrée du gaz chaud
- 5 Matière rejetée
- 6 Du gaz chaud traverse la couronne d'aubes
- 7 La matière brute tombe sur le centre de la cuve
- 8 Matériau rejeté par le séparateur
- 9 Sortie du produit fini

2.1.2. Composition du broyeur :

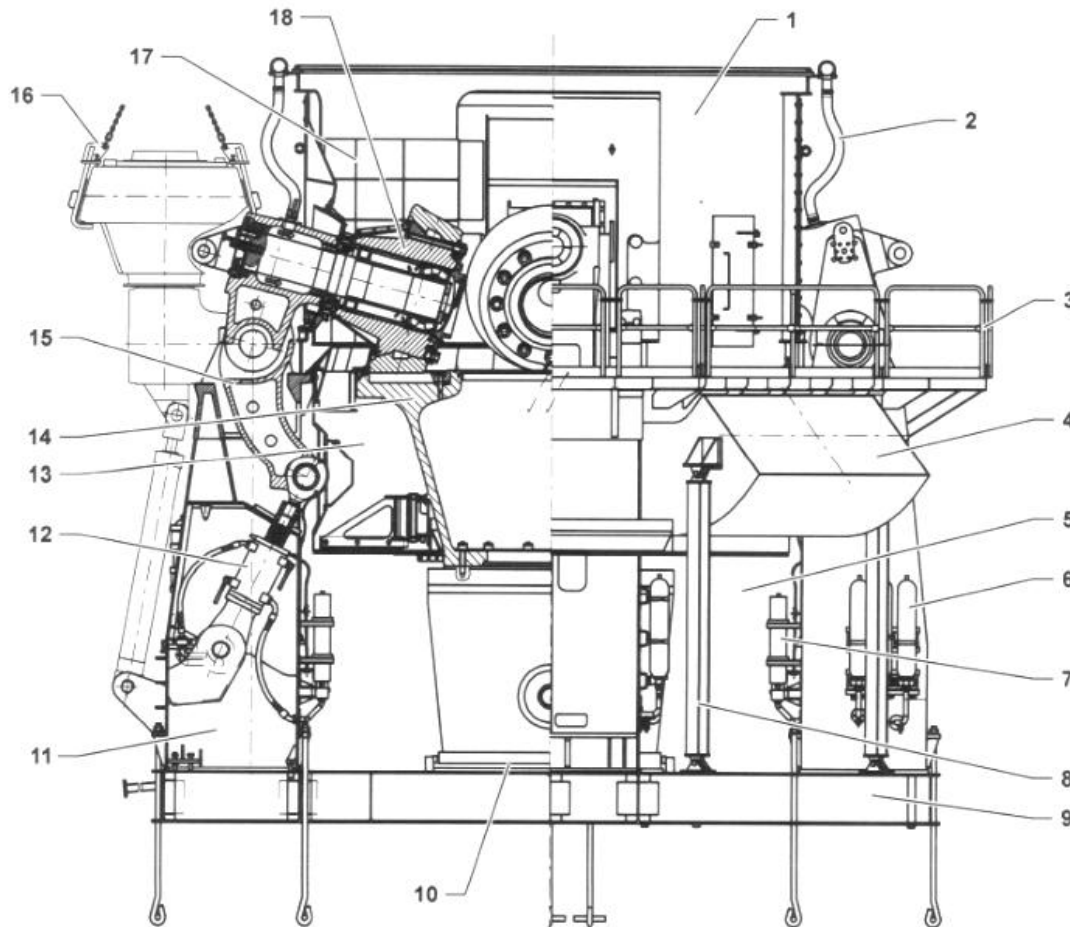


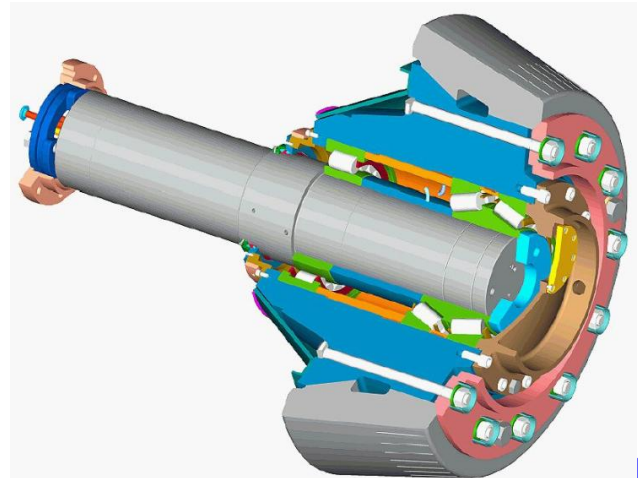
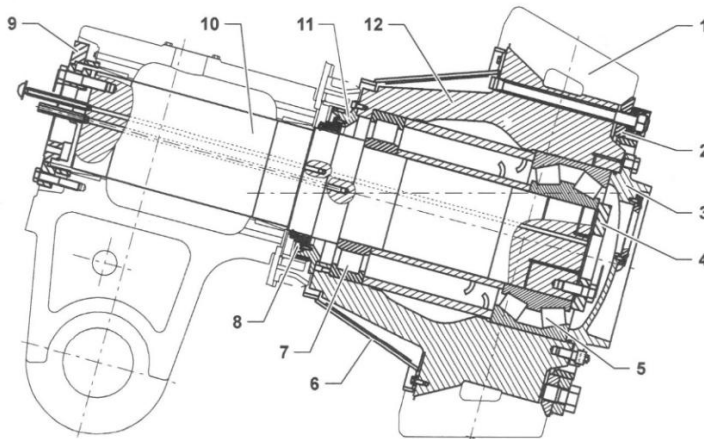
Figure 2-2 : vue d'ensemble du broyeur LOESCHE

Légende

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------------|
| 1 Bâti supérieur du broyeur | 10 Plaque de base du réducteur |
| 2 Conduite d'air de barrage | 11 Montant |
| 3 Plate-forme avec garde corps | 12 Suspension |
| 4 Conduite de gaz | 13 Conduite circulaire |
| 5 Bâti inférieur du broyeur | 14 Cuve |
| 6 Accumulateur hydraulique à vessie | 15 Levier oscillant |
| 7 Accumulateur hydraulique à piston | 16 Accessoires Lifter |
| 8 Soutien de la conduite de gaz | 17 Blindage |
| 9 Châssis de fondation | 18 Galet |

2.2. Les galets du broyeur :

2.2.1. Composition :



[3]

Figure 2-3 : galet du broyeur

Légende

- | | | | |
|---|----------------------------------|----|-----------------------------------|
| 1 | Bandage de la meule | 7 | Roulement à rouleaux cylindriques |
| 2 | Anneau de serrage | 8 | Garniture à anneau glissant |
| 3 | Couvercle de noyau de meule | 9 | Disque de recouvrement |
| 4 | Disque de recouvrement | 10 | Essieu de meule |
| 5 | Roulement à rouleaux coniques | 11 | Bague d'étanchéité |
| 6 | Capot de protection (« cloche ») | 12 | Noyau du galet |

Le broyeur est équipé de 4 galets qui travaillent simultanément. Chaque galet est fixé individuellement dans un levier oscillant. Les galets sont décalés de manière équidistante les un par rapport aux autres et, en position zéro, sont maintenus avec une légère inclinaison d'essieu par rapport au tracé de broyage horizontal.

Chaque galet contient un roulement à rouleaux cylindriques disposé du côté du levier oscillant et un autre roulement à rouleaux coniques monté en X du côté du couvercle du moyeu du galet. Le roulement à rouleaux cylindriques n'absorbe que les forces radiales alors que le roulement à rouleaux coniques absorbe aussi bien les forces radiales qu'axiales. Les deux paliers sont supportés l'un par rapport à l'autre par des douilles d'écartement et serrés avec les vis du couvercle du noyau du galet et la bague d'étanchéité.

2.2.2. Fonctionnement :

Le broyeur est équipé de 4 galets, chacun fixé individuellement dans un levier oscillant. Les galets sont décalés de manière équidistante les un par rapport aux autres et, en position zéro, sont maintenus avec une légère inclinaison d'essieu par rapport au tracé de broyage horizontal. La table transmet ainsi le mouvement de rotation aux galets grâce à la pression de contact. La matière est écrasée entre la surface de la cuve et le bandage du galet.

Les galets sont des outils de broyage et sont par conséquent soumis à l'usure. Le bandage du galet est en fonte de grande résistance à l'usure et conçu en tant qu'anneau monobloc avec voie de roulement conique. Il est appliqué sur le noyau du galet par l'intermédiaire d'un anneau de serrage à l'aide de vis à tête de marteau, de ressorts à disque et d'écrous. Les ressorts à disque absorbent les tensions de pointe qui agissent sur les vis. Le noyau du galet est protégé contre l'abrasion due aux jets par une cloche entraînée en matériau résistant à l'usure.

Afin d'éviter l'intrusion des poussières de broyage qui cause la défaillance des roulements et des paliers, l'espace entre l'essieu du galet et l'alésage du levier oscillant est rempli d'air de barrage.

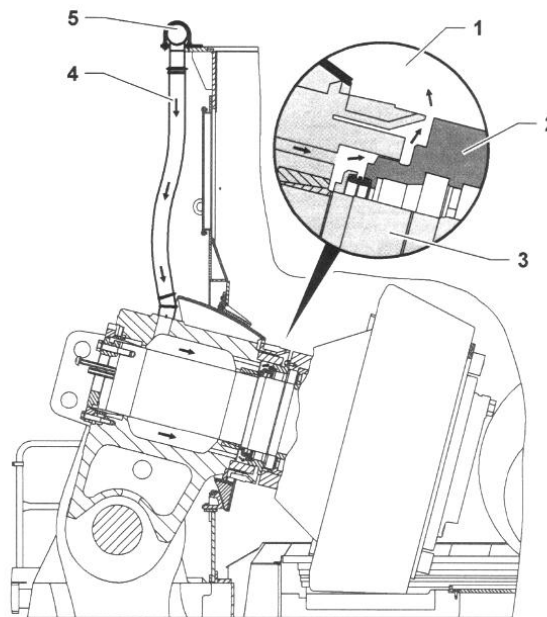


Figure 2-4 : conduite d'air de barrage complète

Légende

- | | | | |
|---|---------------------|---|---------------------------|
| 1 | Chambre de broyage | 4 | Air de barrage |
| 2 | Composants rotatifs | 5 | Conduite d'air de barrage |
| 3 | Composants fixes | | |

L'alimentation s'effectue jusqu'à l'intérieur du broyeur via un orifice percé en haut du levier oscillant et un espace intérieur du levier conduisant à une chambre d'air de barrage, à travers laquelle s'écoule l'air. En cas de niveau de pression insuffisant, un ventilateur d'air de barrage supplémentaire raccordé par des conduites aux raccords des leviers oscillants est utilisé. L'air de barrage n'est efficace qu'en cas de débit d'air suffisant.

2.2.3. Les pannes :

Tableau 2-1 : Pannes du galet

| Défaut | Causes | Élimination |
|--|---|--|
| La résistance du broyeur augmente | Anneau de blindage usé | Remplacer les anneaux de blindage |
| | Galet bloqué | Contrôler les paliers |
| Température accrue au niveau des galets de broyage | Paliers défectueux | Contrôler les paliers et les remplacer si nécessaire |
| De l'huile sort des galets de broyage | Garniture à anneau glissant défectueuse | Contrôler la garniture à anneau glissant et la remplacer si nécessaire (par paire) |
| Pression d'air de barrage trop élevée | Le circuit d'air de barrage est encrassé | Nettoyer le circuit d'air de barrage |
| | Le joint d'air de barrage du galet est encrassé | Nettoyer l'espace d'étanchéité du galet Contrôler l'espace d'air de barrage au |

2.2.4. Entretien du galet :

Contrôler toutes les pièces régulièrement à la recherche de signes d'abrasion par jets et chocs et les remplacer si nécessaire.

Contrôler l'efficacité du joint d'air de barrage en plaçant la main sur les orifices traversant le carter d'étanchéité et le levier oscillant et donnant sur l'extérieur. La main doit être aspirée de manière perceptible quand la fonction du joint est correcte. Dans le cas contraire, soit l'espace circulaire entre la douille d'étanchéité et le carter d'étanchéité du levier oscillant s'est élargie suite à l'usure, soit l'intérieur du carter d'étanchéité est encrassé par la poussière.

Dans le premier cas, il faut remplacer les bagues en 2 parties de la douille d'étanchéité qui forment l'espace d'air de barrage ; dans le deuxième cas, il faut prévoir un nettoyage le plus rapide possible de cette chambre en démontant la meule complète, car il y a un risque important de détérioration des roulements.

➤ Les 2 opérations de nettoyage de l'espace d'air de barrage et le changement du roulement à rouleaux cylindriques nécessitent le démontage de l'essieu du galet et donc le démontage du galet complet.

Dans la suite on décrit la procédure de démontage afin d'estimer le temps d'utilisation du moyen de manutention qui sera détaillée dans le chapitre suivant. [2]

2.2.5. Démontage du galet :

La démarche du démontage du galet nous permettra d'avoir une vue d'ensemble sur l'utilisation du moyen de manutention. Notamment en ce qui concerne la manutention des dispositifs utilisés pour le démontage du galet.

- **Ecartement du galet de sa position de fonctionnement :**

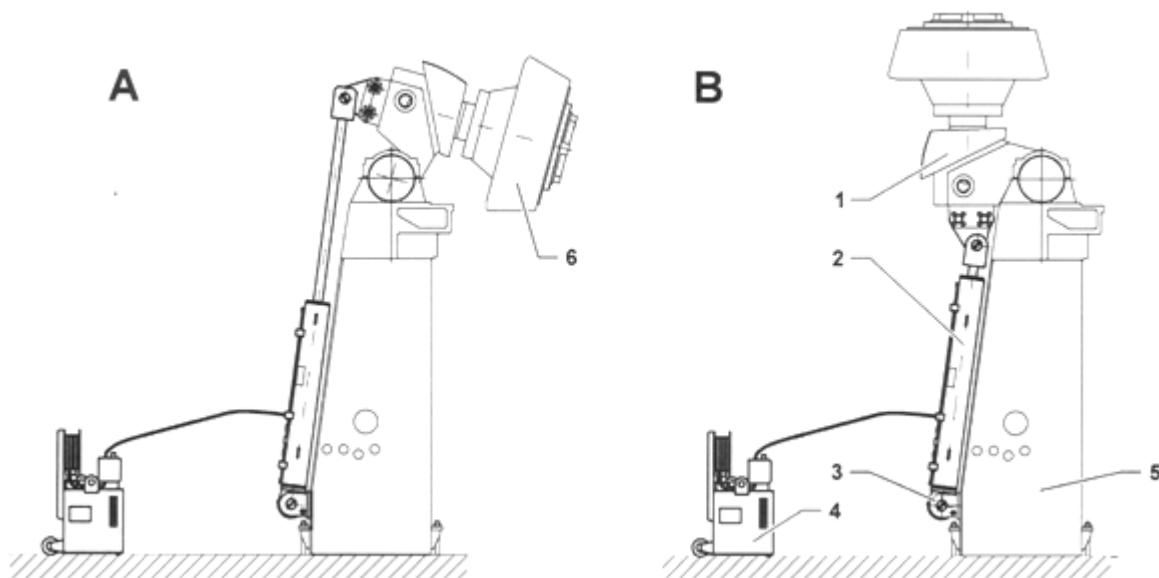


Figure 2-5: mode de fonctionnement du dispositif de pivotement lors du pivotement de la meule de broyage

Légende

- | | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| 1 Galet de broyage, écartée | 4 Armoire hydraulique HSAV |
| 2 Vérin hydraulique | 5 Montant |
| 3 Chevalet articulé | 6 Galet de broyage, rentrée |

Le dispositif de positionnement hydraulique permet de remplacer rapidement les pièces de broyage. Un vérin permet d'écarter le galet hors du bâti supérieur du broyeur et de supporter le levier oscillant.

Le bandage du galet et les plaques de broyage sont librement accessibles après l'écartement. Pour le pivotement, le bossage d'articulation inférieur du cylindre hydraulique est relié à un chevalet articulé. La tige du piston est dotée d'un élément en forme de fourche avec boulon qui est accroché sur une éclisse sur le levier oscillant. Le vérin est équipé à ses deux extrémités de clapets anti-retour avec étranglement.

- **Démontage du galet**

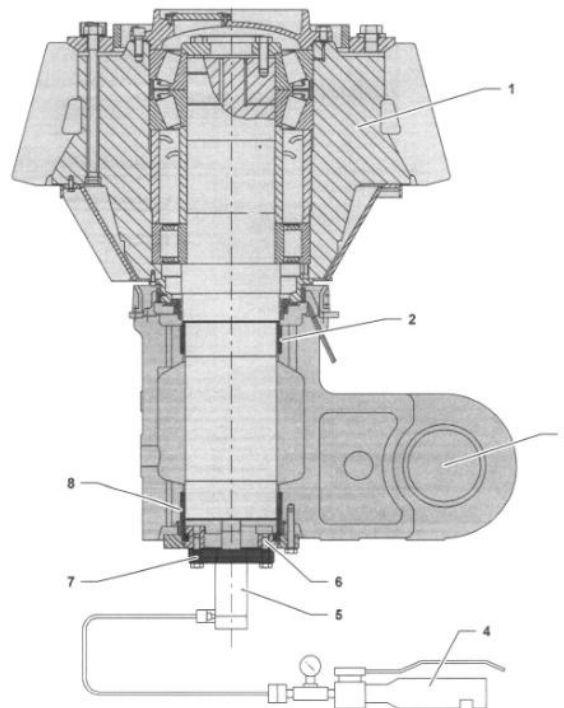


Figure 2-6 : Galet avec accessoires pour le démontage

Légende

- | | |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1 Galet | 5 Corps de pression hydraulique |
| 2 Jonction par douille de serrage | 6 Anneau à griffes |
| 3 Levier oscillant | 7 Anneau |
| 4 Pompe à main | 8 Jonction par douille de serrage |

Pour démonter le galet, c'est-à-dire pour extraire le galet du levier oscillant, des écrous à bague et des anneaux de levage sont prévus.

Procédure :

- Faire pivoter le galet ;
- Visser les boulons à œillet au couvercle du noyau du galet ;
- Desserrer et retirer les vis de l'axe du galet ;
- Visser l'anneau sur l'anneau à griffes ;
- Visser le corps de pression sur l'anneau ;
- À l'aide de la pompe de bras de l'aide au montage de la cuve, chasser l'essieu du galet hors du levier oscillant ;
- Sortir le galet du levier oscillant à l'aide d'une grue



Figure 2-7 : Exemple de démontage du galet N°1 à l'aide d'une grue

- Remplacement du bandage de meule

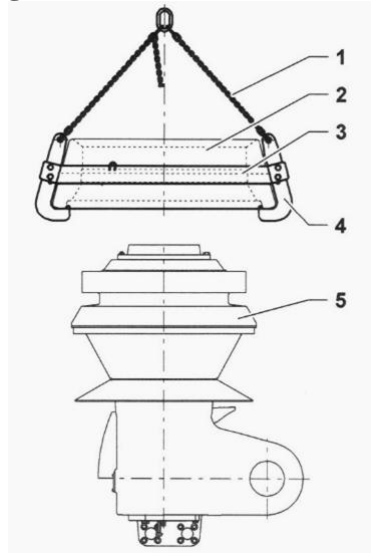


Figure 2-8 : accessoire, lifter complet

Légende

1 Chaîne

2 Bandage du galet

3 Bague de support

4 Crochet

5 Noyau du galet

Le bandage du galet est soulevé avec le lifter et un palan pour le montage ou le démontage. Sa capacité de charge correspond au poids d'un bandage de meule neuf soit 6.5 tonnes.

2.3. Position du problème :

Le broyeur vertical est un équipement névralgique qui nécessite une maintenance rigoureuse vu qu'un arrêt de son fonctionnement entraînera l'arrêt total de la production du clinker et donc des pertes considérables de non production. Le galet est l'équipement le plus critique du broyeur. Si l'un des galets est défaillant le broyeur s'arrête : il ne peut pas travailler en cadence réduite comme l'ancien broyeur de marque Polysius. Lorsque la défaillance du galet nécessite le démontage complet de ce dernier, il faut prévoir un moyen de manutention adéquat pour le déplacer à l'atelier de réparation.

2.3.1. Analyse de l'existant :

Loesche, le fabricant du broyeur vertical propose un monorail suspendu comme solution optionnelle pour la manutention des galets. Malheureusement, lors de la conception de l'installation cette solution n'a pas été choisie.



[4]

Figure 2-9 : Broyeur Loesche équipé d'un monorail suspendu

Cette solution n'est plus à envisager. Le bâtiment supportant le monorail doit être dimensionné en prenant en compte les charges induites par cet appareil de levage. Le bureau d'étude qui a conçu cette nouvelle ligne a prévu la manutention des galets du broyeur de matière crue à l'aide d'une grue. L'ensemble du galet (corps, bandage et arbre) pèse 22.3 tonnes. La manutention du galet N°2 (voir figure 2-10) telle que prévue se fait à une portée maxi de 15.5m et une hauteur de 17.5m comme le montre les schémas ci-dessus.

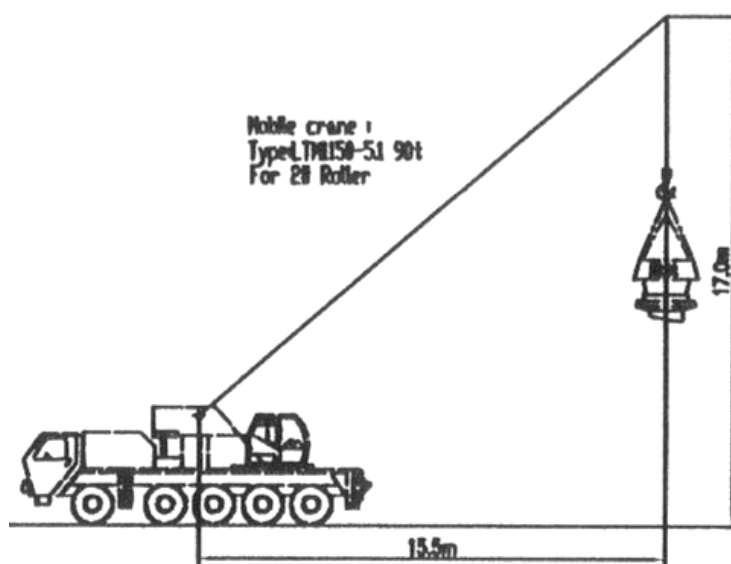


Figure 2-10 : Grue pour le levage du galet N°2

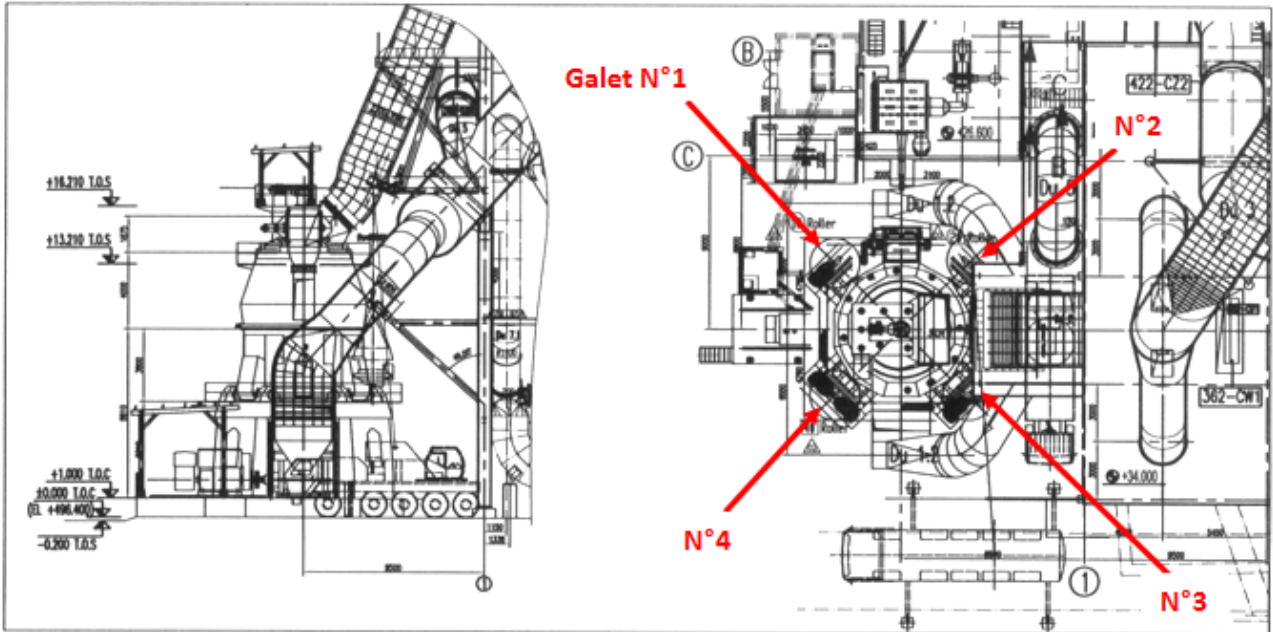


Figure 2-11 : Manutention du galet N°2 par la grue



Figure 2-12 : Position du galet N° 2 dans le bâtiment broyeur

La manutention du galet N° 2 s'avère difficile. Un essai de simulation de manutention du galet a été effectué sur le site après la construction du « bâtiment cyclone » mais sans succès. L'encombrement résultant des structures en porte à faux, des gazoducs et des traverses qui les supportent bloquent le passage de la grue. La manutention du galet entre ces obstacles constitue un risque considérable pour l'installation.

L'essai a été réalisé avec une grue de capacité 100 tonnes. Le grutier n'a pu faire le déplacement du palan jusqu'à l'emplacement du galet en utilisant les instructions de portée et de hauteur données par le bureau d'étude. Les difficultés rencontrées :

- Le passage étroit entre les éléments qui encombrent l'installation.
- Les dimensions de la tête de flèche ne permettent pas à la flèche d'atteindre le point de levage.
- La grue de 100 tonnes n'a pas la capacité de levage de 22 tonnes à la portée et la hauteur choisies.

Afin de vérifier la faisabilité de la manutention comme prévu par le bureau d'étude, on a réalisé une maquette 3D (Solidworks) qui reporte l'aspect extérieur de l'installation avec les dimensions exactes et d'une grue de 150 tonnes. La grue de 150 tonnes atteint la capacité de levage de 24 tonnes environ à la position de levage.

On remarque dans la figure ci-dessous deux zones d'interférence entre l'installation et la grue.

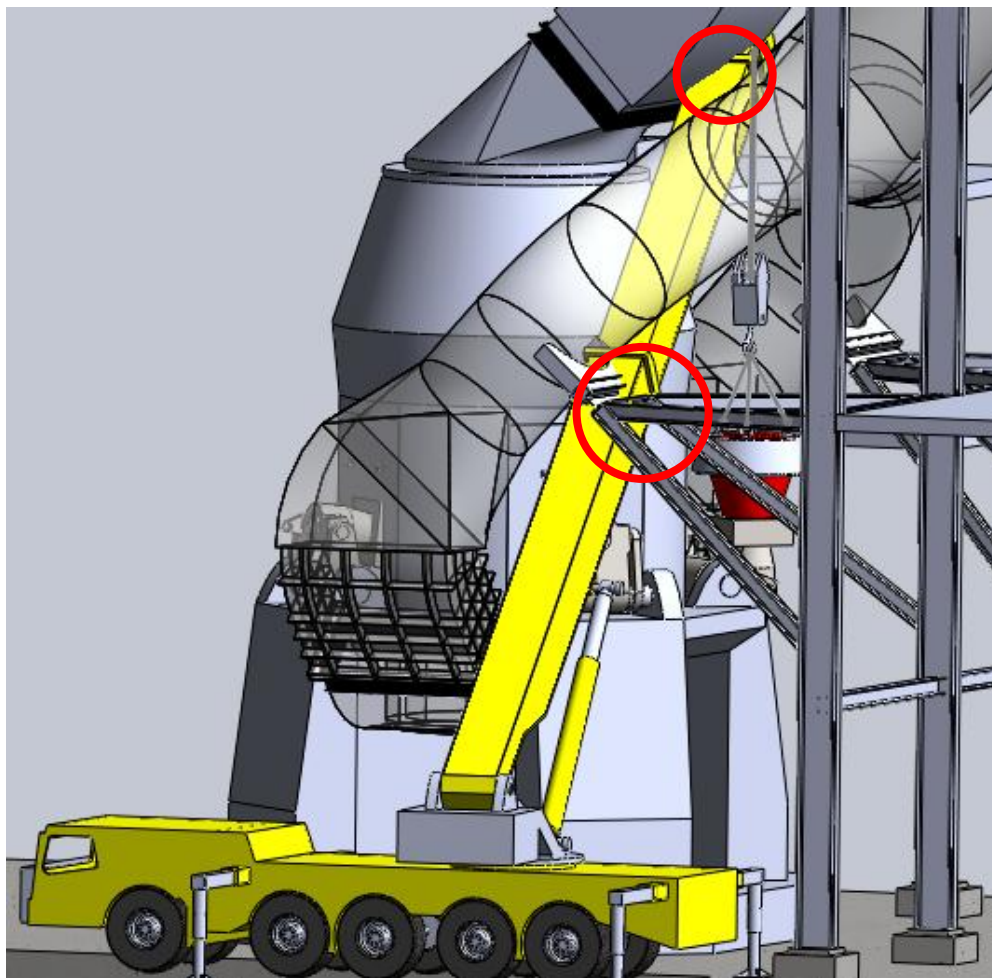
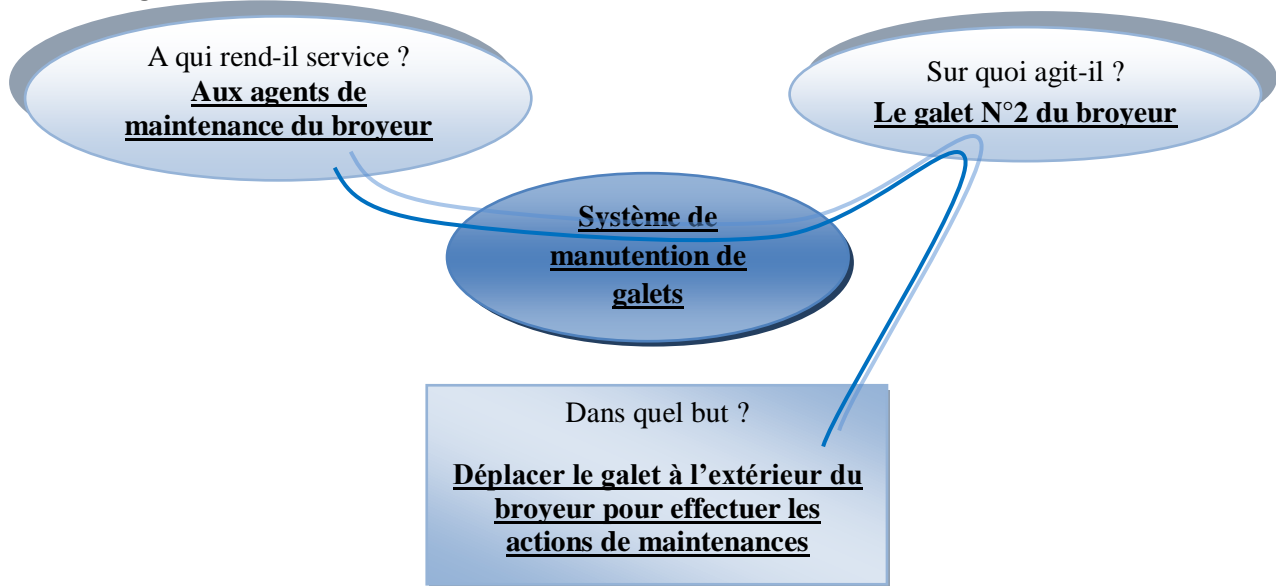


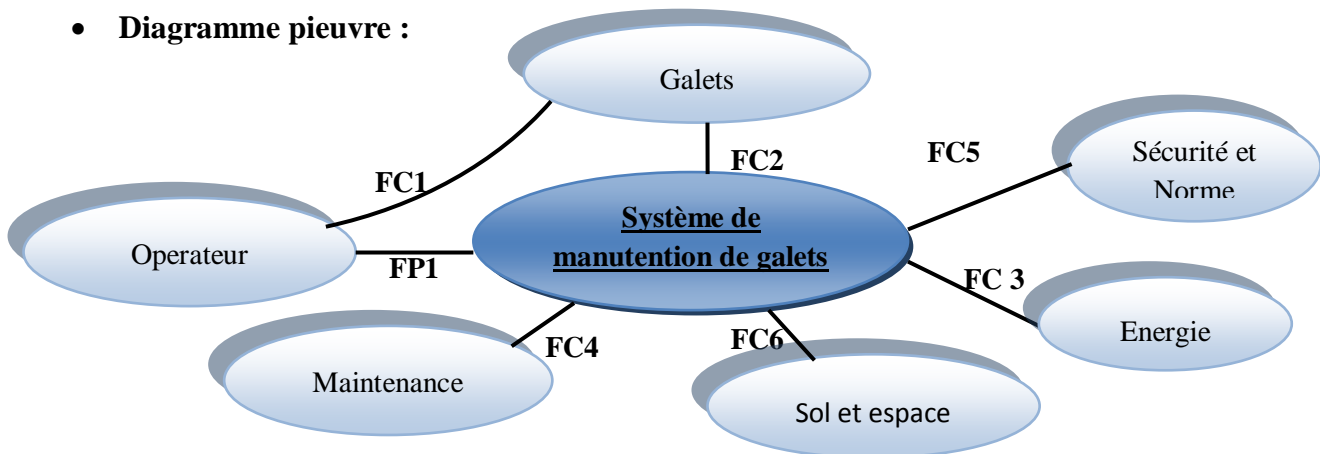
Figure 2-13 : représentation 3 D de la manutention du galet N°2 selon l'emplacement prévu par le bureau d'étude.

2.3.2. Analyse du besoin :

- Diagramme des interactions :



- Diagramme pieuvre :



| | |
|------------|---|
| FP1 | Déplacer le galet à l'extérieur du broyeur |
| FC1 | Etre facile à commander |
| FC2 | Prendre en considération le poids et la forme du galet |
| FC3 | Se Brancher a la source d'énergie d'utilisation |
| FC4 | Facile à réparer |
| FC5 | Respecte les règles de sécurité de levage |
| FC6 | Prendre en considération l'encombrement avoisinant |

2.4. Cahier de charge fonctionnel :

2.4.1. Données techniques du galet :

- Géométrie :

○ **Dimensions du galet :**

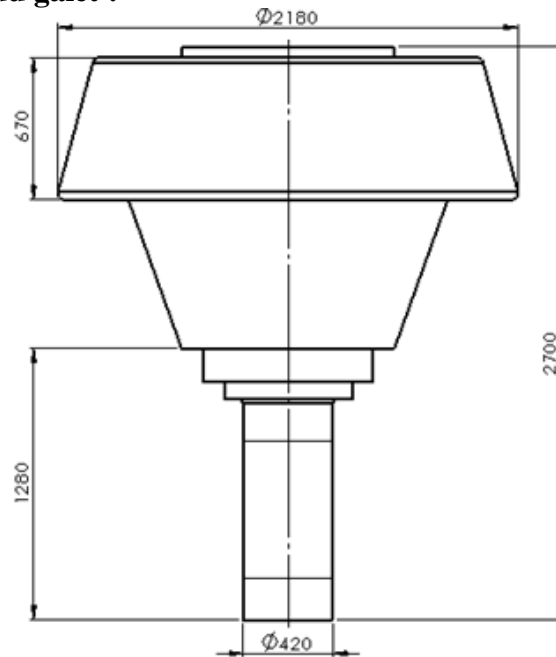


Figure 2-14: dimensions du galet

○ **Dimensions et position des anneaux de levage :**

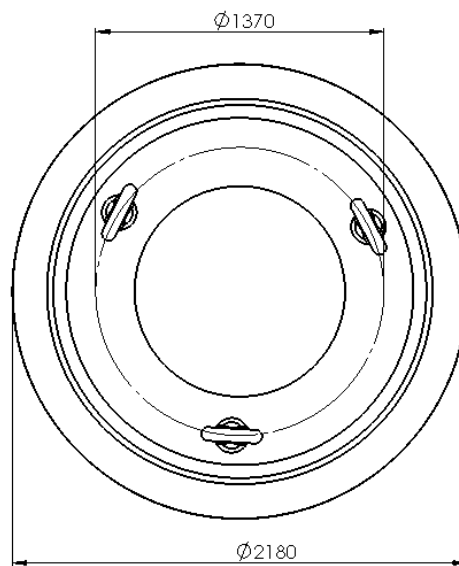


Figure 2-15 : Position des anneaux de levage

● **Poids :**

- Poids du galet : 15.5 tonnes ;
 - Poids du bandage : 6.5 tonnes ;
 - Poids du galet complet : **22.3 tonnes.**
 - Poids du dispositif de pivotement : 2.6 tonnes ;
- **Hauteur de levage :** Pour démonter l'essieu du levier oscillant le galet doit être levé d'une hauteur minimum de **1.5m.**

2.4.2. Espace encombrant :

Dans l'annexe A, on a ressorti toutes les côtes de l'encombrement à l'aide de Solidworks. On donne 3 vues montrant l'espace de manutention avec les différentes distances entre le galet et l'installation. Ces distances devront être prises en considération lors de la conception du moyen de manutention.

2.4.3. Fréquence d'utilisation de la manutention :

Le moyen de manutention devra être utilisé à chaque panne des galets qui nécessitent un démontage ou dans le cas d'un arrêt programmé de la production pour vérifier leur bon fonctionnement

Le taux de défaillance ne peut pas être déterminé d'une manière précise puisque l'équipement est nouveau. Le taux de défaillance est aussi variable et on peut déterminer 3 périodes distinctes dans la durée de vie d'un équipement :

- Zone 1 : période de rodage, les pannes nombreuses au début diminuent
- Zone 2 : période durant laquelle le nombre de pannes est le plus faible
- Zone 3 : période de vieillissement accéléré, le nombre de pannes augmente sans cesse

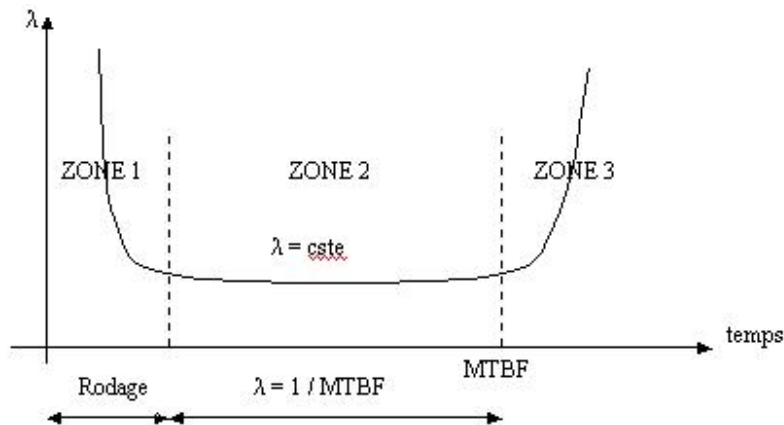


Figure 2-16 : Courbe en baignoire d'un équipement

Pour déterminer la fréquence d'utilisation du moyen de manutention, on se basera sur l'historique des pannes de l'ancien broyeur vertical de marque Polysius dans sa période de vieillissement. Dans la conception du système il doit être dimensionné suivant cette période où il présente le maximum d'utilisation.

Le tableau suivant montre l'historique des pannes en 2008 (d'un seul galet parmi les 4) qui nécessitent l'utilisation d'un moyen de manutention. [Réf : PFE EMI 2009 : Définition d'une stratégie de maintenance préventive de l'usine HOLCIM-Fès]

Tableau 2-2: Historique des pannes pour un galet du broyeur Polysius

| Elément | Modes de défaillance | Cause | Fréquence (par an) | Action |
|----------------------------------|----------------------|-------------------------|--------------------|---|
| Roulement à rouleaux cylindrique | Usure du roulement | Température, poussière | 3 | - Démontage du galet - Changement du roulement |
| Joints lisses | Déformation | Poussière | 3 | - Démontage du galet - Changement du joint |
| Bandage | Usure | Contact avec la matière | 2 | Changement du bandage |
| Anneau de blindage usé | déformation | Matière, pression | 2 | - Pivotement du galet - Changement de l'anneau |

2.4.4. Classe du mécanisme de levage et état de charge :

Les appareils de manutention sont classés en différents groupes suivant le service qu'ils assurent. Les 2 facteurs pris en considération pour déterminer le groupe auquel appartient un appareil de manutention sont la classe d'utilisation et l'état de charge. [8]

- **Etat d'utilisation :**

La classe d'utilisation caractérise la durée de fonctionnement effective qui sera demandée à l'appareil au cours de son service. Cette notion est représentée par le nombre de manœuvres que l'appareil devra accomplir. Il est convenu de répartir les appareils en 3 classes dépendant de la fréquence d'utilisation. Ces 3 classes sont définies dans le tableau suivant :

Tableau 2-3 : Classes d'utilisation

| Classe d'utilisation | Définition du service correspondant |
|----------------------|---|
| A | Utilisation occasionnelle non régulière ; utilisation suivie de longue période de repos. (Ex : ponts de centrale, appareils de montage, de démontage, etc.). |
| B | Utilisation régulière en service intermittent. (Ex : appareil de levage d'ateliers ou de magasins, grues de chantiers de construction, etc.). |
| C | Utilisation régulière en service intensif. (Ex. : appareils à benne, pont d'aciéries, etc.). |

Dans notre cas il s'agit d'une utilisation occasionnelle : **Classe d'utilisation A.**

- **Etat de charge :**

L'état de charge précise dans quelle mesure l'appareil ou ses éléments sont utilisés à leur charge nominale ou seulement à charge réduite. Cette notion peut être caractérisée par le spectre des charges levées.

En pratique, on considère 3 états de charge qui sont caractérisés par les définitions suivantes :

Tableau 2-4 : Etat de charge

| Etat de charge | Définition |
|----------------|--|
| 1 (léger) | Appareil ne soulevant qu'exceptionnellement la charge nominale et assurant couramment la manutention d'objet beaucoup plus légers (Ex. : pont de centrale, etc.). |
| 2 (moyen) | Appareil soulevant des charges variées entre 0 et la charge nominale. (Ex. : pont d'atelier, grues de port à crochet, etc.). |
| 3 (lourd) | Appareils régulièrement chargés au voisinage de la charge nominale. (Ex. : appareils à benne, pont de coulée, etc.). |

Le moyen de manutention devra soulever 3 charges :

- Galet complet : 22.3 tonnes
- Bandage du galet : 6.5 tonnes
- Dispositif de pivotement : 2.4 tonnes

L'appareil soulèvera donc des charges variées. **L'état de charge est moyen.**

- **Classement des appareils :**

A partir de ces classes d'utilisation et de ces états de charges, on classe les appareils en 4 groupes.

Tableau 2-5 : Classement des appareils en groupes

| Etat de charge | Classe d'utilisation | | |
|----------------|----------------------|-----|-----|
| | A | B | C |
| 1 | I | I | II |
| 2 | I | II | III |
| 3 | II | III | IV |

L'appareil de levage devra être de **classe I**.

Conclusion :

Le problème consiste donc à choisir un système de manutention faisable de classe I et qui vérifie les conditions de :

- L'encombrement causé par les conduites d'air, leurs supports ainsi que les bâtiments avoisinants
- Fiabilité et disponibilité à tout moment vu que l'arrêt du broyeur cause l'arrêt de la production.
- Sécurité sévères exigées dans le cas de manutention des charges lourdes.
- Coût réduit à long terme : le nombre de pannes qui augmente vers la fin de vie de l'équipement.

CHAPITRE 3 : CHOIX DE LA SOLUTION

Les solutions de manutention possibles se divisent en 2 catégories : moyens de manutention mobile et moyens immobiles. Une analyse multicritères nous permettra de choisir, parmi toutes les solutions proposées, celle qui satisfait le mieux le cahier des charges fonctionnelles.

Ce chapitre contient plusieurs illustrations nécessaires pour comprendre les choix de solutions qui sont liés aux contraintes géométriques de l'encombrement.

3.1. Moyens de manutention mobiles : (grues mobiles)

Dans la famille déjà vaste des appareils de levage, les grues mobiles de chargement représentent une catégorie de matériel qui est déclinée en un certain nombre de types particuliers de machines qui correspondent aux divers travaux auxquels celles-ci sont destinées.

Ces machines sont conçues pour pouvoir déplacer les charges dans l'espace. Les déplacements de charge sont limités par la stabilité de la machine et la résistance des éléments qui la composent, de telle façon que la sécurité de travail soit assurée en permanence, en conformité avec les réglementations en vigueur et en tenant compte des conditions environnementales.

La conception de grues mobiles utilise des techniques variées et nécessite pour des raisons à la fois économiques et réglementaires de prendre en compte de nombreux règlements, normes et directives.

Elles se composent principalement d'un châssis, d'une tourelle et d'une flèche. On peut distinguer 3 types de grues qui sont déployées pour le montage/démontage d'équipements lourds.

- Les grues à flèche télescopique
- Les grues sur chenille à flèche en treillis
- Les grues auxiliaires

3.1.1. Les grues à flèche télescopique :

Les grues télescopiques peuvent effectuer 4 mouvements simultanément (figure 3-1):

- Le levage grâce à un système de treuil et du moufle avec crochet.
- L'orientation : la rotation de la tourelle par rapport au châssis (liaison assurée par une couronne)
- Le relevage : variation de l'angle entre la flèche et la tourelle (mouvement commandé par un vérin)
- Le télescopage : variation de la longueur de la flèche (système détaillé dans ce qui suit). [\[5\]](#)

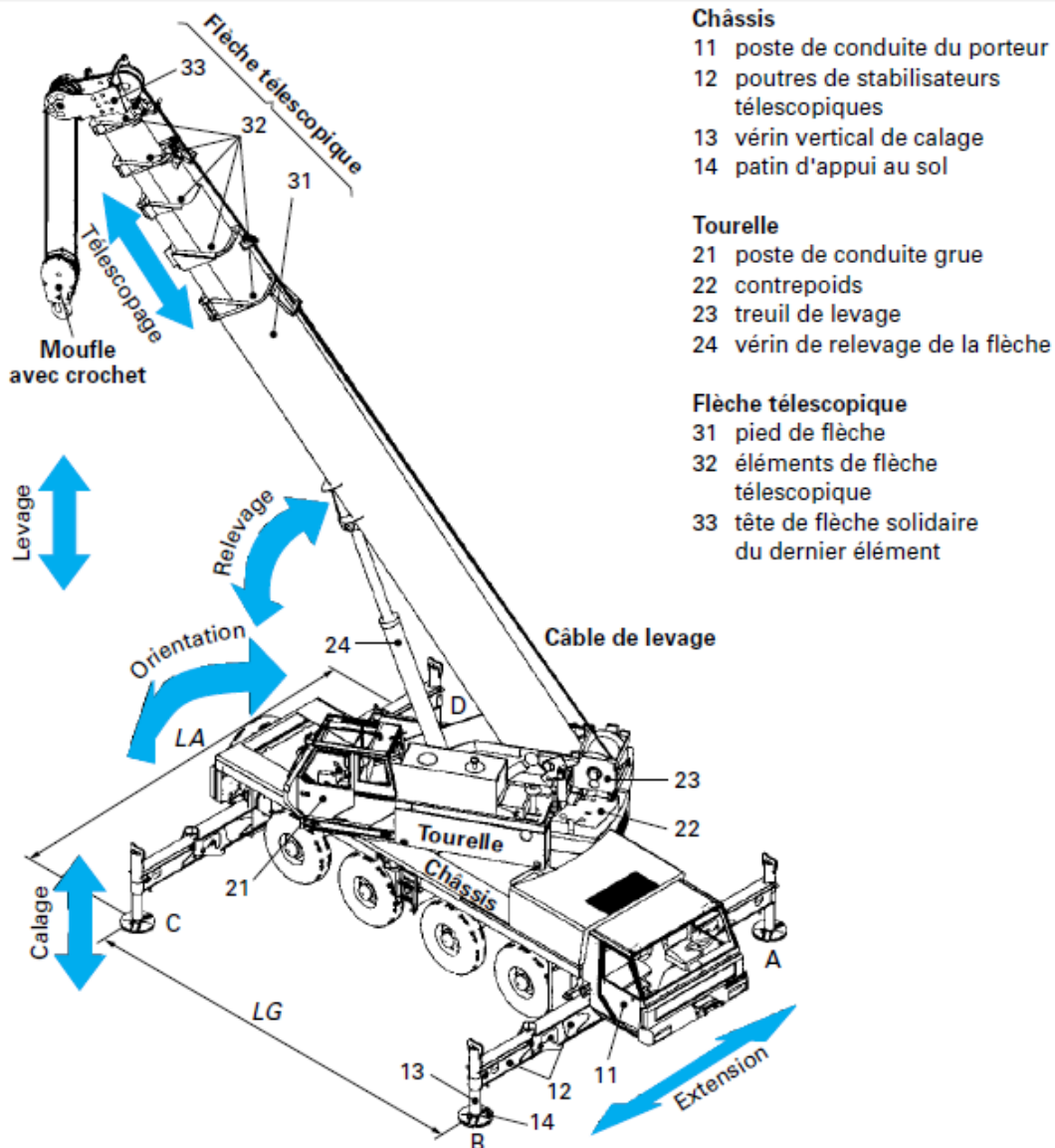


Figure 3-1 : composition d'une grue télescopique

Etude des solutions :

Les grues automotrices rapides sont les grues télescopiques les mieux adaptées pour ce cas de manutention. Avant d'effectuer la manutention il est nécessaire de faire un examen d'adéquation. Cet examen est destiné à vérifier que l'engin est capable ou non de soulever la charge utile en toute sécurité dans les conditions effectives de l'installation.

Il existe trois façons de présenter les performances d'une grue :

- Diagramme de charge
- Tableau de charge
- Courbe de charge

Les 3 méthodes donnent le même résultat. Dans la suite on travaillera avec le diagramme de charge parce qu'il est le plus courant.

Le diagramme de charge donne dans un plan, pour chaque longueur d'équipement, la charge levée, avec, en abscisse, la portée maximale et, en ordonnée, la hauteur maximale sous crochet.

La configuration de manutention donnée par le bureau d'étude (détaillée au §2.1.1) est basée sur l'utilisation d'une grue de capacité de 150 tonnes. On vérifie bien par l'abaque (figure 3-2) que la grue de capacité 150 tonnes est capable de soulever la charge utile dans la configuration considérée (indépendamment du problème de l'encombrement).

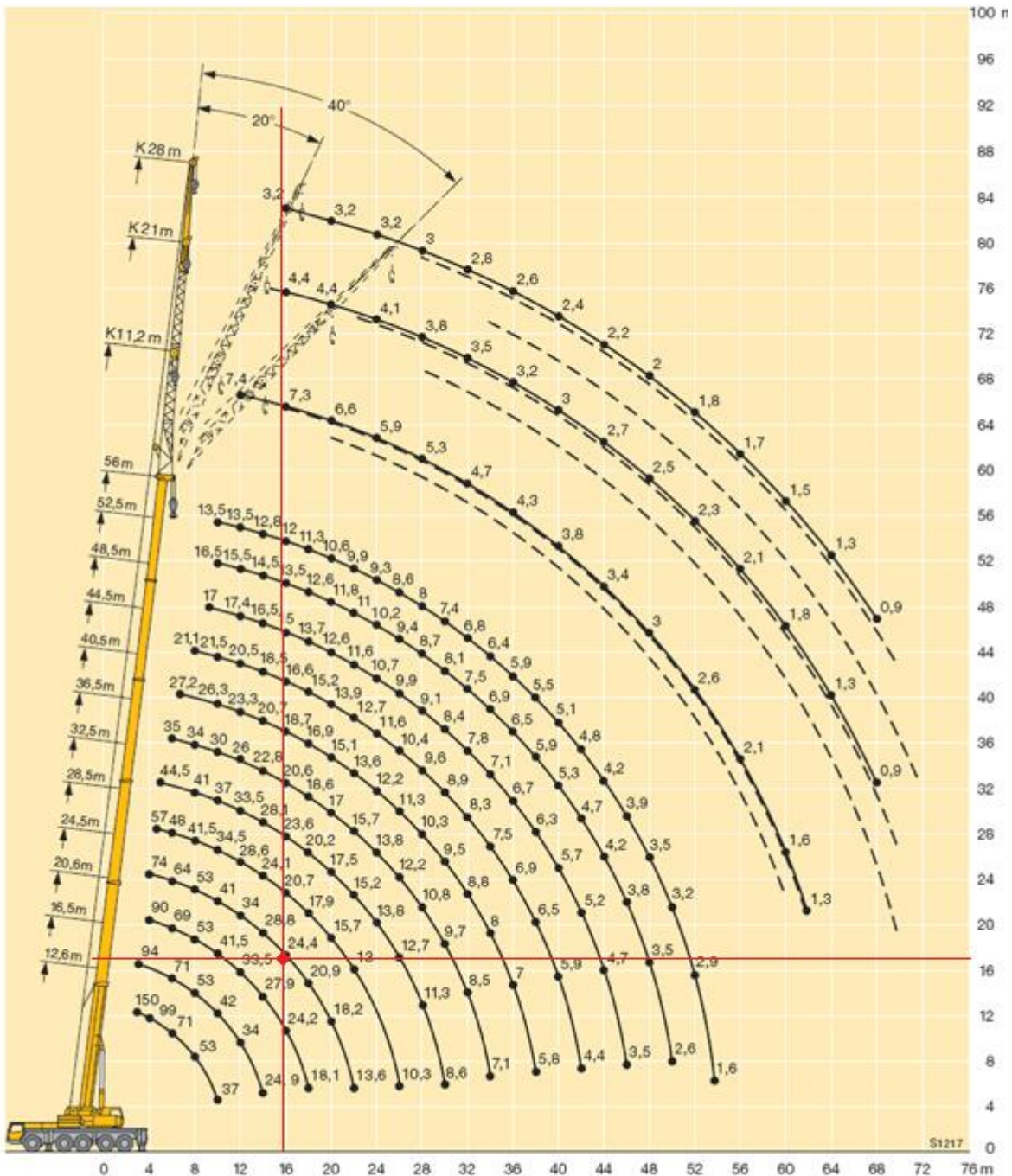


Figure 3-2 : vérification de la configuration donnée par le bureau d'étude par le diagramme de charge [\[b\]](#)

Solution A :

Modification de l'installation : changer la position des éléments qui constituent des obstacles pour la grue. Les obstacles sont mis en couleur rouge dans la figure 3-3.

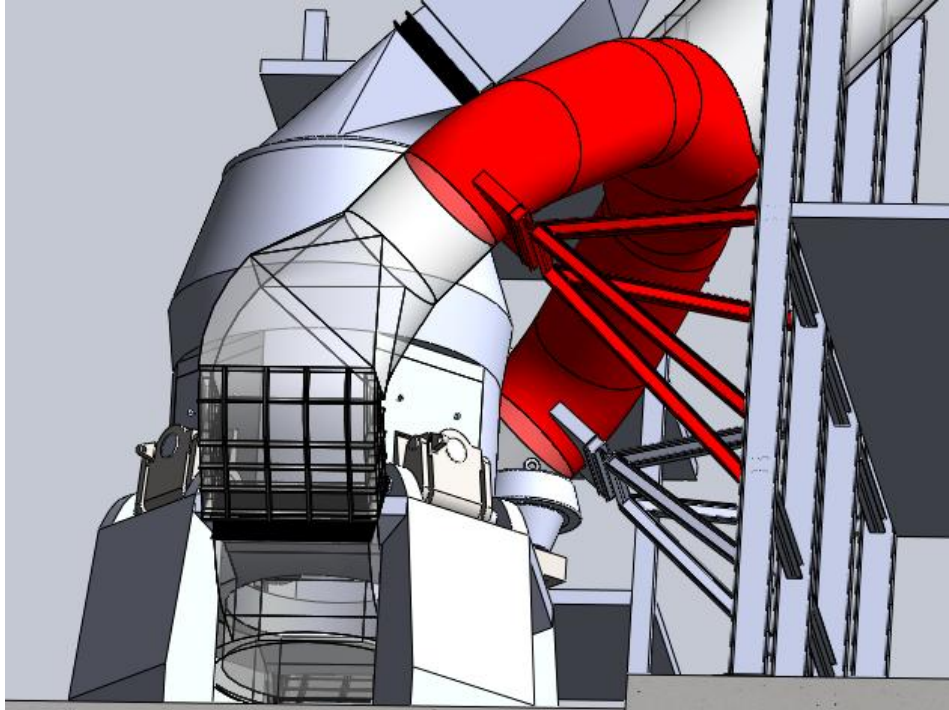


Figure 3-3 : Les obstacles de la grue

Dans le cahier de charge il nous a été exigé de ne pas toucher à l'installation. Cette solution a été donc éliminée.

Solution B :

Faire entrer une grue entre le broyeur et le bâtiment cyclone pour soulever le galet à l'aide d'une grue de capacité de 80 tonnes. La position de la grue est illustrée en jaune (figure 3-4) montrant la portée et la hauteur de levage.

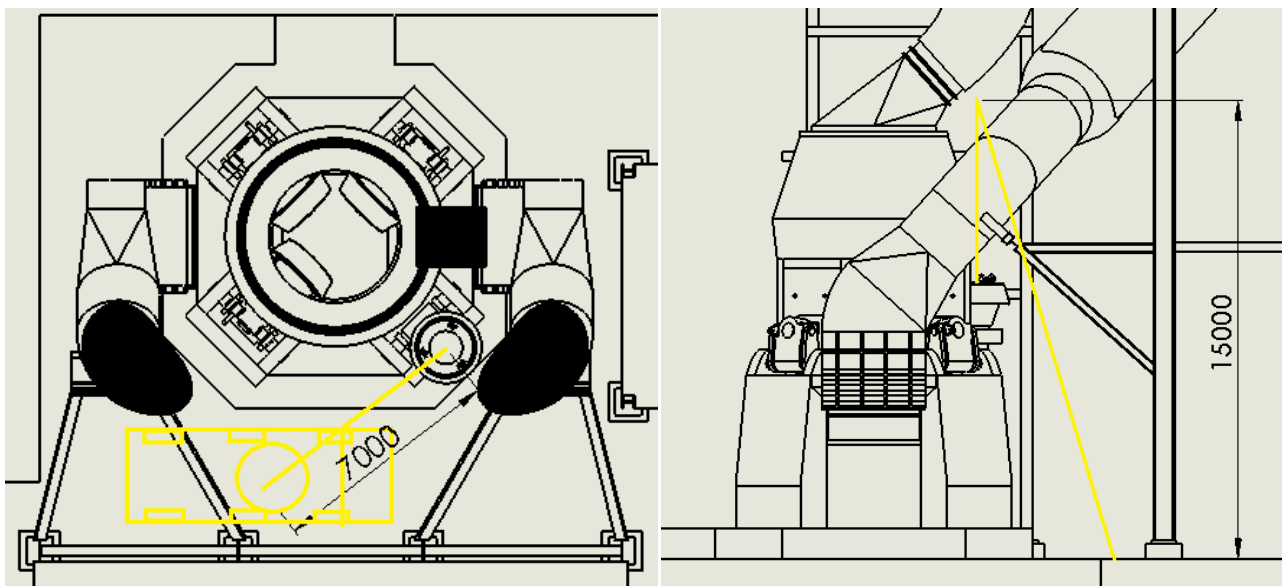


Figure 3-4 : position de la grue pour la solution B.

L'examen d'adéquation est vérifié à partir de l'abaque d'une grue de 80 tonnes. Pour cette position la flèche de la grue n'entre en contact avec aucun obstacle. Mais la distance entre la dalle du broyeur et le bâtiment de cyclones n'est pas suffisante pour fixer les stabilisateurs de la grue sur le sol.

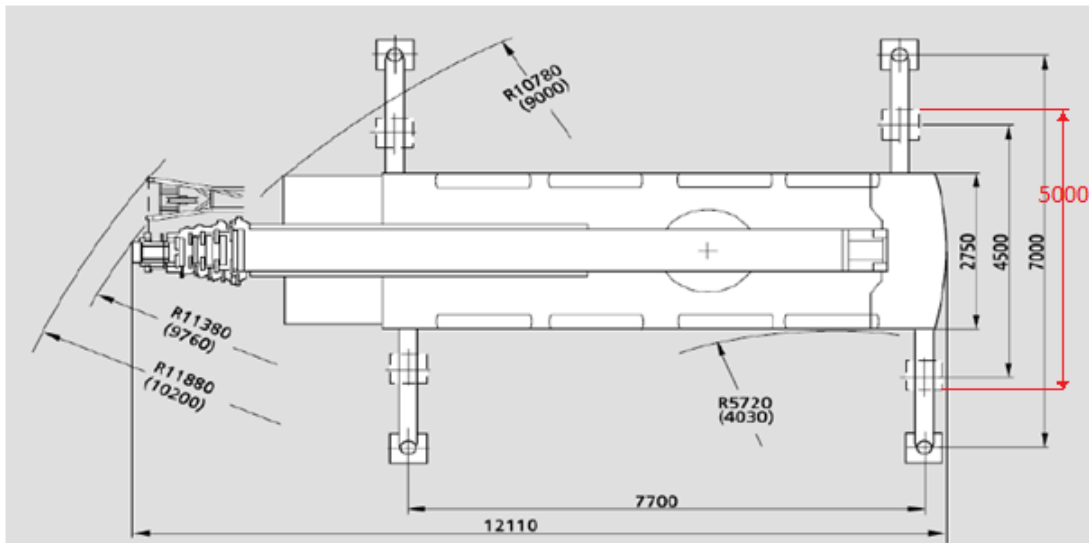


Figure 3-5 : dimensions des stabilisateurs d'une grue de capacité 80 tonnes

Après vérification des de plusieurs marques de grues la distance entre les stabilisateurs dépasse 5000mm alors que la distance entre le broyeur et le bâtiment ne dépasse pas 3600mm.

Solution C :

Une étude de mouvement sur Solidworks nous a permis de déterminer la position de la flèche télescopique qui présente le moins de risque de heurter l'installation du broyeur. Les solutions suivantes ont été étudiées :

La position la plus favorable est obtenue en plaçant la grue le plus proche de la dalle de l'installation comme illustré dans la figure 3-6.

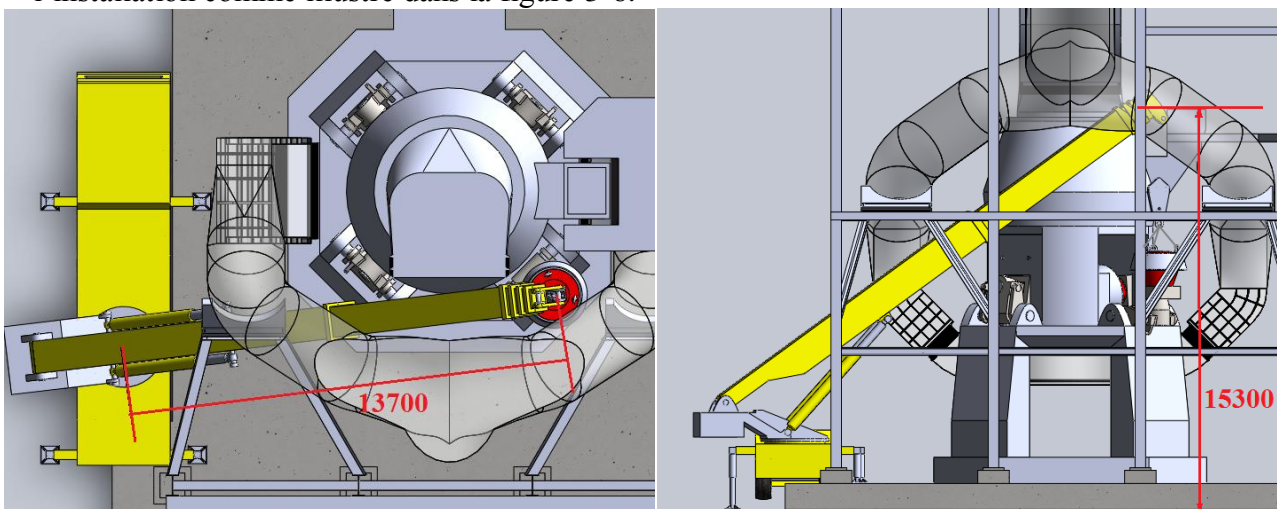


Figure 3-6 : Position de la grue pour la solution C

Dans cette position la grue atteint la position du galet sans heurter l'installation. Par contre il est impossible de faire le mouvement de relevage ni d'orientation. Il faut donc commencer par un mouvement de télescopage (diminuer la longueur de flèche). L'étude de simulation démontre qu'il est impossible d'orienter la flèche même après le mouvement de télescopage. Cette solution ne répond pas à la problématique.

3.1.2. Les grues sur chenille :

Les grues sur chenille peuvent avoir une flèche soit télescopique soit une flèche en treillis. Les grues télescopiques sur chenille sont similaires aux grues sur camion. Elles ont un mouvement supplémentaire par rapport aux grues sur camion : déplacement de la chenille à une vitesse faible en charge. Les engins sur chenille n'ont pas besoin de stabilisateurs.

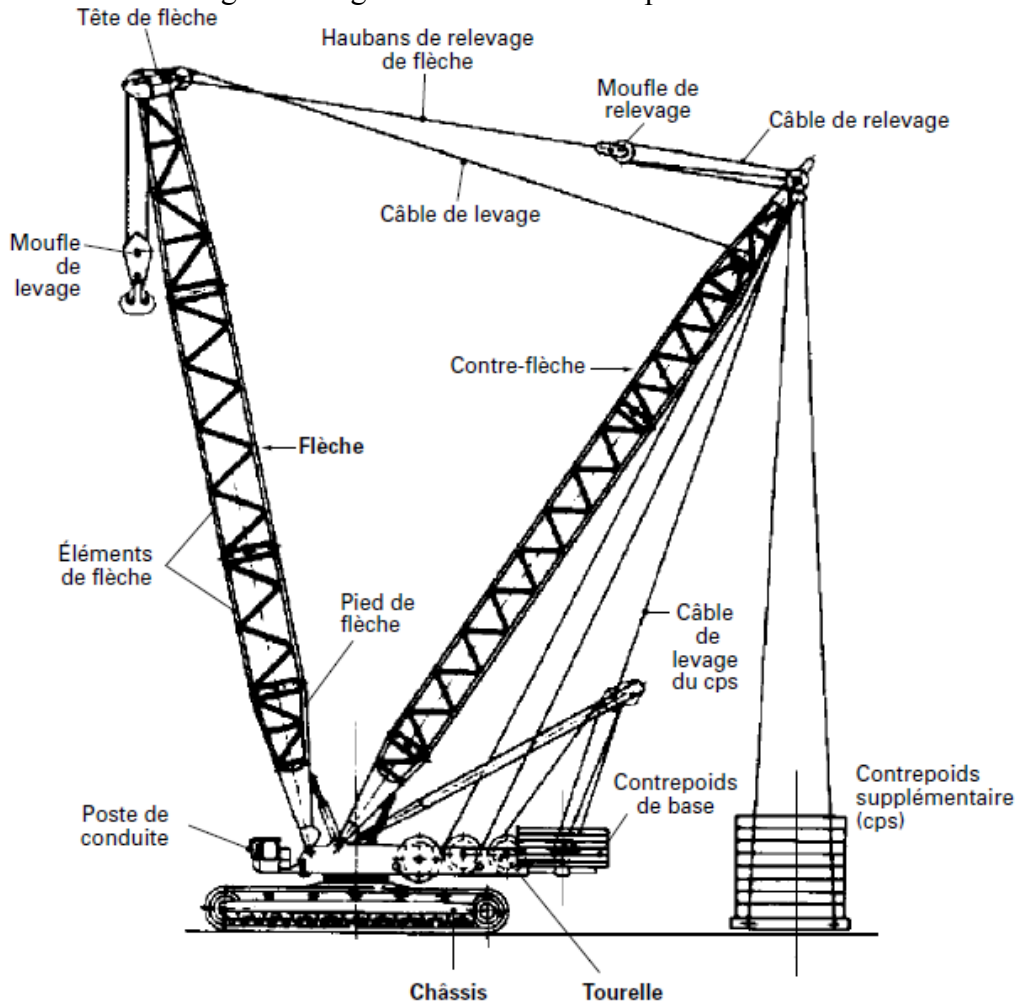


Figure 3-7 : Grue treillis de forte capacité

Les grues en treillis sur chenille ont 4 mouvements possibles le levage, l'orientation, le relevage et le déplacement de la chenille. Contrairement aux grues automotrices ils ne possèdent pas de stabilisateurs mais un contrepoids supplémentaire très important.

Les charges maximales s'échelonnent d'environ 15 à 2 000 t. Ces dernières sont rares et doivent être transportées en éléments séparés sur les chantiers où elles exécutent des travaux très spécifiques.

Ce sont des grues à flèche treillis qui évoluent sur des chantiers peu aménagés où la pression au sol doit être faible (0,1 à 1,5 kg/cm²). Les déplacements sont courts (quelques centaines de mètres au plus), à faible vitesse (5 km/h à vide, de 0 à 2 km/h en charge sur sol plat aménagé). Sauf pour les grues de capacité supérieure à 100 t environ, les châssis sont souvent des châssis d'engins de terrassement (pelles hydrauliques, par exemple). [5]

Etude de la solution :

Solution A : Grue télescopique sur chenille

Les grues sur chenille ne résolvent pas le problème de l'encombrement. Le châssis de ces engins a des dimensions plus encombrantes que ceux des grues sur camions avec stabilisateurs.

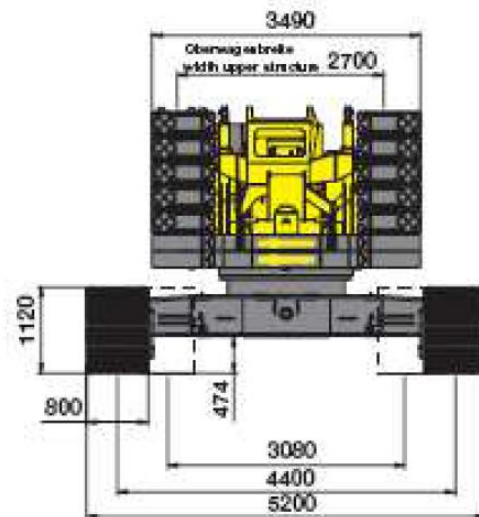


Figure 3-8 : dimensions d'une grue sur chenille de capacité 80t

Solution B : Grue à flèche en treillis sur chenille

La flèche étant commandée par les haubans de relevage ne peut pas atteindre le galet sans que les haubans n'entrent pas en collisions avec les traverses du bâtiment broyeur.

3.1.3. Les grues auxiliaires :

Les grues auxiliaires sont des engins de manutention qui sont peu encombrant avec des longueurs de flèche allant jusqu'à 45m et pouvant manipuler des charges jusqu'à 40 tonnes. Le schéma ci-dessus montre la composition d'une grue auxiliaire. [c]



Figure 3-9 : composition d'une grue auxiliaire

Les mouvements d'une grue auxiliaire :

- Levage : montée et descente de la charge.
- Télescopage : rentrée et sortie de la flèche.
- Orientation : rotation de la charge autour de l'axe de la colonne.
- Translation : mouvement avant/arrière de la grue.

Une grue auxiliaire (ou articulée) est une grue de levage présentant deux caractéristiques principales :

- Un bras articulé qui se replie sur le porteur en position de transport. Le bras peut être installé dans différents endroits sur le porteur et peut même être amovible.
- Un véhicule porteur du bras articulé. Une grue à bras peut être montée sur toute sorte de véhicule industriel, pour autant que sa capacité de levage soit adaptée à la taille du porteur. Il peut être monté sur chenille sur remorque ou fixé sur un socle de béton.

Etude de la solution :

Les grues auxiliaires ont une capacité faible à la portée et hauteur désirée. L'abaque suivant (figure 3-10) montre la capacité de l'une des plus grandes grues auxiliaires au monde.

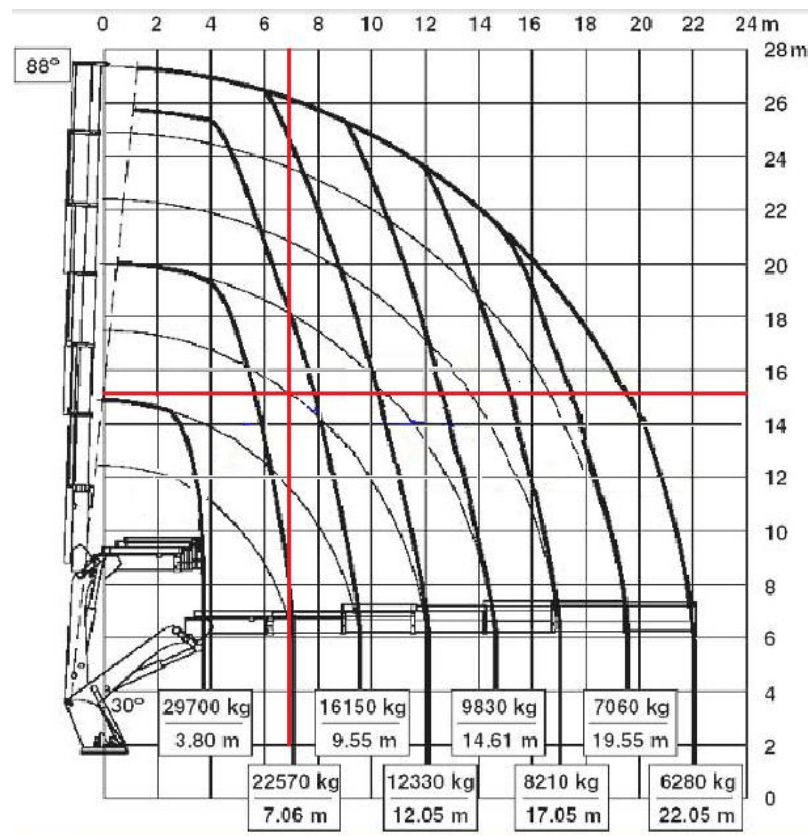


Figure 3-10 : abaque de grue auxiliaire

La solution est éliminée pour les raisons suivantes :

- L'abaque donne une capacité inférieure à 22 tonnes dans cette configuration. La grue ne pourra pas soulever la charge.
- Comme pour les autres grues les stabilisateurs empêchent la grue d'approcher plus au galet pour avoir une capacité suffisante de levage.

3.2. Moyens de manutention immobiles :

3.2.1. Les potences :

Les potences, à rotation manuelle ou électrique, dans les versions à colonne ou murale, sont réalisées pour manutentionner dans une zone délimitée

Les potences répondent à trois fonctions:

- **Le levage** vertical de la charge dans l'espace par le crochet de l'appareil de levage ;
- **La translation** de la charge dans l'espace à l'aide du chariot porte-palan, électrique ou manuel, qui se déplace le long de l'axe du bras de la potence (à part les potences avec bras articulé où le palan est normalement en position fixe à l'extrémité du bras de la potence) ;

- **La rotation** de la charge dans l'espace autour de l'axe de rotation du bras, par une action de poussée sur la charge ou électriquement par un motoréducteur. Elle peut ainsi desservir toute la surface circulaire sous-jacente.



Figure 3-11 : potence de levage

Etude de la solution : Après la consultation des catalogues de plusieurs fournisseurs on a pu constater que : La capacité des potences ne dépasse pas 20 tonnes puisque la raille de roulement n'est fixée que d'un seul bout, le deuxième étant dans une position de porte-à-faux.

3.2.2. Ponts roulants et portiques :

Un pont roulant (ou un portique) est un appareil de manutention et de levage circulant sur deux voies de roulement parallèles et dont l'organe de préhension (crochet ou autres accessoires) possède, en règle générale, trois degrés de liberté suivant les trois axes orthogonaux.

Les différents mouvements possibles de l'appareil (figure 3-12) sont les suivants :

- **Translation** : déplacement de l'appareil selon l'axe Oz
- **Direction** : déplacement du chariot selon l'axe Ox, c'est-à-dire, dans le sens perpendiculaire à la direction des voies de roulement de la translation.
- **Levage** : déplacement du crochet ou des accessoires de levage selon l'axe Oy, c'est-à-dire dans le sens vertical.

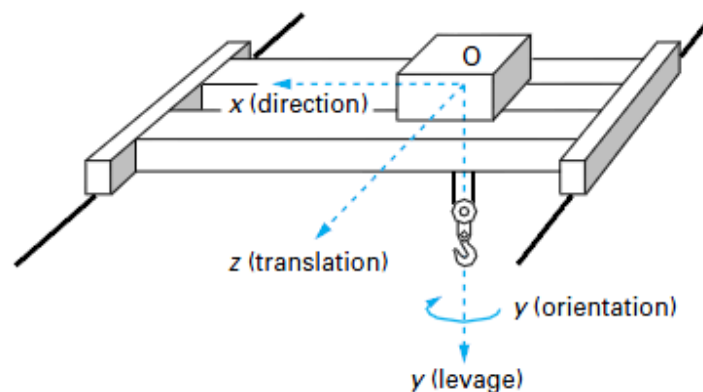


Figure 3-12 : mouvements d'un pont roulant

Classification :

- On distingue 4 familles d'appareils dont la construction peut être des deux types suivants :
- Monopoutre : la charpente est réalisée avec une poutre (le chariot de levage est monorail).
 - Bipoutre : sa charpente est constituée de 2 poutres, le chariot de levage est de type birail.

Ponts roulants posés (figure 3-13 -a- et -b-) : l'appareil roule sur deux voies de roulement constituées par un rail qui repose sur une poutre de roulement appuyée sur des poteaux par l'intermédiaire de corbeaux (pièce en forme de trapèze rectangle métallique). C'est le type de pont qui permet d'obtenir la meilleure hauteur de levage.

Ponts roulants suspendus (figure 3-13 -c-) : l'appareil roule sur l'aile inférieure d'un profilé repris directement sur les fermes du bâtiment.. Dans le cas de portée très importante on installe ce type de matériel.

Portiques (figure 3-13 -d-) : l'appareil roule sur deux voies de roulement constituées par un rail fixé directement au sol. Ils sont reliés par deux jambes ou palées. Ces portiques sont installés dans le cas où le bâtiment ne pourrait supporter les réactions qu'entraînerait l'installation d'un pont roulant ou s'il n'y avait pas de bâtiment du tout (parc extérieur).

Semi-portiques (figure 3-13 -e-) : l'appareil roule sur deux voies de roulement. L'une est constituée par un rail au sol, alors que l'autre s'appuie sur la charpente du bâtiment et roule sur un chemin de roulement aérien.

[6]

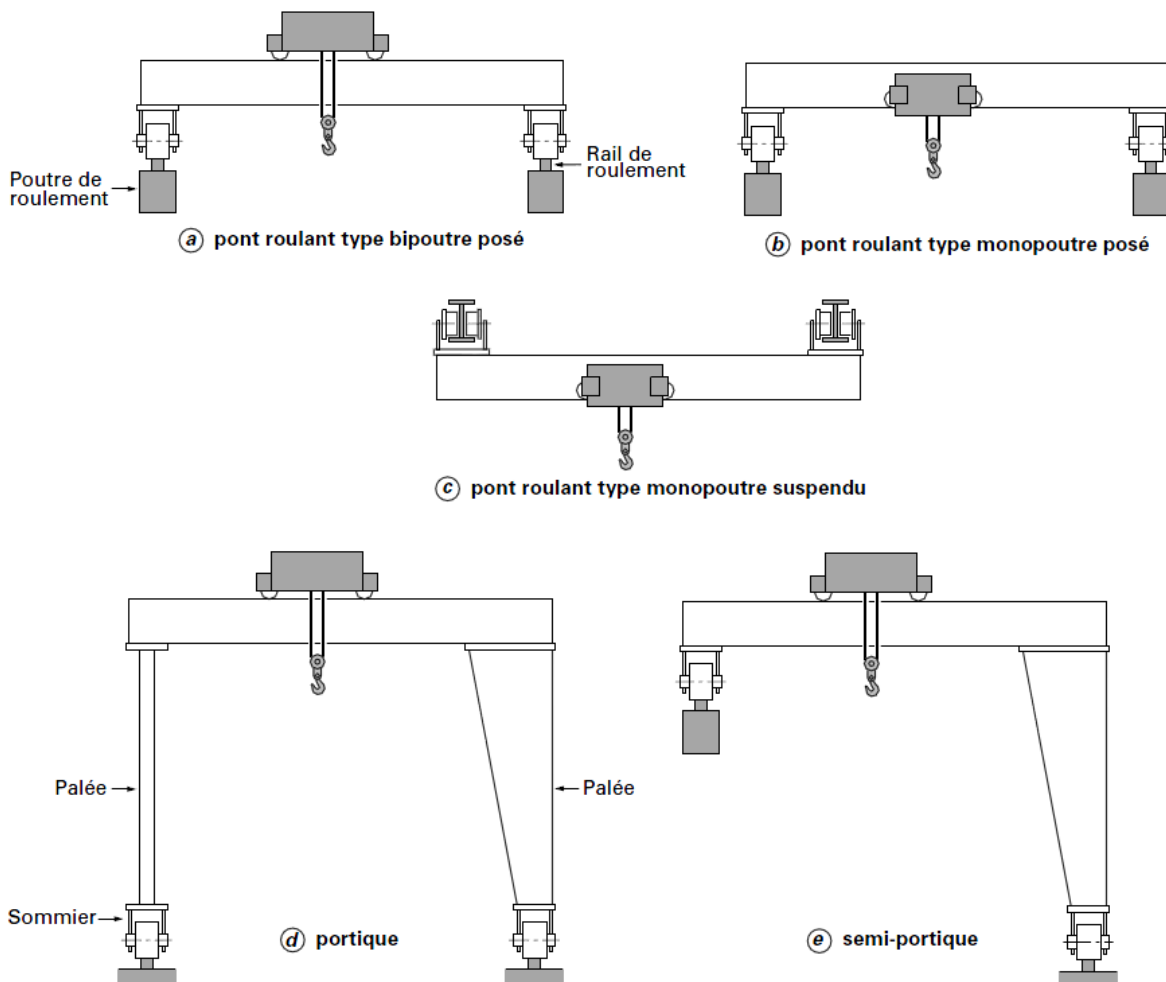


Figure 3-13 : familles d'appareils de levage

Critères de choix :

Le choix d'un matériel est l'aboutissement de l'étude qui prend en compte :

- les contraintes liées à la charge ;
- les contraintes liées à l'environnement ;
- les modalités de fonctionnement ;
- les contraintes liées à la technologie des différents appareils.

Etude de solutions :

Contraintes liées à la charge :

Les paramètres à prendre en considération :

- le **poids** : le groupe FEM du pont ainsi que l'état de sollicitation a été déterminé dans le chapitre 2 §2.1.1 le groupe FEM de l'appareil doit être de classe I.
- le **volume** : la forme de la pièce ainsi que ses dimensions ont été détaillé dans le cahier de charge (chapitre 1 §2.2.1). (Pour rappel : dimensions du galet 2200*2700mm, 3 points élingages sur un cercle de diamètre 1370mm)
- la **valeur** (prix de la charge) : elle peut conditionner le choix des vitesses. La valeur du galet est assez importante.

Contraintes liées à l'environnement :

- L'utilisation à extérieur implique :
 - L'atmosphère poussiéreuse : l'appareil doit être installé à proximité du broyeur de ciment. L'appareil nécessite une étanchéité renforcée.
 - huile du carter à viscosité élevée permettant des écarts très importants de température (été, hiver) ;
- Les cotes imposées par les installations avoisinantes (l'encombrement est détaillé dans l'annexe 1). Vue cet encombrement, les cotes données dans ce qui suit dépendent l'une de l'autre : l'augmentation des hauteurs implique la diminution de la portée et de la côte d'approche et vis versa. (On donnera les cotes à l'extremum)
L'espace disponible pour un pont roulant ou portique (voir figure 3-15).
- Hauteur disponible ($H_{2max}=17m$),
- Hauteur disponible au-dessus du rail de roulement ($H_{1max}=9.5m$),
- Portée ($A_{max}=9m$)
- Cotes d'approche latérale (dépend du palan)
- Hauteur utile de levage : c'est la hauteur disponible sous le crochet à sa position la plus haute ($H_p=1.5m$).

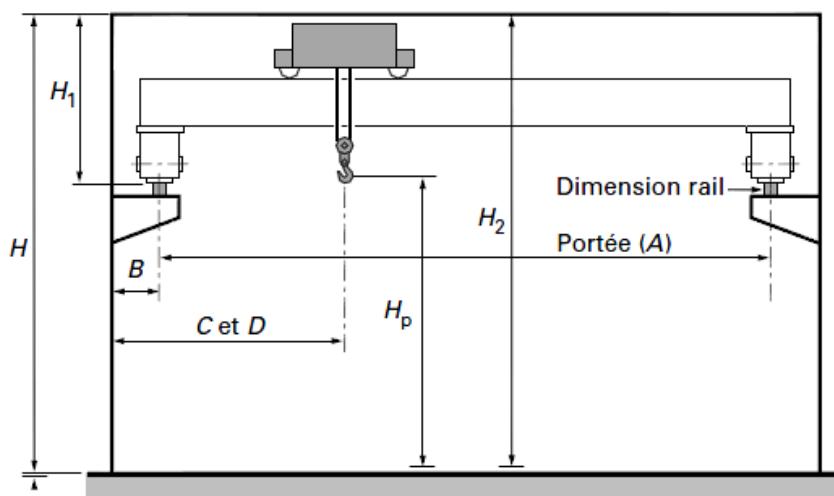


Figure 3-14 : côtes relatives d'un appareil de levage.

Solution A : Pont roulant suspendu :

Les voies de roulement sont fixées sous les fermes du bâtiment. Les réactions sont supportées par l'ensemble de la charpente. L'emploi des ponts suspendus est généralement limité à des charges faibles : emploi courant jusqu'à 5 tonnes, rare jusqu'à 10 tonnes, exceptionnel au-delà de 10 tonnes. Dans notre cas, la charpente au dessus du galet est en porte-à-faux. La structure ne pourra pas supporter la charge utile augmentée du poids du palan sans risque.

Solution B : Portique :

- Critère de coût : Les portiques sont en générale plus économiques que les ponts roulant quand le mouvement de translation est sur une grande distance. Par contre, le pont roulant devient plus économique quand la hauteur est plus importante par rapports aux dimensions transversales. Dans notre cas la course transversale ne dépasse pas 4mètres alors que la hauteur dépasse 11mètres. Un pont roulant serait plus économique.
- Critère d'encombrement : L'ossature d'un portique comprend des palées. Ce sont les éléments de liaison entre les poutres et les sommiers. Réalisées en tubes, profilés, caissons mécano-soudés ou treillis celles-ci doivent être suffisamment rigides pour éviter toute déformation de l'ensemble. Une des deux palées doit être équipée d'un contreventement permettant de renforcer la stabilité longitudinale. Ce contreventement augmente la distance d'approche minimale ce qui empêchera le palan d'atteindre le galet.

Solution C : Pont bipoutre

Les ponts bipoutres ont un empattement minimum de 1.5m. Pour effectuer le levage il est obligatoire que l'axe du crochet passe par le centre d'inertie de la masse à lever .Dans la figure 3-15 vue de gauche on montre que la distance minimale entre l'axe du crochet et l'axe du galet est de 0.7m. Dans la figure de droite, on montre l'intersection entre la poutre du pont et le séparateur qui aura lieu si l'on coïncide l'axe du crochet avec celui du galet.

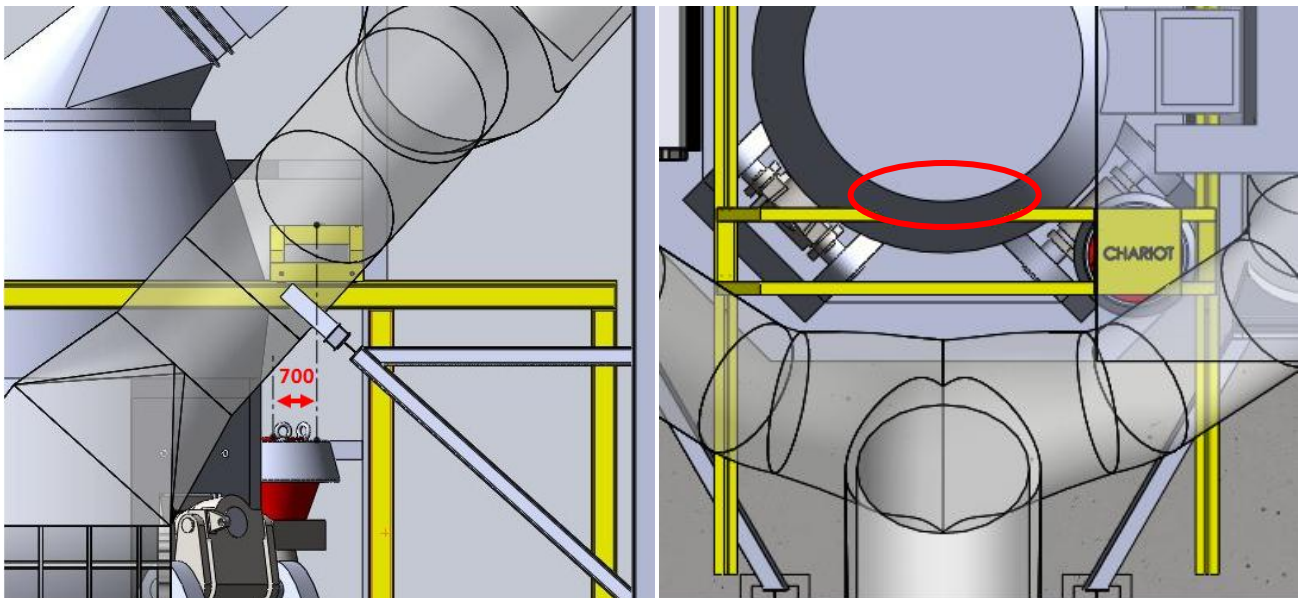


Figure 3-15 : Solution c : pont roulant bipoutre

Solution D : Pont roulant mono-poutre avec partie de rail en porte-à-faux :

Ce qui nous conduit à choisir cette solution c'est que la position des pieds de poteaux consoles est limitée par la dalle du broyeur. Cette solution satisfait le cahier de charge. Le pont peut travailler pour les 2 galets N°2 et 3. Mais la partie en porte-à-faux doit être très solide pour supporter la charge de 22tonnes. La solution a été refusée par la société et jugée non sécuritaire.

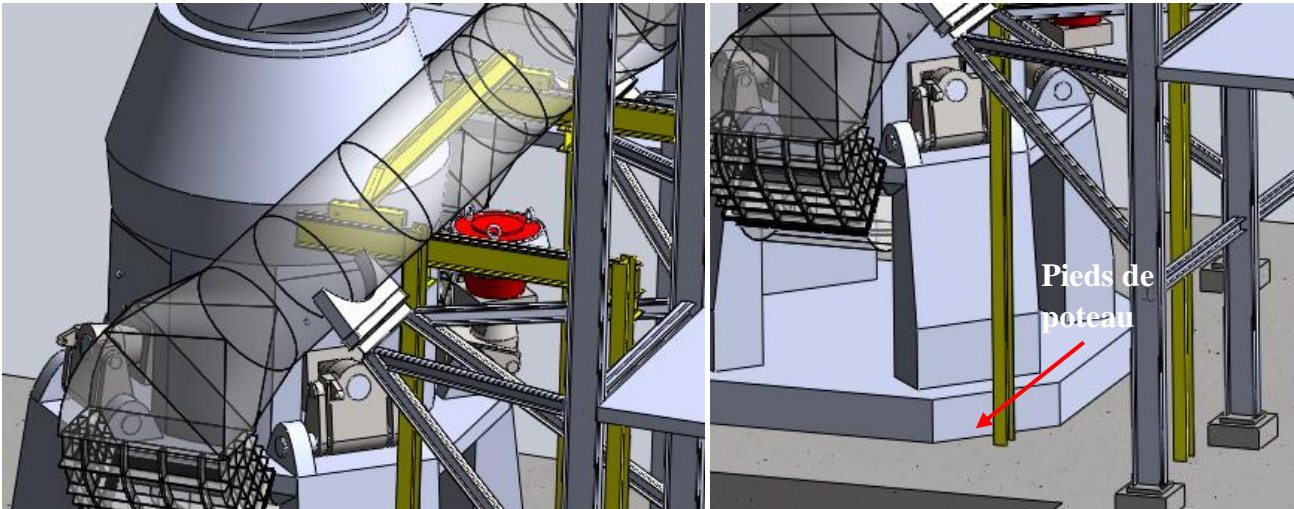


Figure 3-16 : Pont roulant avec porte-à-faux

Pour résoudre le problème de stabilité de la structure du pont roulant en porte-à-faux on a proposé la solution E.

Solution E : Double pont roulant mono-poutre.

Dans cette solution on prolonge la poutre de roulement jusqu'à l'extérieur du broyeur pour l'appuyer sur d'autres consoles. Cette solution permet plus de stabilité et sécurité de la structure support du pont roulant. On aura ainsi une partie du chemin de roulement au niveau des 2 autres galets N°1 et 4 qui sera non exploitée d'où notre solution finale.

Solution finale : on met 2 ponts roulants sur les mêmes rails de roulement (figure 3-17). Cette solution est économique : Chaque pont pourra soulever 2 galets : la société n'aura plus besoin de faire une location de grue pour effectuer les travaux de maintenance sur les galets. Cette solution a été validée par la société. Elle fera l'objet d'une conception dans le chapitre suivant.

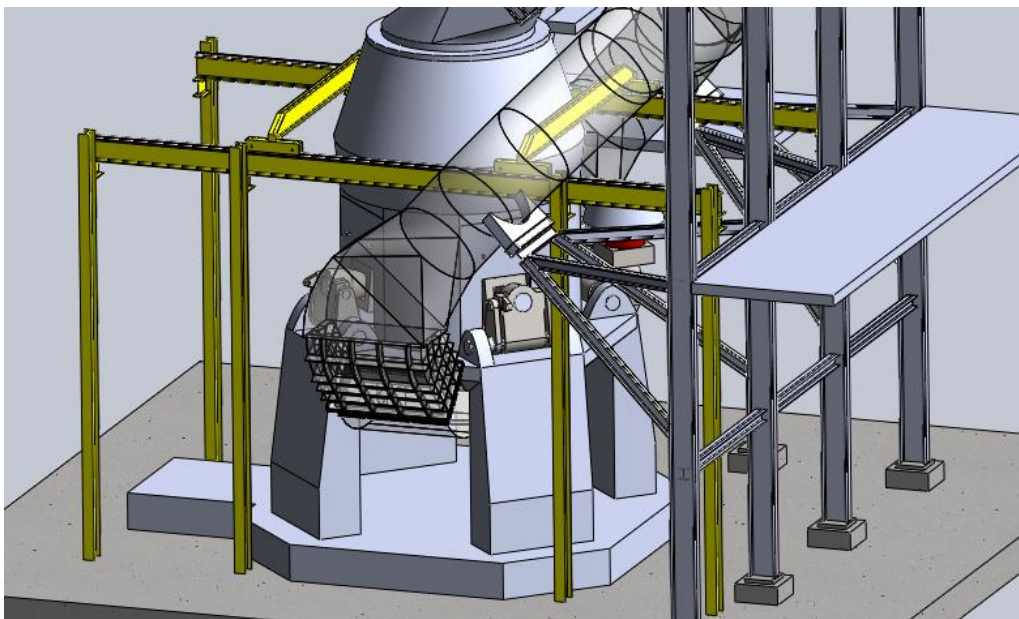


Figure 3-17 : Solution validée : double pont roulant

Une maquette numérique de la solution finale a été réalisée par le logiciel Solidworks. Des images de la maquette sont joints à l'annexe I.

Conclusion :

Le tableau suivant récapitule l'étude de choix de solution effectuée dans ce chapitre. Il donne les critères d'élimination de chacune des solutions étudiées.

Tableau 3-1: Récapitulatif du choix de la solution

| Solutions | Critères d'élimination | | | |
|---|------------------------|----------|------|----------|
| | Encombrement | Capacité | Coût | Sécurité |
| Modification de l'installation | + | + | - | O |
| Grue télescopique à l'intérieur | - | + | O | O |
| Grue télescopique à l'extérieur en position optimal | - | O | - | - |
| Grue télescopique sur chenille | - | O | O | - |
| Grue en treillis sur chenille | - | O | - | O |
| Grue auxiliaire | O | - | O | O |
| Potences | + | - | - | O |
| Pont roulant suspendu | - | - | O | - |
| Portiques | O | O | - | O |
| Pont bipoutre | - | + | O | O |
| Pont mono-poutre avec partie en porte-à-faux | + | O | O | - |
| Double pont roulant mono-poutre | + | O | + | O |

Avec + : approprié, O : approprié sous réserve, - : non approprié.

On remarque que le double pont roulant mono-poutre satisfait le mieux les critères de choix. C'est la solution qui sera retenue.

3.2.3. Côtes relatives du pont roulant :

Dans les mises en plan suivante on montre les cotes nécessaires au dimensionnement du pont roulant. Ainsi que la course des deux ponts qui est de 5400mm

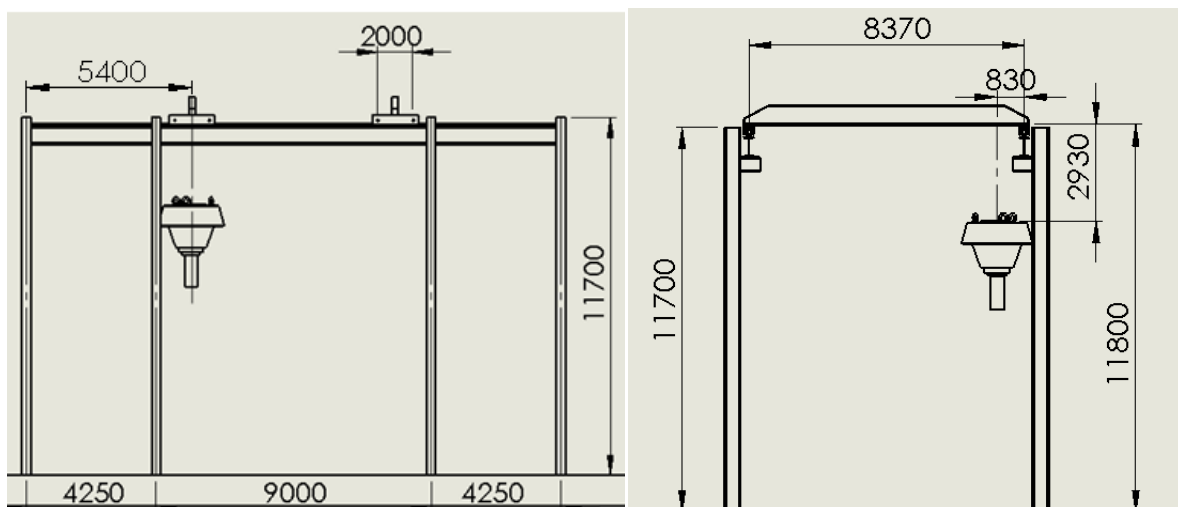


Figure 3-18 : Dimensions du pont roulant

Conclusion :

Le choix de la solution est fixé sur un pont roulant mono-poutre. En exécution standard des ponts mono-poutres, la capacité de levage ne dépasse pas les 20 Tonnes. Toute fois une exécution à capacités de levage de plus de 20t est possible en commande spéciale chez un constructeur donné. Une telle commande implique, en plus des coûts de fabrication, un coût d'étude important vu le cahier des charges très exigeant que doit remplir notre pont roulant.

Notre travail consiste donc à faire l'étude détaillée de tous les éléments du pont roulant en dimensionnant chaque élément, ensuite en sélectionnant dans les catalogues des fournisseurs celui qui remplit les exigences de calcul.

La conception est divisée en 2 chapitres : un premier pour la conception des éléments de translation et de levage, et un 2^{ème} où on dimensionnera la charpente métallique.

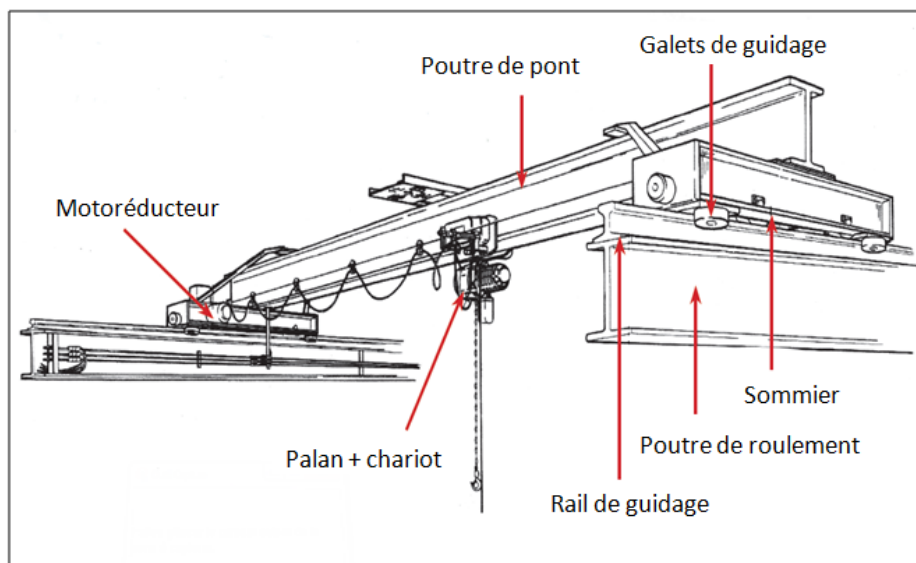


Figure 3-19 : Composition d'un pont roulant

Terminologie :

Chariot : Partie d'un pont roulant qui comprend un palan de levage et qui peut se déplacer sur des rails à la partie supérieure du pont roulant.

Poutre de pont : Partie d'un pont roulant disposée entre les poutres de roulement et qui supporte le chariot ou le palan de levage.

Poutre de roulement : Poutre le long de laquelle un pont roulant peut se déplacer.

Dispositif de guidage : Système utilisé pour conserver l'alignement d'un pont roulant sur un chemin de roulement, grâce à des réactions horizontales entre le pont roulant et les poutres de roulement. Le dispositif de guidage peut être constitué par les galets à boudins du pont roulant ou par un système distinct de galets de guidage disposé sur le côté des rails ou sur le côté des poutres de roulement.

Palan : Mécanisme destiné au levage des charges.

Ensemble palan-chariot : Chariot suspendu comprenant un treuil et capable de se déplacer sur la semelle inférieure d'une poutre, sur un chemin de roulement fixe ou sous la poutre de pont d'un pont roulant.

Pont roulant : Appareil destiné au levage et au déplacement de charges, se déplaçant sur des galets le long de poutres de roulement. Il comprend un ou plusieurs treuils montés sur des chariots posés ou suspendus.

Butoir : Elément destiné à arrêter un pont roulant ou un chariot atteignant l'extrémité d'un chemin de roulement. [17]

L'organigramme suivant résume les éléments à dimensionner.

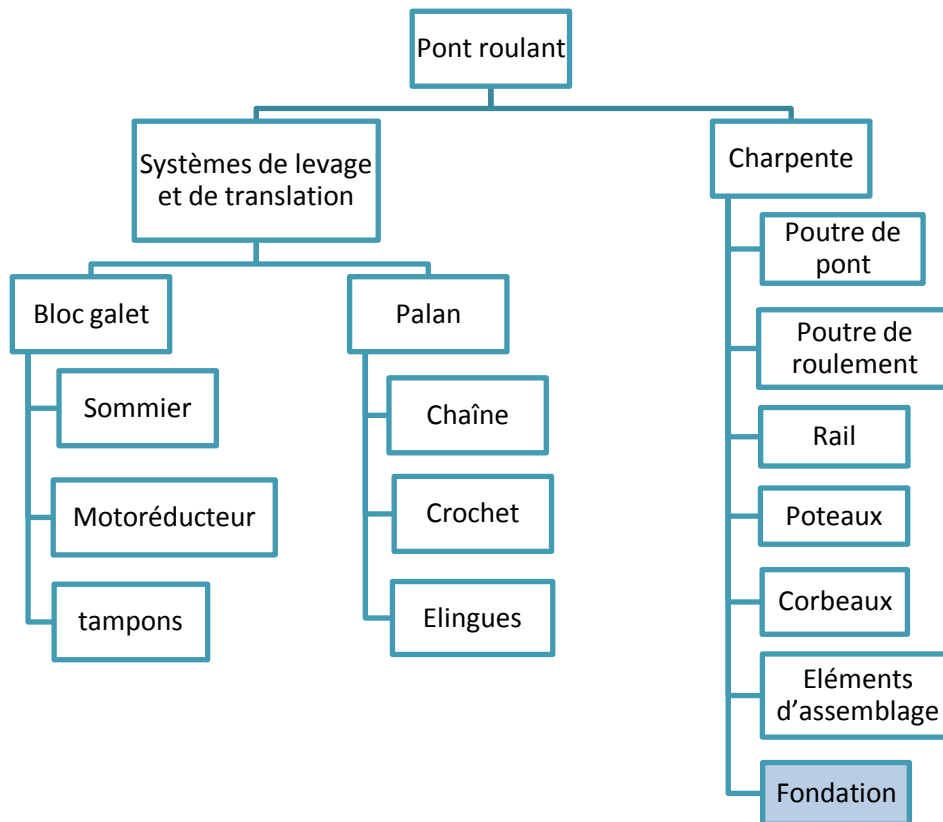


Figure 3-20 : Organigramme des éléments à dimensionner

Le dimensionnement de chacun de ses éléments dépend du dimensionnement d'autres éléments. La conception ne peut pas être faite dans l'ordre présenté dans cet organigramme.

Remarque : Les fondations ne seront pas dimensionner dans le présent projet. On donnera par contre la charge qu'ils devront supporter.

L'algorithme suivi dans notre conception est illustré dans la figure suivante. Cet algorithme présente les grandes étapes du calcul. Toutefois, il ne montre pas les fonctions retour pour vérifier certains paramètres qui ont été fixés dans les étapes en amont.

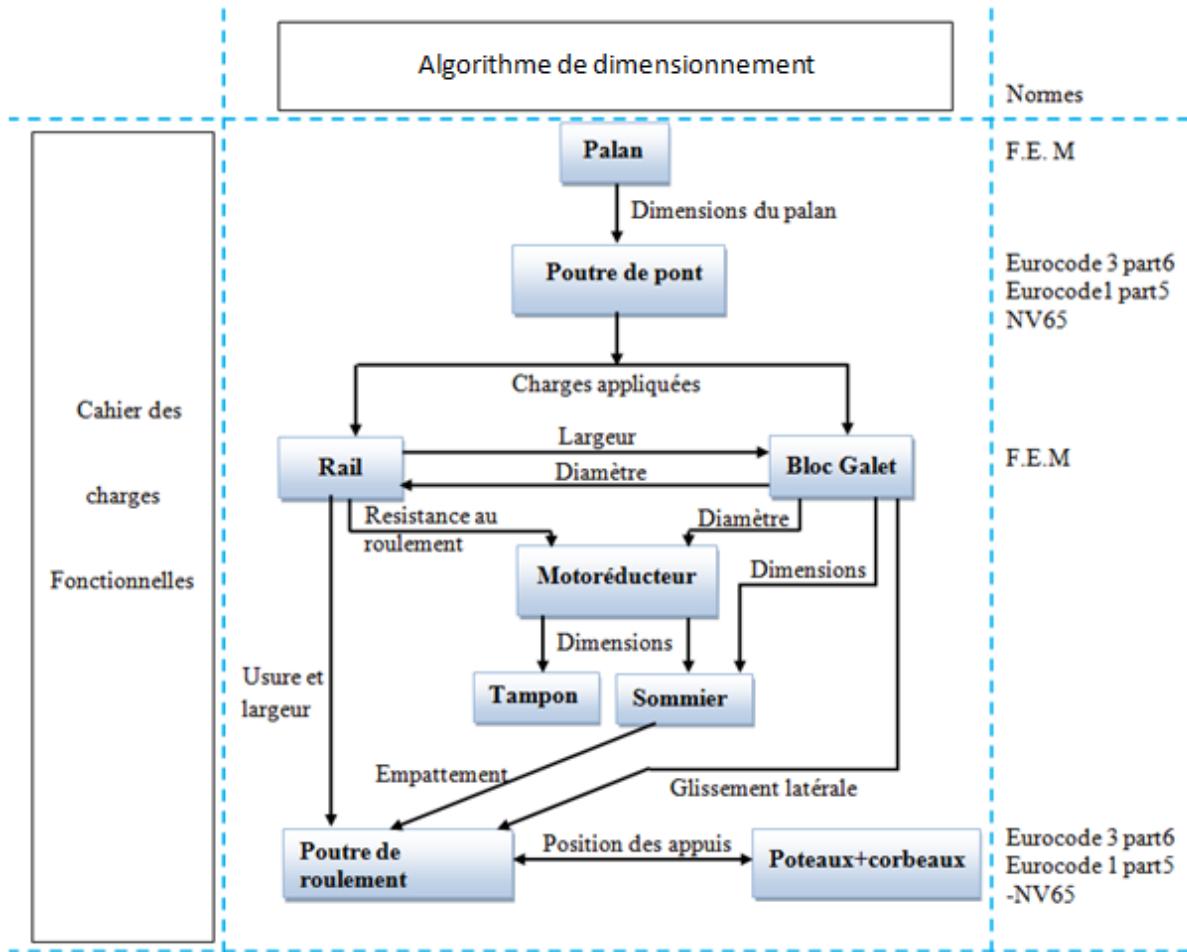


Figure 3-21 : Algorithme de dimensionnement

Pour présenter la conception d'une manière claire on suivra l'organigramme de la figure 3-20.

CHAPITRE 4 : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE TRANSLATION ET DE LEVAGE

4.1. Groupe du mécanisme :

Détermination du groupe de mécanisme selon la norme FEM (Fédération Européenne de manutention) 9.511. Le système de manutention étant déterminé, cette analyse est plus spécifique que celle établie dans le cahier de charge (Chapitre 2). Cette analyse donne avec précision le groupe du mécanisme. Il existe huit groupes de mécanismes :

Tableau 4-1 : Groupes de mécanisme des ponts roulants

| FEM | 1Dm | 1Cm | 1Bm | 1Am | 2m | 3m | 4m | 5m |
|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|
| ISO | M1 | M2 | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 |

Pour déterminer le groupe de l'appareil de levage, treuil ou palan, trois paramètres essentiels sont à prendre en compte :

- **La charge maximum à lever :**

Y compris le poids du câble et des accessoires éventuels de levage (crochet...) sauf si ceux-ci sont d'un poids total inférieur ou égal à 5% de la charge à lever. Le poids des élingues et des crochets sont négligeables par rapport au poids du galet. La charge maximale à lever est de 22.3 tonnes.

- **La classe de fonctionnement :**

C'est le temps moyen de fonctionnement par jour, sur la base de 250 jours de travail par an.

Pour déterminer le temps de fonctionnement exact on calcul le temps de chaque opération en multipliant la vitesse de translation par la distance parcouru. Les distances ont été déduite du §3.3.2. Les vitesses relatives du palan on été choisis et vérifiées par la suite lors du choix du palan. La vitesse du pont a été choisie selon la norme en calculant la vitesse économique. La vitesse de translation v doit être proportionnée à la course de translation s . La course de translation moyenne du pont dans notre cas est de 2.5m.

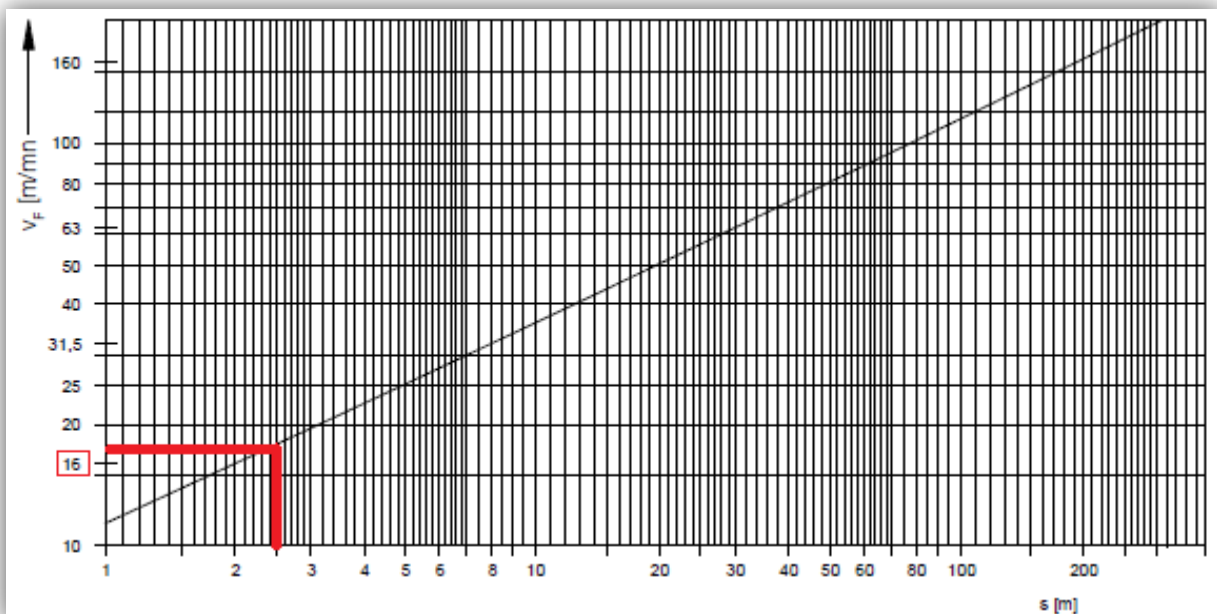


Figure 4-1: diagramme de vitesse économique de translation en fonctionnement de la course.

Le diagramme ci-dessous montre la vitesse de translation pour la course de translation moyenne avec comme rendement de la vitesse $\eta = 0,85$ pour une accélération/ décélération $\approx 0,2 \text{ m/s}^2$. Cette vitesse permet d'économiser le temps de manutention.

On utilise le pont roulant pour 3cas d'interventions :

- Manutention du dispositif de pivotement
- Démontage/montage du bandage
- Démontage/montage du galet complet

Tableau 4-2 : Calcul du temps de fonctionnement journalier du pont roulant

| Utilisation du pont roulant | | | | | |
|--|------------|--------------------------------|------------|--------------------------------|------------|
| Pivotement ² | | Changement du bandage | | Changement du galet complet | |
| Mouvement | course (m) | Mouvement | course (m) | Mouvement | course (m) |
| Descente à vide | 9 | Descente à vide | 2 | Descente à vide | 2 |
| Levage en charge | 6 | Levage en charge | 1 | Levage en charge | 1.5 |
| Translation du palan en charge | 3 | Translation du palan en charge | 3 | Translation du palan en charge | 3 |
| Translation du pont | 2.5 | Translation du pont | 2.5 | Translation du pont | 2.5 |
| Levage à vide | 3 | Descente en charge | 9 | Descente en charge | 8 |
| Descente à vide | 3 | Levage en charge | 9 | Levage en charge | 8 |
| Translation du palan en charge | 3 | Translation du palan en charge | 3 | Translation du palan en charge | 3 |
| Translation du pont | 2.5 | Translation du pont | 2.5 | Translation du pont | 2.5 |
| Descente en charge | 6 | Descente en charge | 1 | Descente en charge | 1.5 |
| Levage à vide | 9 | Levage à vide | 2 | Levage à vide | 2 |
| Temps de manutention (min) | | | | | |
| Pivotement | | Changement du bandage | | Changement du galet complet | |
| Total du temps à vide | 30 | Total du temps à vide | 5 | Total du temps à vide | 5 |
| Total du temps en marche | 30.8 | Total du temps en marche | 50.8 | Total du temps en marche | 48.3 |
| Total du temps de manutention | 60.8 | Total du temps de manutention | 55.8 | Total du temps de manutention | 53.3 |
| Nombre de manutentions par pont | | | | | |
| Manutention du vérin | | Manutention du bandage | | Manutention du galet complet | |
| 18 | | 4 | | 12 | |
| Temps de fonctionnement journalier en minutes | | | | | |
| 7 min | | | | | |

Le temps de chaque mouvement est donné par : $t = \frac{S}{v}$

Avec :

S : course parcourue

v : vitesse du palan. (Ces vitesses ont été tirées du manuel d'utilisation du palan choisi)

L'état de sollicitation :

Le temps total de fonctionnement du pont est 32.62h/an

Tableau 4-3 : Etat de sollicitation du pont roulant

| | Charge (tonnes) | ti (%) |
|-------------------------------|-----------------|--------|
| R0 : poids mort | 4 | 31.68 |
| R1 : dispositif de pivotement | 2.39 | 28.33 |
| R2 : bandage | 6.5 | 10.38 |
| R3 : galet complet | 22.3 | 29.61 |

En appliquant la formule :

$$R_{\text{moy}} = \sqrt[3]{(R_1 + R_0)^3 \cdot t_1 + (R_2 + R_0)^3 \cdot t_2 + (R_3 + R_0)^3 \cdot t_3 + R_0^3 \cdot t_{\Delta}}$$

On obtient $R_{\text{moy}} = 17.82t$

La charge maximale = charge nominale + poids mort = 29t

On a donc $k = \frac{R_{\text{moy}}}{R_{\text{max}}} = 0.61$

Ces trois paramètres permettent ainsi de classer les appareils en groupes de mécanismes selon le tableau ci-dessous.

Tableau 4-4 : Groupe de fonctionnement du pont roulant

| Etat de sollicitation | Valeur cubique moyenne | Classes de temps de fonctionnement | | | | | | | |
|-----------------------|------------------------|--|-------------|------------|----------|----------|----------|----------|--------|
| | | Temps de fonctionnement journalier moyen en heures | | | | | | | |
| | | $\leq 0,12$ | $\leq 0,25$ | $\leq 0,5$ | ≤ 1 | ≤ 2 | ≤ 4 | ≤ 8 | > 16 |
| Léger | $k \leq 0,50$ | – | – | 1 Dm | 1 Cm | 1 Bm | 1 Am | 2 m | 3 m |
| Moyen | $0,50 < k \leq 0,63$ | – | 1 Dm | 1 Cm | 1 Bm | 1 Am | 2 m | 3 m | 5 m |
| Lourd | $0,63 < k \leq 0,80$ | 1 Dm | 1 Cm | 1 Bm | 1 Am | 2 m | 3 m | 5 m | – |
| Très lourd | $0,80 < k \leq 1,00$ | 1 Cm | 1 Bm | 1 Am | 2 m | 3 m | 5 m | – | – |

Selon le tableau suivant le groupe du mécanisme est : **1 Dm**.

4.2. Choix du palan :

Il existe 3 types de technologies de palan : électrique, hydraulique et pneumatique. Les palans électriques sont les plus répandus mais dans notre cas les palans pneumatiques présentent plus d'avantages. Parmi ces avantages :

- L'encombrement réduit des palans pneumatiques. En effet, ils sont disponibles dans des configurations de hauteur perdue réduite ou ultra réduite. Dans notre cas, la hauteur disponible est $H_{\text{disponible}} = 930mm$.

La hauteur disponible à été calculé par la formule suivante :

$$H_{\text{disponible}} = H_{\text{poutre de roulement}} - H_{\text{galet}} - H_{\text{élingues}} - H_{\text{levage}}$$

Avec :

$H_{\text{disponible}}$: C'est la hauteur minimale entre le crochet et la voie de roulement.

$H_{\text{poutre de roulement}} = 11.8m$: Hauteur de la semelle inférieure de la poutre du pont roulant (voir figure 3-21)

$H_{galet} = 8.87m$: Hauteur des anneaux de levage d'un galet dans sa position verticale
 $H_{élingues} = 485mm \approx 0.5m$: Hauteur minimale nécessaire pour l'élingage du galet
(Voir § 4.3.3)

$H_{levage} = 1.5m$: Hauteur de levage nécessaire pour faire sortir l'essieu du galet du levier oscillant. La longueur de l'essieu est de 1.3 m. Par sécurité, on augmente la distance de levage jusqu'à 1.5m. (Dimensions du galet §2.2.1)

- L'air comprimé utilisé pour l'entraînement permet de doser l'énergie avec une bonne précision. Les palans pneumatiques permettent ainsi un déplacement précis, fluide et souple même à des charges élevées.
Le galet constitue une charge assez lourde. Dans un milieu encombré comme celui de ce broyeur, il est important que les mouvements soient aussi précis que possible. Il faut éviter les collisions brutales avec les butoirs qui pourraient causer le basculement de la charge.
- Par rapport aux palans à entraînement électrique, les palans pneumatiques sont particulièrement petits, compacts et contiennent moins de composants. Cela permet d'offrir plus de possibilités d'utilisation et facilite le transport et la maintenance.
- Les palans électriques sont sensibles aux intempéries : le pont roulant étant à usage extérieur, l'utilisation d'un palan électrique dans un milieu humide sans protection n'est pas sans risque. De plus, les palans pneumatiques sont plus étanchent et résistent mieux dans les milieux poussiéreux.

Dans la présente conception, il est nécessaire de se baser sur les données techniques d'un palan pneumatique. Il existe un nombre considérable de fournisseurs de palans. Une vue globale sur les catalogues de produits nous a permis de constater que les configurations des palans pneumatiques sont similaires. On laisse le soin de l'étude du marché au service commercial de la société qui se basera majoritairement sur le critère économique.

Pour notre conception on choisi le palan pneumatique de capacité de levage 25 tonnes, de marque LIFTCHAIN, N° de série LCA250QIP3LR. Ce palan répond aux exigences de la conception et surtout en ce qui concerne la hauteur perdu qui est de $745 < 930$ mm.



Figure 4-2: Palan pneumatique LIFTCHAIN LCA250QIP3LR [\[11\]](#)

4.3. Dispositif d'accrochage :

4.3.1. Chaîne du palan pneumatique :

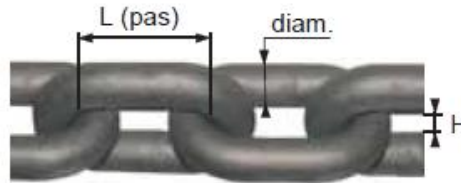


Figure 4-3 : chaîne calibrée

On distingue entre des chaînes calibrées et non calibrées, ces derniers ne servent que pour la fabrication des élingues. Les palan pneumatique utilisent des chaînes calibrées qui servent à lever la charge, elles se composent de maillons strictement conformes à une cote donnée ce qui leur permet de passer sur des roues et de noix munie d'empreinte correspondante.

Les chaînes sont sollicitées à la traction et leur résistance à la rupture doit être au moins égale à 4 fois la charge utile. En service, les chaînes s'usent par le frottement des maillons qui réduit leur durée de vie. Le palan pneumatique **LCA250Q** utilise 4 brins de chaînes calibrées de taille 16 × 45 Grade 80 (diamètre=16 mm et pas =45mm) Qui se caractérisent par une très grande résistance à la traction et à l'abrasion.

D'après le tableau suivant on tire les caractéristiques de la chaîne en vue de vérifier sa charge admissible

| CODE | X | A | B | C | D | E | F | G | J |
|-------------------------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| diam chaîne en mm | 6 | 7 | 10 | 13 | 16 | 19 | 22 | 26 | 32 |
| diam chaîne en pouces " | 7/32 " | 9/32 " | 3/8 " | 1/2 " | 5/8 " | 3/4 " | 7/8 " | 1 " | 1" 1/4 |
| L en mm | 18 | 22,5 | 31,5 | 39 | 45 | 57 | 58 | 78 | 85 |
| H en mm | 8 | 10 | 14,5 | 19 | 21,5 | 27 | 28 | 38 | 43 |
| poids/mètre en kg | 0,7 | 1,1 | 2,2 | 3,8 | 5,7 | 8,9 | 11,5 | 14 | 21,5 |
| C.M.U en kg | 950 | 1500 | 3200 | 5400 | 8200 | 12800 | 15500 | 21600 | 32750 |
| rupture en kg | 3800 | 6000 | 12800 | 21600 | 32800 | 51200 | 62000 | 86400 | 131000 |

D'après le tableau chaque brin à une charge admissible =8200kg donc les 4 brins du palan ont une charge totale admissible de 32800kg > 25000kg (la masse nominale).

4.3.2. le crochet du palan :

Le crochet est un dispositif d'accrochage de la charge, il doit résister à la traction causé par la charge nominale.

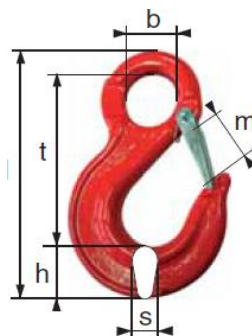


Figure 4-4 : Crochet

Le crochet du palan à des cotes spécifique $m=82$ et $h=99$, d'après le tableau suivant sa charge admissible est de 31500kg > masse nominale = 25000kg.

| CODE | A | B | C | D | E | F | G | H | J |
|-----------------------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| C.M.U verticale en kg | 1120 | 2000 | 3150 | 5300 | 8000 | 12500 | 15000 | 21200 | 31500 |
| b en mm | 20 | 25 | 38 | 43 | 50 | 62 | 62 | 70 | 76 |
| h en mm | 22 | 26 | 35 | 47 | 49 | 60 | 60 | 75 | 89 |
| l en mm | 108 | 133 | 167 | 210 | 250 | 300 | 314 | 347 | 387 |
| m en mm | 24 | 30 | 34 | 39 | 46 | 40 | 70 | 77 | 95 |
| s en mm | 14 | 18 | 23 | 29 | 34 | 45 | 51,5 | 60 | 71 |
| t en mm | 79 | 96 | 117 | 147 | 182 | 215 | 224 | 237 | 259 |
| poids en kg | 0,3 | 0,4 | 0,9 | 1,7 | 3,2 | 5,8 | 7,1 | 12 | 22 |

4.3.3. Les élingues :

Les élingues sont constituées de chaînes non calibrées, ils doivent supporter la charge nominale à lever. En général les élingues sont constitués de : 1 brin, 2 brins ,3 brins, 4 brins

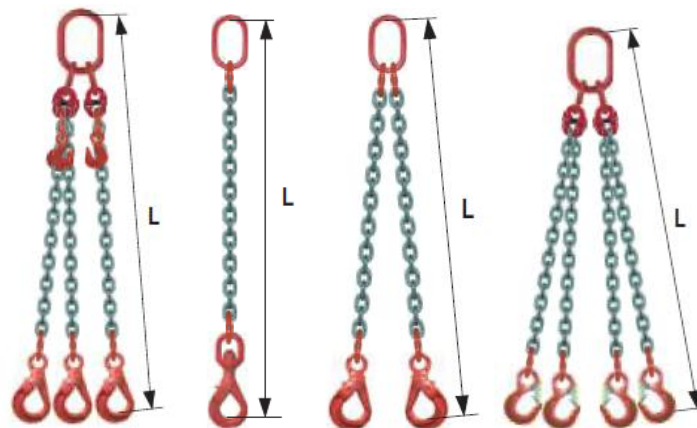


Figure 4-5 : Types d'élingues à chaîne [13]

Selon la hauteur de levage on choisie l'angle entre les brins :

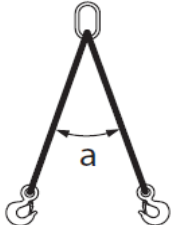
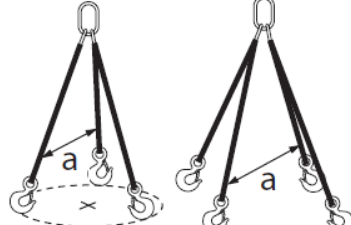
| 2 brins | | 3 et 4 brins | |
|---|-------------------------------|--|-------------------------------|
|  | |  | |
| Angle d'utilisation | | Angle d'utilisation | |
| $0^\circ < a \leq 90^\circ$ | $90^\circ < a \leq 120^\circ$ | $0^\circ < a \leq 90^\circ$ | $90^\circ \leq a < 120^\circ$ |
| Facteur d'élingage | | Facteur d'élingage | |
| Facteur 1,4 | Facteur 1 | Facteur 2,1 | Facteur 1,5 |

Figure 4-6 : Angle entre les brins

Dans notre configuration du pont roulant la hauteur de l'élinguée disponible est :

$$H_{\text{élingues}} \approx 0.7m$$

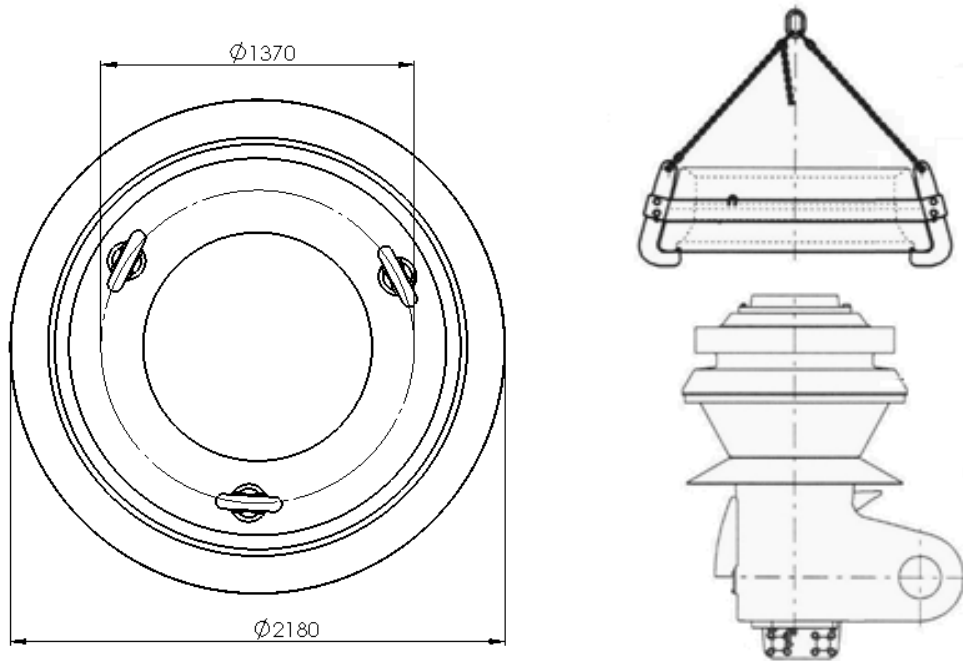


Figure 4-7 : Accrochage du galet complet et du bandage

- Le galet dispose de 3 anneaux de levage d'où le choix d'un élingue à 3 brins
- L'angle « a » entre les brins ne doit pas dépasser 90° c'est vérifié car on a= 74.6°
- Il reste à choisir une élingue avec une charge admissible supérieure à la charge nominale à lever.

| Calcul des C.M.U. 1, 2, 3 et 4 brins | Un Brin | Deux Brins | | Trois et Quatre Brins | | Couissant | Brassière ronde | Brassière cubique |
|--------------------------------------|------------------|--------------------------------------|--|--------------------------------------|--|------------------|--|--|
| | | | | | | | | |
| | vertical | 0° $\alpha \leq 90^\circ$ | 90° $\alpha \leq 120^\circ$ | 0° $\alpha \leq 90^\circ$ | 90° $\alpha \leq 120^\circ$ | // | $\beta \leq 45^\circ$ $R \geq 10 d$ | $\beta \leq 45^\circ$ $R \geq 10 d$ |
| Diam de la chaîne en mm | Facteur 1 | Facteur 1,4 | Facteur 1 | Facteur 2,1 | Facteur 1,5 | Facteur 0,8 | Facteur 1,8 | Facteur 0,9 |
| | C.M.U. en tonnes | C.M.U. en tonnes | C.M.U. en tonnes | C.M.U. en tonnes | C.M.U. en tonnes | C.M.U. en tonnes | C.M.U. en tonnes | C.M.U. en tonnes |
| 6 | 1,40 | 1,96 | 1,40 | 2,94 | 2,10 | 1,12 | 2,52 | 1,26 |
| 7 | 1,90 | 2,66 | 1,90 | 3,99 | 2,85 | 1,52 | 3,42 | 1,71 |
| 8 | 2,50 | 3,50 | 2,50 | 5,25 | 3,75 | 2,00 | 4,50 | 2,25 |
| 10 | 4,00 | 5,60 | 4,00 | 8,40 | 6,00 | 3,20 | 7,20 | 3,60 |
| 13 | 6,70 | 9,38 | 6,70 | 14,07 | 10,05 | 5,36 | 12,06 | 6,03 |
| 16 | 10,00 | 14,00 | 10,00 | 21,00 | 15,00 | 8,00 | 18,00 | 9,00 |
| 18 | 12,50 | 17,50 | 12,50 | 26,25 | 18,75 | 10,00 | 22,50 | 11,25 |
| 20 | 16,00 | 22,40 | 16,00 | 33,60 | 24,00 | 12,80 | 28,80 | 14,40 |
| 22 | 19,00 | 26,60 | 19,00 | 39,90 | 28,50 | 15,20 | 34,20 | 17,10 |
| 26 | 26,50 | 37,10 | 26,50 | 55,65 | 39,75 | 21,20 | 47,70 | 23,85 |

On choisie une élingue à 3 brins de diamètre de chaîne 22mm et une charge admissible 39 .9T

4.4. Dimensionnement du rail et des galets de roulement du pont roulant :

Les « Règles pour le calcul des appareils de levage » - F.E.M. 1.001- Section 1- « Appareils lourds de levage et de manutention » - cahiers 1 à 9 présentent un modèle de calcul de l'interface rail galet de roulement à partir de la pression de contact d'Hertz (voir Annexe B).

4.4.1. Choix et calcul de la combinaison rail/galet

4.4.1.1. Le galet :

Les galets sont les roues sur lesquels roule un pont roulant. Ils doivent être capables de supporter les charge verticale appliquées par les masses à déplacer à savoir la masse nominale de levage et le poids propre des éléments de translation du pont roulant qui sont la poutre du pont, les 2 sommiers, les 2 motoréducteurs et le palan de levage avec ses accessoires comme le crochet et les élingues .

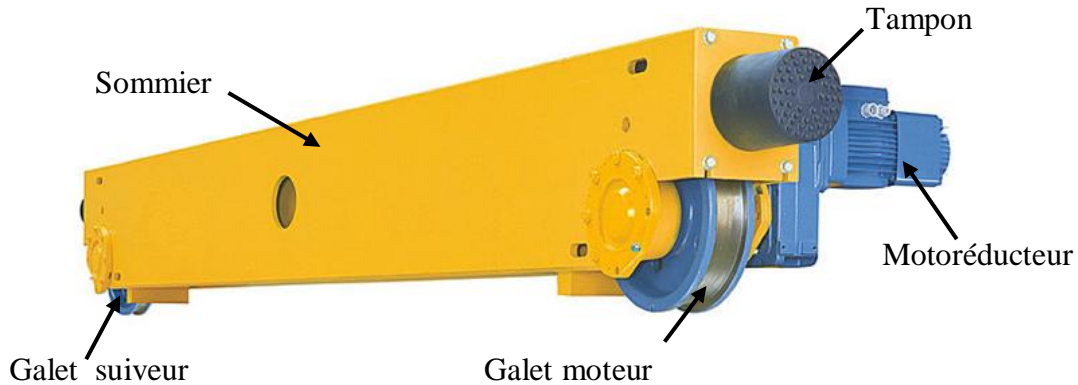


Figure 4-8: positionnement des galets d'un pont roulant

Un pont roulant se déplace sur 4 galets dont deux sont moteurs.

❖ Exécution du galet :

Parmi les exécutions standards du galet on trouve :

- Galet à deux joues ;
- Galet à une joue ;
- Galet sans joue ;
- Galet à deux joues avec guidage en rouleau.

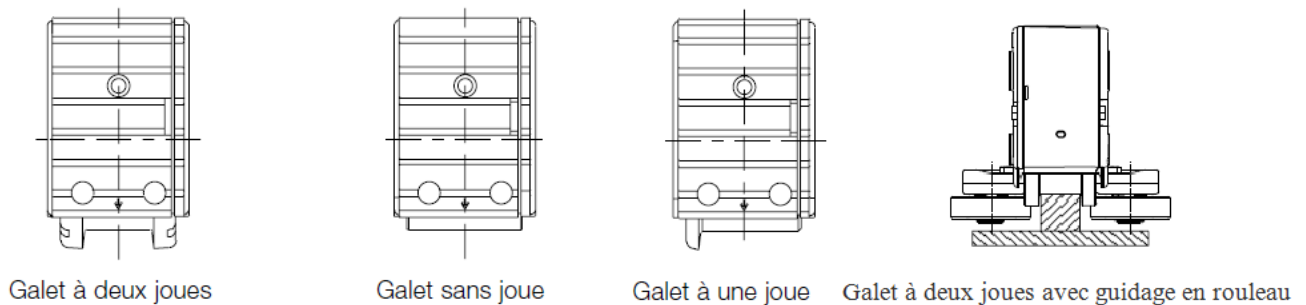


Figure 4-9: exécutions standards du galet [7]

Pour l'exécution du galet, on prend en compte les charges verticale et horizontale que subie le galet.

- F_r = charge verticale appliquée = 142KN
- F_a = charge horizontale appliquée = 24.56KN

Une recommandation pour le choix de du galet avec joue sans guidage en rouleau, la charge horizontale ne doit pas dépasser 20% de la charge verticale admissible.

Dans notre cas de charge $\frac{F_a}{F_r} \cdot 100 = 17\%$ proche de 20% pour plus de sécurité on choisira donc une exécution du galet à deux joues avec guidage en rouleau.

❖ Choix du matériau du galet:

Parmi les matériaux des galets les plus utilisés on trouve :

- EN-GJS-700 (GGG 70) : Ce matériau est une fonte nodulaire à graphite sphéroïdale il supporte de grande charges admissible. l'autolubrification de ce matériau garantit une bonne résistance à l'usure des galets avec une faible résistance au roulement, l'usure des galets est réduite au minimum, l'auto amortissement des galets garantit une marche stable et à faible niveau sonore.
- Galets avec bandage en hydropur : l'hydropur est un élastomère polyuréthane se caractérise par une bonne résistance à l'hydrolyse ce matériau permet d'obtenir un coefficient d'adhérence plus élevé que celui des galets en fonte nodulaire. Cependant les charges admissibles pour ces galets sont inférieure que celles des galets en fonte nodulaire.les galets avec bandage hydropur sont plus approprié à l'utilisation sur des surface en béton.
- Polyamide : par rapport aux galets en fonte nodulaire, les galets en polyamide (fonte PA 6) se caractérise par un niveau sonore beaucoup plus faible, les coefficients d'adhérence étant à peu près les mêmes .cependant les charge admissible pour les galets sont sensiblement inférieures à celles des galets en fonte nodulaire.

Notre configuration du pont roulant sur des rails en acier exige des charges verticales grandes d'où le choix du matériau EN-GJS-700 (GGG 70) en fonte nodulaire.

❖ Sélection de la taille du galet :

La sélection préliminaire de la taille du galet dépend de :

- la masse à déplacer $Q + G$, avec $Q = \text{masse nominale} = 25000Kg$ et $G = 4000Kg = \text{poind propre du pont roulant}$.
- groupe de mécanisme du pont roulant =1Dm (voir Tableau 4-4 §4.1).
- Vitesse de translation économique $v = 16m/min$.

Remarque : le poids propre G des éléments du pont roulant est calculé après le dimensionnement de ces éléments dans la suite de conception.

Dans la suite on effectue une sélection préliminaire du diamètre des galets on sélectionnera (voir annexe B) une taille $\emptyset = 400mm$ suivant un catalogue de constructeur «DEMAG» qu'on va vérifier dans la suite du calcul.

4.4.1.2. Le rail :

Le rail du roulement sert pour le guidage du pont, il doit être dimensionné de façon à limiter l'usure de la surface du rail et la ruine par fatigue et empêcher l'écrasement de l'âme de du rail.

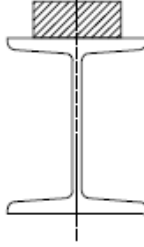
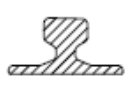

❖ Choix du type du rail :

Ils existent trois exécutions du rail :

- Un rail Plat ;
- Un rail Rodange ;
- Un rail Vignole.

Dans le tableau suivant on donne une évaluation de chaque rail.

Tableau 4-5: critère d'évaluation de rail

| Forme de rail | Rail Plat | Rail Rodange | Rail Vignole |
|--|---|--|---|
| Critères d'évaluation |  41409144.eps |  41409244.eps |  41409344.eps |
| Charges galet - petites (≤ 200 kN) 1) - moyennes (> 200 kN, ≤ 500 kN) - élevées (> 500 kN) | + + O | + + + | + - - |
| Service - léger (B1, B2) 2) - moyen (B3, B4) - lourd (B5, B6) | + + O | + + + | + + O |
| Supports de rail et affectation de la voie du pont - Acier - Béton - Traverses | + - - | + + - | + + + |
| Pour l'absorption d'efforts latéraux | + | + | O |
| Guidage latéral - par galets par joues - par joues | + + | + + | O + |
| Pour le montage de - dispositifs antitempête - dispositifs antirenversement | + - | + O | + + |

Avec + : approprié, O : approprié sous réserve, - : non approprié.

Puisque le pont roulant travaillant dans un service lourd avec des charges galet élevées on choisi le type rail Rodange qui remplit nos critères d'évaluations.

❖ Choix du matériau du rail :

Parmi les nuances d'acier utilisées dans les rails on trouve : E360, E335 et S355 J2G3.

On choisi celui de plus grande limite d'élasticité E360 capable de supporter les grandes charges verticales.

❖ calcul de la largeur du rail :

Une formule pour le dimensionnement recommandée dans l'ouvrage (Kempe's year book) est :

$$b_r = \frac{1580 \cdot P}{D}$$

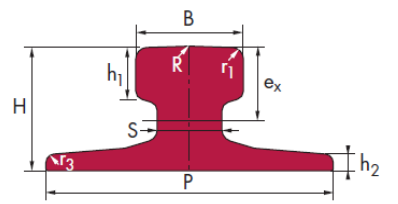
Avec :

- b_r : largeur du champignon du rail = 57mm
- P : charge vertical max appliqué au galet
 $P = 142\text{KN} = 14.2$ Tonnes (voir annexe B)
- D : diamètre du galet = 400mm.

Le rail à choisir est de largeur l et de r : rayon d'arrondi extérieur, tel que $b_r = l - \frac{4}{3} \cdot r$

On trouve les valeurs de $r = r_1$ et $l = B$ d'après le tableau suivant :

Tableau 4-6: les cotes géométriques de rail



| Designation | Weight | | B | S | P | H | R | h ₁ | h ₂ | r ₁ | r ₃ | e _x |
|-------------|--------|--------|-----|----|-----|-----|-----|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | kg/m | lbs/yd | | | | | | | | | | |
| A 45 | 22,1 | 44,55 | 45 | 24 | 125 | 55 | 400 | 20 | 8 | 4 | 4 | 33,2 |
| A 55 | 31,8 | 64,11 | 55 | 31 | 150 | 65 | 400 | 25 | 9 | 5 | 5 | 39 |
| A 65 | 43,1 | 86,89 | 65 | 38 | 175 | 75 | 400 | 30 | 10 | 6 | 5 | 44,6 |
| A 75 | 56,2 | 113,29 | 75 | 45 | 200 | 85 | 500 | 35 | 11 | 8 | 6 | 50,4 |
| A 100 | 74,3 | 149,78 | 100 | 60 | 200 | 95 | 500 | 40 | 12 | 10 | 6 | 52,9 |
| A 120 | 100 | 201,59 | 120 | 72 | 220 | 105 | 600 | 47,5 | 14 | 10 | 6 | 57,9 |
| A 150 | 150,3 | 302,99 | 150 | 80 | 220 | 150 | 800 | 50 | 14 | 10 | 6 | 77,3 |

Le rail qui convient pour notre conception est A65 avec $r = r_1 = 6\text{mm}$ et $l=B = 65\text{mm}$.

4.4.2. Vérification des la combinaison rail/galet à l'aide de la pression de Hertz :

4.4.2.1. Vérification de la charge admissible du galet :

Le principe est de limiter la charge à l'interface rail galet de roulement. Ceci en vérifiant que la charge de calcul moyenne P appliquée par le galet et calculée pour plusieurs cas de sollicitations (Tableau 5-9 §5.3.3.1) est inférieure à une valeur fonction des caractéristiques dimensionnelles et mécaniques du rail et du galet, de la vitesse de rotation du galet et du groupe du mécanisme de translation du pont. On retrouve en fait l'expression de la pression diamétrale calculée pour les 2 cas de sollicitations envisagés dans les Règles de la F.E.M.1.001. Soit donc les deux critères à vérifier suivants :

❖ Cas du pont roulant hors service avec :

$$\frac{P_{\text{moy I}}}{b_r \cdot D} \leq P_L \cdot C_{1\text{max}} \cdot C_{2\text{max}} \quad \text{Soit} \quad \frac{P_{\text{moy I}}}{b_r \cdot D} \leq 1,4P_L$$

❖ Cas du pont en service avec vent normale :

$$\frac{P_{\text{moy II}}}{b_r \cdot D} \leq P_L \cdot C_1 \cdot C_2$$

Avec $\begin{cases} P_{\text{moy I}} = \frac{P_{\text{min I}} + 2 P_{\text{max I}}}{3} = 11,86\text{KN} \\ P_{\text{moy II}} = \frac{P_{\text{min II}} + 2 P_{\text{max II}}}{3} = 106,5\text{KN} \end{cases}$

Et

- P_{min I, II} et P_{max I, II} charges mini et maxi appliquées au galet, cas I et cas II. (Voir annexe B)
- b_r : largeur utile rail mm pour surface du champignon du rail $b_r = l - \frac{4}{3} \cdot r = 57\text{mm}$
- r : rayon d'arrondi extérieur du champignon du rail = 6mm
- l : largeur du champignon du rail = 65mm
- D : diamètre du galet de roulement = 400mm
- P_L : pression limite fonction du matériau du galet et du rail = 5.6 en MPa.
- C₁ : coefficient fonction de la vitesse de rotation du galet = 1.11
- C_{1max} : valeur maximale de C1 prise égale à 1,2

- C_2 : coefficient fonction du groupe du mécanisme de translation du pont=1.25
- C_{2max} : valeur maximale de C2 prise égale à 1,15

Les calculs des coefficients P_L , C_1 et C_2 , $P_{moy I}$ et $P_{moy II}$ sont données dans l'annexe B.

❖ Vérification Cas du pont hors service :

- On doit vérifier donc $P_{moy I} \leq 1.4P_L \cdot b_r \cdot D$

On a $P_{moy I} = 11.86KN$ et $b_r \cdot D = 22.8 \cdot 10^3 mm^2$ et $P_L=5.6MPa=5.6N/mm^2$ et $f_s = 1.6$ (facteur de sécurité)

Soit donc vérifier : $1.6 P_{moy I} \leq 179KN$.Chose faite puisque $P_{moy I} = 11.86KN$

❖ Vérification Cas du pont service normale avec vent :

- On doit vérifier $\frac{P_{moy II}}{b_r \cdot D} \leq P_L \cdot C_1 \cdot C_2$

On a $P_{moy II} = 106.5KN$, $b_r \cdot D = 22.8 \cdot 10^3 mm^2$ et $P_L=5.6MPa=5.6N/mm^2$ et $f_s = 1.6$

Et $C_1=1.11$ et $C_2=1.25$.

Soit donc vérifier $1.6 P_{moy II} \leq 177KN$.chose faite puisque $P_{moy II} = 106.5KN$.

4.4.2.2. vérification du rail à l'écrasement de l'âme:

Pour un rail, l'écrasement de l'âme doit être empêché surtout pour les rails légers à âme moins épaisse (cas des rails Vignole)

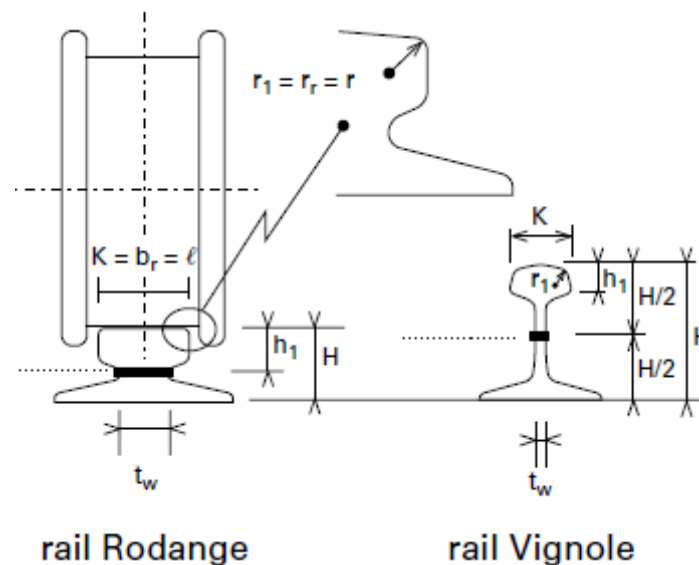


Figure 4-10:l'âme des rails

Pour un rail Rodange La formule de vérification est la suivante :

$$\frac{P}{t_w \cdot (25 + 2 \cdot h_1)} < 130MPa$$

Avec :

- la contrainte locale recommandée dans l'âme est limitée à 130MPa
- P =charge transmise par le galet =142KN
- t_w =l'épaisseur de l'âme du rail.
- h_1 = hauteur du champignon du rail
- r : rayon d'arrondi extérieur du champignon du rail
- l : largeur du champignon du rail

D'après le tableau 2 précédent on a : $t_w = S = 38mm$ et $h_1 = 30mm$ et un $f_s = 1.6$

Soit vérifier :

$$\frac{1.6 P}{t_w \cdot (25+2 \cdot h_1)} = 70MPa < 130MPa .$$

Donc c'est vérifié.

4.4.3. Calcul de roulement du galet

Les roulements sont des éléments de guidage en rotation, ils doivent reprendre les charges radiales et axiales que subie l'arbre moteur à fin qu'il reste bon fonctionnement pour une grande durée de vie.

La détermination d'un roulement s'effectue de la manière suivante :

- Choix du type de roulement
- Choix du type de montage et lubrification
- Calcul des charges radiales équivalentes
- Calcul de la durée de vie L_{10}
- Calcul de la charge dynamique C et charge statique C_0
- Choix final d'un catalogue

Les données nécessaires pour le dimensionnement d'un roulement sont :

- La vitesse de rotation $\omega_2 = \frac{v_2}{\frac{\phi}{2}} \approx 16 \text{ tr/min}$
- Durée d'utilisation désirée : 30 ans du pont avec une durée de travail de 32h/an=960h
- Niveau de fiabilité de roulement : 90%

4.4.3.1. Choix du type de roulement

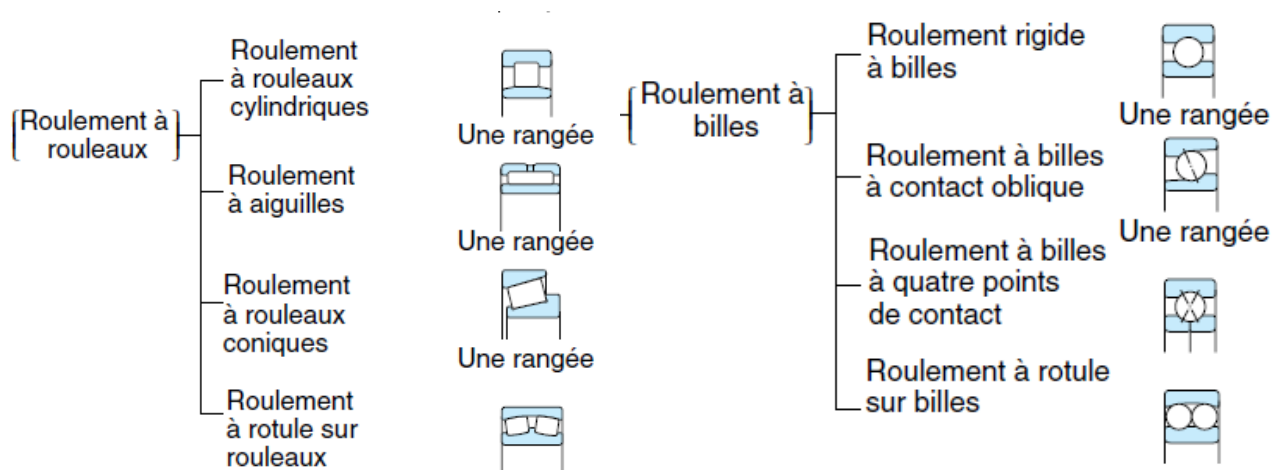


Figure 4-11: famille de roulement

Entre une famille de roulement à bille et une famille de roulement à rouleaux le choix portera sur les roulements à rouleaux puisque les charges radiales appliquées sur les galets sont importantes ($P = F_r = \text{charge transmise par le galet} = 142KN$)

Les galets subissent des charges axiales importantes dues à la marche en crabe du pont roulant ($F_a = 24.56 KN$) D'où le choix d'un roulement à rouleaux coniques qui supporte mieux ces charge que les roulements à rouleaux cylindriques ou sphériques.

4.4.3.2. Choix du type de montage et lubrification

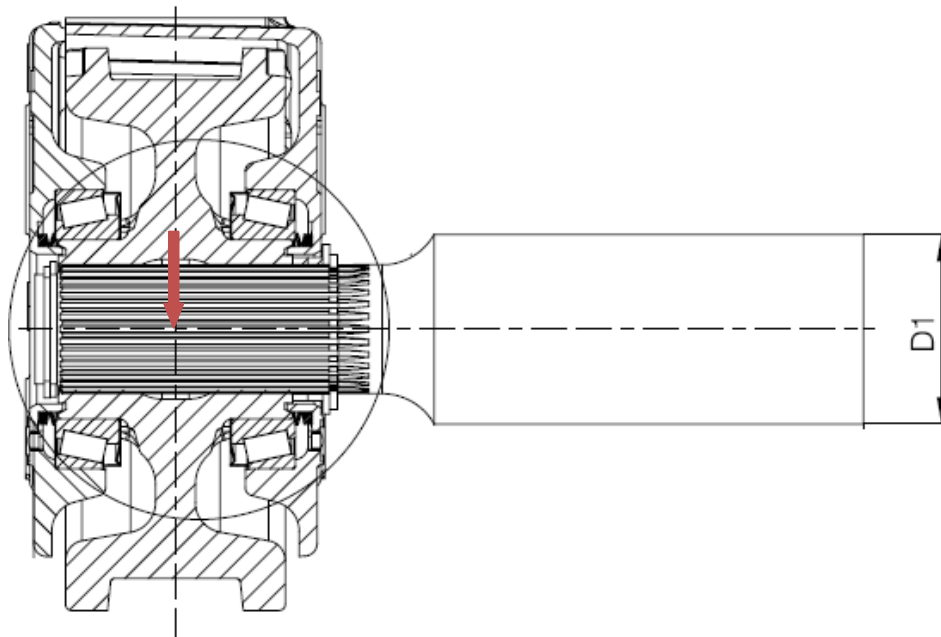


Figure 4-12 : montage du roulement à rouleaux coniques

[Réf : Memotech-roulement]

Le galet étant entraîné par un motoréducteur à arbre canulé, on a une disposition d'arbre tournant par rapport à la charge radiale d'où le choix d'un montage en X qu'un montage en O utilisé pour une disposition d'alésage tournant par rapport à la charge. Dans ce montage la bague intérieure est montée serrée sur le diamètre intérieur du galet $\varnothing = D_1 = 135\text{mm}$.

Le galet sera lubrifié par graissage à vie ce mode est simple à mettre en œuvre il se distingue par son étanchéité plus facile que celle d'huile, aussi il permet des démarrages doux alors que l'huile effectue un retard en démarrage.

4.4.3.3. Calcul de la charge dynamique et statique:

- charge radiale équivalente :

La charge dynamique C est déterminée lorsqu'un roulement supporte une charge radiale. Notre roulement subira en plus des charges radiales des charges axiales d'où la nécessité de tenir compte d'une charge radiale équivalente pour déterminer C . [Réf : éléments de machine – roulement].

La charge équivalente est la valeur la plus grande donnée par les 2 équations :

$$\begin{cases} R_e = V \cdot F_r \\ R_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \end{cases}$$

Avec :

- R_e = charge radiale équivalente (KN)
- F_r = charge radiale appliquée = 142 KN
- F_a = charge axiale appliquée = 24.56 KN
- V : Facteur tenant compte de la bague qui tourne $\begin{cases} V = 1, \text{ si bague int tourne} \\ V = 1.2, \text{ si bague ext tourne} \end{cases}$
- X, Y facteurs multipliant la charge radiale et axiale données dans le tableau C-7 Annexe C. ($X = X_1 = 1, Y = Y_1 = 2.5$)

On trouve la valeur maximale d'après calcul = 203.4 KN

$$\begin{cases} R_e = V \cdot F_r = 142 \text{KN} \\ R_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 203.4 \text{KN} \end{cases}$$

- Charges dynamique C :

$$C = R_e \cdot \left[\frac{N_d \cdot H_{10}}{33 \cdot 500} \right]^{1/a}$$

Avec :

- N_d : est la vitesse de rotation désirée de la bague intérieur $\omega_2 = 16 \text{ tr/min}$.
- H_{10} : est le nombre d'heures d'opération désirées à une fiabilité de 90%=960h
- $a = 10/3$ pour roulement à rouleaux coniques

$$C = 198.68 \text{KN}$$

- Charges statique C_0 :

$$C_0 = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Avec ($X = X_2 = 0.67, Y = Y_2 = 3.7$ d'après le tableau B-7 Annexe B)

$$C_0 = 186 \text{KN}$$

4.4.3.4. Exemple de Choix à partir d'un catalogue :

On choisira un roulement vérifiant d'un diamètre intérieur $\phi \approx d = 135 \text{mm}$ et de charge dynamique et statique supérieurs à celle trouvée dans le calcul précédent. Dans ce qui suit on donne un exemple de catalogue d'un constructeur KOYO spécialistes des charges à rouleaux coniques.

Tableau 4-7: sélection d'un roulement à rouleaux coniques

| d (120) à 200 mm | | | | | | | | | | Koyo | | | |
|------------------|-----|-------|----|----|-------------------|---------------------|--------------------------|-----------------|------------------------|-------|---------|-----|------|
| Dimensions (mm) | | | | | | | Capacités de charge (kN) | | Vitesse limite (t/min) | | | | |
| d | D | T | B | C | r _{mini} | r _{1 mini} | C _r | C _{0r} | Graisse | Huile | | | |
| 120 | 215 | 61.5 | 58 | 50 | 3 | 2.5 | 470 | 691 | 1 700 | 2 300 | 32224JR | 4FD | 9.04 |
| | 260 | 59.5 | 55 | 46 | 4 | 3 | 569 | 714 | 1 500 | 2 000 | 30324JR | 2GB | 14.5 |
| | 260 | 68 | 62 | 42 | 4 | 3 | 526 | 665 | 1 300 | 1 800 | 31324JR | 7GB | 15.4 |
| | 260 | 90.5 | 86 | 69 | 4 | 3 | 800 | 1 110 | 1 500 | 2 000 | 32324JR | 2GD | 22.2 |
| 130 | 180 | 32 | 32 | 25 | 2 | 1.5 | 200 | 368 | 1 900 | 2 500 | 32926JR | 2CC | 2.42 |
| | 200 | 45 | 45 | 34 | 2.5 | 2 | 340 | 563 | 1 800 | 2 300 | 32026JR | 4EC | 5.04 |
| | 200 | 55 | 55 | 43 | 2.5 | 2 | 390 | 705 | 1 700 | 2 300 | 33026JR | 2EE | 6.19 |
| | 230 | 43.75 | 40 | 34 | 4 | 3 | 377 | 511 | 1 600 | 2 100 | 30226JR | 4FB | 7.24 |
| | 230 | 67.75 | 64 | 54 | 4 | 3 | 554 | 830 | 1 600 | 2 200 | 32226JR | 4FD | 11.5 |
| | 280 | 63.75 | 58 | 49 | 5 | 4 | 657 | 834 | 1 400 | 1 800 | 30326JR | 2GB | 18.1 |
| 140 | 280 | 72 | 66 | 44 | 5 | 4 | 589 | 748 | 1 200 | 1 600 | 31326JR | 7GB | 18.9 |
| | 190 | 32 | 32 | 25 | 2 | 1.5 | 206 | 390 | 1 800 | 2 300 | 32928JR | 2CC | 2.57 |
| | 210 | 45 | 45 | 34 | 2.5 | 2 | 346 | 585 | 1 700 | 2 200 | 32028JR | 4DC | 5.28 |
| | 210 | 56 | 56 | 44 | 2.5 | 2 | 406 | 758 | 1 600 | 2 200 | 33028JR | 2DE | 6.61 |

On choisira un roulement de diamètre intérieur $d = 130 \text{mm}$ et diamètre extérieur $D = 200 \text{mm}$ de charge dynamique $C_r = C \cdot 1.6 \approx 340 \text{ kN}$ et $C_{0r} = 563 \text{ kN}$.

Avec un facteur de sécurité de 1.6

4.4.4. Conclusion :

Dans cette partie on a déterminé le choix des matériaux pour la combinaison Rail/galet .ensuite on a déterminé pour chaque composante sa grandeur caractéristique (diamètre du galet/largeur du rail) et puis on vérifié la charge admissible du galet à l'aide de la pression d'hertz et la résistance à l'écrasement de l'âme du rail, pour finir avec un calcul de roulement du galet.

4.5. Dimensionnement du motoréducteur du pont roulant

Les calculs de cette partie sont suivant : « Les appareils de levage Tome 1 : Principe et éléments de construction » **Helmut ERNST**. [\[10\]](#)

Les moteurs du pont roulant ont besoin d'un grand couple de démarrage car ils doivent pouvoir accélérer en peu de temps les masses en mouvement jusqu'à la vitesse de régime. En outre les moteurs doivent supporter d'être souvent branchés et débranchés, ils doivent permettre un démarrage progressif à l'aide d'un appareillage approprié. Leur sens de marche doit être réversible et ils doivent être capables d'exercer un couple de freinage.

4.5.1. Choix du moteur électrique

Entre un moteur à courant continu et un moteur asynchrone, le choix du moteur asynchrone est justifié par différentes raisons. Il est actuellement le moteur électrique dont l'usage est le plus répandu dans l'industrie. Son principal avantage réside dans l'absence de contact électrique glissant, ce qui conduit à une structure simple et robuste facile à construire. Le couple de démarrage du moteur asynchrone est moins brusque que celui du courant continu. Son domaine de puissance va de quelques watts à plusieurs mégawatts. Relié directement au réseau industriel à tension et fréquence constantes, il tourne à vitesse variable peu différente de la vitesse synchrone, c'est lui qui est utilisé pour la quasi-totalité des entraînements à vitesse constante.

4.5.2. Fonctionnement du moteur asynchrone

Le stator est accouplé aux trois conducteurs du réseau, tandis que le rotor n'est pas relié au réseau, mais mis en court-circuit ou branché sur des résistances. Le stator crée un champ magnétique tournant qui entraîne le rotor. La différence de vitesse entre les champs tournant et le rotor qu'on appelle le glissement, augmente avec la charge et la résistance dans le circuit du rotor. En pleine charge, et le rotor en court-circuit, elle s'élève à 5 ou 6 % de la vitesse de la vitesse synchrone. Cependant si l'on dépasse une certaine charge -le couple de décrochage- le rotor s'arrête. La vitesse n du champ tournant dépend du nombre p des pôles du stator et de la fréquence f du courant triphasé :
$$n = \frac{60f}{p/2}$$

Avec la fréquence normale de 50Hz et avec des moteurs 2,4, 6, 8,10 on obtient des vitesses synchrones de 3000, 1500, 1000,750 et 600 tr/mn. La vitesse normale des moteurs en pleine charge est inférieure de 5 à 6 % par suite de glissement.

Les moteurs à double polarité possèdent deux enroulements de stator à polarités différentes et permettent ainsi de changer de vitesse en mettant en circuit l'un ou l'autre des enroulements. On obtient la marche en sens inverse en inter-changeant deux des phases du stator.

On choisit un moteur à cage vu qu'il est utilisé dans la plupart des appareils de levage. Sa construction est très simple et robuste. Il s'adapte bien aux conditions d'exploitation et donne un couple de démarrage suffisant (1.6 à 2.5 fois le couple normal) avec une absorption de courant modérée (environ 3 fois le courant normal).

Pour les moteurs à une seule vitesse on choisit un moteur de nombre de pôles **$p=2$ ou 4** suivant si la vitesse à entraîner est grande ou petite. Ces moteurs présentent des risques de démarrage trop brusque une fois la vitesse de régime est grande.

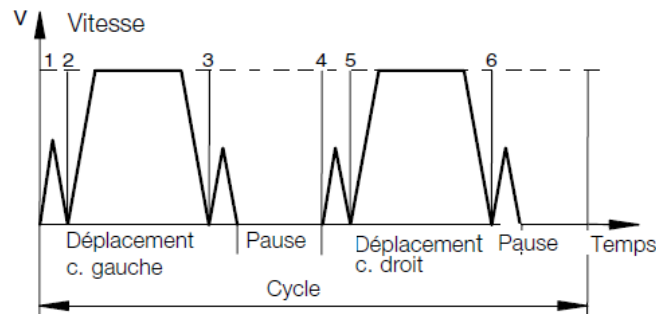


Figure 4-13:moteur à une seule vitesse

Pour les moteurs à 2 vitesses tel que le notre ($v_1=4\text{m/min}$ et $v_2=16\text{m/min}$), ils ont l'avantage d'éviter le démarrage brusque en accélérant de la petite vitesse v_1 jusqu'à la grande vitesse v_2 .

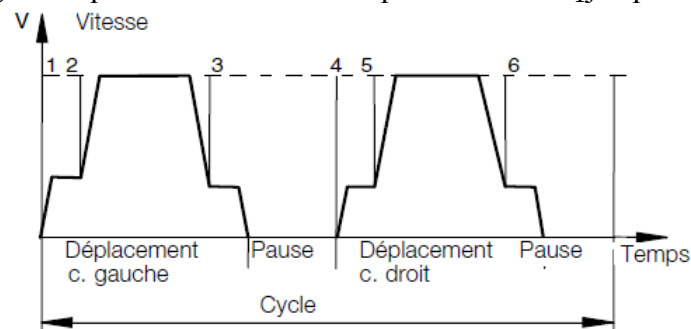


Figure 4-14:moteur à 2 vitesses

Pour le choix des combinaisons de pôles du moteur (x/y) travaillant à 2 vitesses tel que les x pôles servent à entraîner la petite vitesse v_1 et y pôles servent à entraîner la grande vitesse v_2 , on trouve dans le marché des moteurs électriques:

- Moteur (4/2 pôles) avec une vitesse de rotation idéale (1500/3000) tr/min.
- Moteur (8/2 pôles) avec une vitesse de rotation idéale (750/3000) tr/min.
- Moteur (12/4 pôles) avec une vitesse de rotation idéale (500/1500) tr/min.
- Moteur (12/2 pôles) avec une vitesse de rotation idéale (500/3000) tr/min.
- Les vitesses idéales ne prennent pas en considération les pertes suite au glissement sont estimées à 5 ou 6% de la vitesse idéale.

Dans la suite de calcul et vu qu'on a un rapport de vitesse $\frac{v_2}{v_1} = 4$, on choisie un moteur (8/2) capable de travailler soit avec 2 pôles à la fois pour entraîner la vitesse grande v_2 soit avec 8 pôles à la fois pour entraîner la petite vitesse v_1 .

4.5.3. Calcul de la puissance

Pour le choix du type de moteur on se base sur la puissance en régime, c'est-à-dire la puissance qui fournit le moteur pour déplacer la pleine charge à vitesse normale de régime, après la période d'accélération. Pour un pont en translation on calcule cette puissance en cv ($1\text{cv}=735.5\text{W}$):

$$N_r = \frac{(G+Q).w.v}{1000.75.\eta} \text{ (cv)}$$

Avec :

- Q la pleine charge =30000kg
- G le poids propre du pont roulant =4000kg
- v_2 la vitesse normale = 0.27m/s.
- w la résistance au roulement en 49N /tonne =4.9 kg/tonne. (Tableau B-6 -Annexe B)
- η le rendement mécanique=0.8

L'influence du vent peut augmenter la puissance de régime des engins se déplaçant à l'extérieure. Et puisque dans notre cas du pont roulant on est en service avec vent normale on a la puissance de résistance au vent à ajouter.

$$N_{rv} = \frac{F.v_2}{75.\eta} \quad \text{Et} \quad F = S.P_r$$

Avec :

- F =force du vent appliqué sur la surface de la poutre du pont roulant en kg
- S =surface de la poutre en $m^2 = (0.432).8.67=3.75 m^2$
- P_r =pression dynamique en vent normale= $0.65KN/m^2$ (5.1.2.3)

$$N_r = \frac{(G + Q).w.v_2}{1000.75.\eta} + \frac{F.v_2}{75.\eta}$$

$$N_r=1.83 \text{ cv}=1353W$$

Mais la connaissance de la puissance de régime N_r ne suffit pas pour bien choisir un moteur .car très souvent la puissance qu'on peut demander à un moteur n'est pas limitée par son couple, mais par l'échauffement du moteur qui ne doit pas dépasser une certaine limite.cet échauffement dépend du genre de service, marche continue ou marche intermittente .la température d'un moteur à marche continue augmente progressivement jusqu'à une température maximum ,où la génération et l'évacuation de la chaleur s'équilibrent .En marche intermittente ,comme c'est la règle dans les appareils de levage ,le moteur se refroidit pendant les temps d'arrêt .Après un certains nombre de cycles ,le moteur atteint une température stationnaire qui est moins élevée que celle d'un moteur à marche continue fournissant le même couple. Ce qui signifie, qu'en admettant le même échauffement, un moteur peut fournir une puissance bien supérieur en service intermittent qu'en service continu.

En outre, l'échauffement dépend de l'importance relative de la charge. Plus la pleine charge est rare, plus on peut demander au moteur une puissance de régime élevée sans échauffement nuisible.

D'un autre coté il est possible que la charge effective du moteur soit plus grande que la puissance de Régime .Ce cas se présente pour les mécanismes accélérant des masses importantes, par exemple les directions et translations à grande vitesse .En plus du couple nominal un tel moteur doit fournir un couple d'accélération très élevée .les pertes magnétiques et électriques et par conséquent son échauffement sont donc plus importantes qu'on ne le supposerait, si l'on ne juge que sur la puissance de régime.

En résumé, pour bien choisir le type du moteur, il faut tenir compte du service intermittent, de la charge relative et travail d'accélération pour éviter l'échauffement du moteur nuisible.

Dans la suite, on calculera la puissance nominale nécessaire au moteur électrique N_{nom} en tenant compte de chaque influence déjà énoncée et puis on va prendre le maximum de puissances trouvées.

4.5.3.1. Puissance nominale selon le service intermittent :

Service intermittent dépend du facteur de marche F.d.M qui est défini par la formule :

$$F. d. M = 100. \frac{\Sigma \text{Temps de marche}}{\Sigma \text{Temps de marche} + \Sigma \text{Temps d'arret}} \%$$

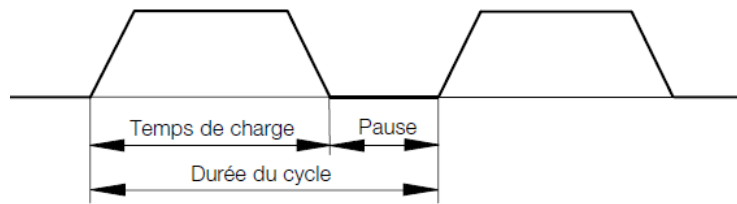


Figure 4-15: facteur de marche

Les catalogues des constructeurs de moteur électrique indiquent les puissances pour des valeurs standardisées de marche, par exemple 15, 25, 40,60%

Selon le facteur de marche, la puissance nominale se calcule approximativement suivant la formule :

$$N_{nom} = K \cdot N_r$$

- Avec K facteur d'amplification qui varie selon la vitesse de translation et le facteur de marche.

Le tableau suivant donne des valeurs de K pour des valeurs de F. d. M standardisées.

Tableau 4-8: indication pour le choix approximatif du moteur

| Type d'appareils de manutention | Facteur de marche F. d. M et facteur d'amplification K | | | | | |
|---------------------------------|--|---|----------------------|---------|----------------------|-----------|
| | Vitesse jusqu'à 1m/s | | Vitesse jusqu'à 2m/s | | Vitesse jusqu'à 3m/s | |
| | F. d. M | K | F. d. M | K | F. d. M | K |
| Pont de montage en translation | 15 à 25% | 1 | 40% | 1 à 1.5 | 40% | 1.5 à 1.8 |

Pour des valeurs de F. d. M qui se trouve ne dehors de valeurs indiqués au tableau comme il est le cas dans notre système avec un F. d. M = 10% , on calcule approximativement le facteur K_{10} pour le F. d. M = 10% , en utilisant le K_{15} propre au F. d. M = 15% par l'approximation suivante :

$$K_{10} = K_{15} \cdot \frac{\sqrt{15}}{\sqrt{10}}$$

D'après le tableau, pour une vitesse de pont roulant $v_2 = 16m/min = 0.27m/s \leq v_2 = 1m/s$.

On a ainsi $K_{15} = 1$ donc $K_{10} = 1.22$

$$N_{nom} = K \cdot N_r = 1.22 \cdot 1353 = 1651W$$

4.5.3.2. Puissance nominale suivant le travail d'accélération :

Pendant le démarrage le moteur fournit une puissance supplémentaire pour accélérer des masse en rotation et en translation .d'un autre coté le freinage électrique peut donner lieu à des intensités de courant dépassant le régime et entraînant un échauffement correspondant du moteur.

Pour accélérer un pont roulant d'un poids propre G et la charge utile Q en un temps t_a (s) de la vitesse $v_1=4m/min$ jusqu'à la vitesse de régime $v_2=16m/min$, en admettant le couple de démarrage constant, on doit fournir une puissance d'accélération N_A qui atteint son maximum à la fin du démarrage :

$$N_A = \frac{G+Q}{g} \cdot \frac{v}{t_a} \cdot \frac{v}{75\eta} \cdot \beta \quad (cv)$$

- Avec $g = 10 \text{ N/kg}$
- t_a = temps d'accélération jusqu'à la vitesse du régime estimé à 40% du temps de marche en vitesse du régime = 5s
- β = un coefficient qui tient compte des masses en rotation .il varie suivant les conditions et peut être estimé à $\beta = 1.1$ à 1.2

S'ajoute à cette puissance N_A la puissance de la résistance au vent lors du démarrage avec la vitesse réduite v_1

$$N_{AV} = \frac{F \cdot v_1}{75 \cdot \eta}$$

$$N_A = \frac{G+Q}{g} \cdot \frac{v}{t_a} \cdot \frac{v}{75\eta} \cdot \beta + \frac{F \cdot v_1}{75\eta} = 1.19 \text{ (cv)} = 875 \text{ W}$$

En plus de la puissance de l'accélération, le moteur doit fournir la puissance de régime N_r . En vérité le couple de démarrage n'est pas constant mais à l'allure d'une courbe en zigzag dont la valeur moyenne se situe entre 1.7 à 2 fois le couple normal, et puisque la puissance est proportionnelle au couple on trouve la puissance nominale nécessaire :

$$N_{nom} = \frac{N_A + N_r}{1.7} \text{ \AA } N_{nom} = \frac{N_A + N_r}{2}$$

On considère la puissance nominale :

$$N_{nom} = \frac{N_A + N_r}{1.7} = 1311 \text{ W}$$

4.5.3.3. Puissance nominal en tenant en compte de la charge relative :

- Charge relative :

Le plus souvent un cycle se compose de mouvements en charge et des mouvements à vide .pour un pont roulant il effectue lors de son cycle un aller en charge et un retour en vide. On tient compte d'une façon approximative et globale de ces variations de charge par un facteur M_r qui représente un moment relatif et qui défini par la moyenne du couple en charge M_R du couple à vide M_0 sur le couple en charge M_r :

$$M_r = \frac{M_R + M_0}{2M_R}$$

- Echauffement du moteur :

Un mouvement avec pleine charge se compose de trois périodes : temps démarrage t_a avec la puissance $N_A + N_r$, temps de marche en régime t_1 avec la puissance N_r et temps de freinage électrique t_f avec la puissance N_f .

La puissance thermiquement équivalente se trouve approximativement avec la durée totale t du mouvement, à l'aide de la formule :

$$N_{mt} = \sqrt{\frac{(N_A + N_r)^2 \cdot t_a + N_r^2 \cdot t_1 + N_f^2 \cdot t_f}{t}}$$

La puissance nominale nécessaire au point de vu théorique se calcule à l'aide du facteur la charge relative r lié à la charge relative :

$$N_{nom} = N_{mt} \cdot r$$

r : est tiré du tableau suivant :

Tableau 4-9:facteur de charge relative

| | | | | | | |
|-----------------------|------|------|------|------|------|------|
| Charge relative M_r | 0.55 | 0.60 | 0.70 | 0.80 | 0.90 | 1.00 |
| r | 0.74 | 0.74 | 0.76 | 0.83 | 0.91 | 1.00 |

Pour le calcul de M_r , N_f , N_{mt} et N_{nom} :

- M_R la moyenne du couple en charge dans notre cas est 17820 kg (calculée au §4.1)
- M_0 le couple à vide =4000kg
- $M_r=0.61$ donc $r=0.74$
- $t_a = t_f = 5S$
- $t_1 = \frac{\text{course parcourue}}{v_2} = \frac{3m}{0.27} = 12 s$
- $N_f = (N_r - N_A) \cdot \eta^2 = 0.41 \text{ cv} = 302 \text{ W}$ (puissance du freinage nécessaire)
- $N_{mt} = 1.98 \text{ cv} = 1457 \text{ W}$
- $N_{nom} = 0.74 \cdot 1457 = 1078 \text{ W}$

On remarque que la puissance nominale tenant compte de l'échauffement est faible par rapport aux autres puissances calculées, ceci est du à la faible charge relatif et aussi au service intermittent qui permet le refroidissement des moteur électriques lors des pauses

4.5.3.4. Conclusion :

Pour le choix définitif on prend le maximum des charges nominales calculées .Le maximum est donné par le facteur de marche et qui est de valeur de :

$$N_{nom} = 1651 \text{ W}$$

Caractéristiques du moteur électrique choisi :

- $v_1=4\text{m/min}$ pour une puissance nominale de $\frac{N_{nom}}{4} = 413 \text{ W}$.
- $v_2=16\text{m/min}$ pour une puissance nominale de $N_{nom} = 1651 \text{ W}$.

4.5.4. Choix et calcul du motoréducteur :

Lors des calculs précédents on a déterminé la puissance nominale nécessaire à la translation du pont roulant. Il reste à choisir maintenant le mode d'entraînement des galets du pont roulant.

4.5.4.1. Motoréducteur à entraînement centrale

C'est un motoréducteur capable d'entraîner les 2 galets du pont à la fois [7]

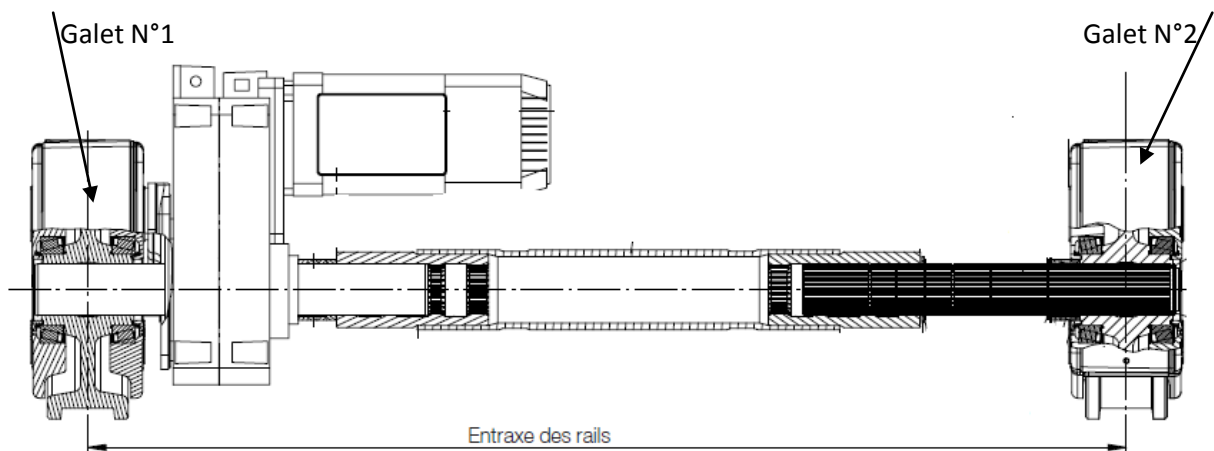


Figure 4-16: motoréducteur à entraînement centrale

La puissance nominal du motoréducteur sera de $N_{nom} = 1651 \text{ W}$.

Dans cette configuration on aura un entraxe équivalent à la portée du pont roulant =8.67m ce qui présente des risques de rupture par flexion, torsion .on évitera cette solution quoique elle présente l'avantage d'une commande moteur synchrone des 2 galets.

4.5.4.2. Motoréducteur à entraînement individuel :

Les 2 galets du pont roulant seront entraînés chacun par un motoréducteur de puissance nominale de $N_2 = \frac{N_{nom}}{2} = 826W$ pour la vitesse $v_2=16m/min$ et $N_1 = \frac{N_2}{4}=207W$ pour la vitesse $v_1=4m/min$.

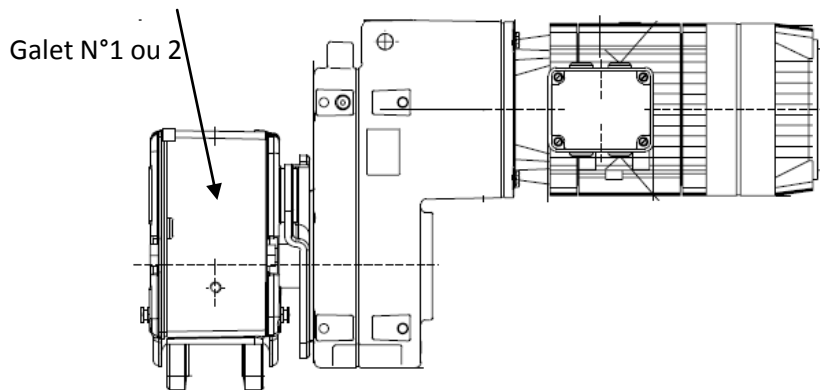


Figure 4-17: motoréducteur à entraînement individuel

C'est la solution à retenir dans la suite du calcul.

4.5.4.3. Rapport de réduction du motoréducteur à choisir :

Les vitesses de rotations des galets (diamètre $\phi = 400mm$) par le moteur ($v_1=4m/min$ et $v_2=16m/min$) sont :

- $\omega_1 = \frac{v_1}{\frac{\phi}{2}} \approx 3.2 \text{ tr/min}$
- $\omega_2 = \frac{v_2}{\frac{\phi}{2}} \approx 12.7 \text{ tr/min}$

Pour un moteur 8/2 pôle, on aura des vitesses normales (g =glissement=6%) de ($n_1=705/n_2=2820 \text{ tr/min}$).

- Pour passer de la vitesse $n_2=2820 \text{ tr/min}$ jusqu'à $\omega_2 = 16 \text{ tr/min}$ et de même pour passer de n_1 jusqu'à ω_1 , il faut un rapport de réduction $i \approx \frac{n_2}{\omega_2} \approx \frac{n_1}{\omega_1} \approx 176$

4.5.5. Sélection d'un motoréducteur à partir des catalogues des fournisseurs :

Dans la vaste gamme des motoréducteurs existant dans le monde industrielle, deux sont plus souvent utilisés dans la translation et la direction des ponts roulant à savoir :

- Motoréducteur à arbre parallèle
- Motoréducteur à couple conique

Les deux motoréducteurs présentent des avantages :

- Une grande fiabilité de fonctionnement
- Des couples très élevés
- Des charges admissibles radiales et axiales élevées
- Un fonctionnement silencieux
- Des rapports de réduction très élevée pour un moins nombre d'étage ne dépassant pas 3 étages.

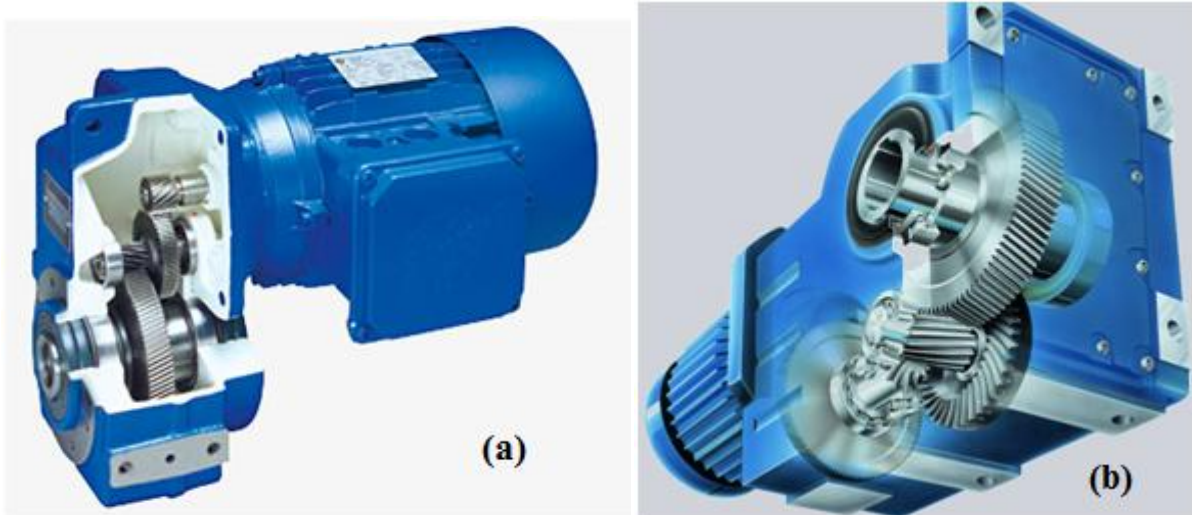


Figure 4-18: motoréducteur à arbre parallèle (a), à couple conique (b)

Toutefois le motoréducteur à arbre parallèle se distingue par sa configuration compacte et moins encombrante d'où le choix de ce type. On choisit un motoréducteur à cage de 8/2 pôles de vitesse (660/2650 tr/min) et de puissance de (0.42/1.9 KW) avec un rapport de réduction $i = 175$. [7]

4.6. Dimensionnement des Tampons du pont roulant :

Les tampons sont des amortisseurs à grande capacité d'absorption d'énergie cinétique, ils sont nécessaires si l'on veut éviter que des déformations dangereuses se produisent sur la charpente en cas de collision d'ensembles de translation ou lors du tamponnement avec butée de fin de course.

Tout le volume du tampon est mis à contribution, les contraintes exercées par la charge se répartissant sur toute la section du tampon. La zone d'impact que le tampon vient heurter doit d'au moins 1.2 fois le \varnothing diamètre du tampon. Les tampons sont fabriqués d'une matière élastique caractérisée par une grande capacité d'amortissement.

Les caractéristiques générales d'un tampon sont :

- Compression dynamique f_i jusqu'à 70%
- Reprise de forme rapide après déformation extrême
- Haute résistance à l'usure
- Haute absorption de l'énergie cinétique
- Absence totale d'entretien

Les trois formes standard d'un tampon sont :

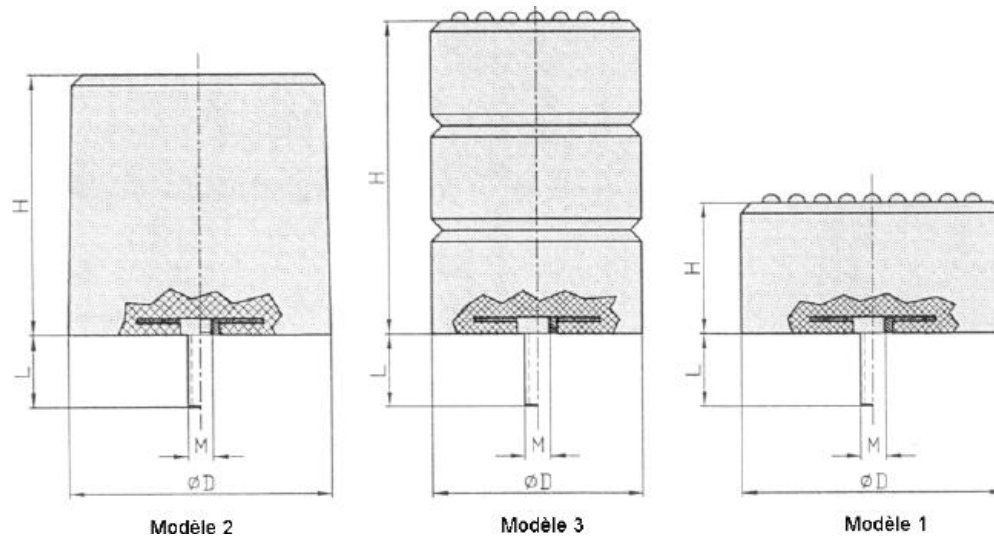


Figure 4-19:modèles de tampons standards [24]

On peut avoir pour chaque diamètre de tampons différentes hauteurs selon les rapports suivant :

- 1 /0.5 pour le modèle 1, forme cylindrique
- 1/1 pour le modèle 2, forme légèrement conique
- 1/1.5 pour le modèle 3, forme cylindrique

4.6.1. Calcul du tampon :

On considère qu'en service normale les ponts roulant ne heurtent les tampons ou n'entrent en collision que rarement d'où ils entrent dans la combinaison des charges comme action accidentelle (voir §5.3.3.3.).

La capacité d'absorption d'énergie cinétique doit être calculée $w = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2$:

Avec :

- $m=Q + G=29000\text{Kg}$
- $V =16\text{m/min}= 0.26\text{m/s}$
- donc $w =1014\text{Nm}=1.01\text{KNm}$.

Cette énergie du pont doit être divisée absorbée par les 2 tampons d'où :

- $w_i = \frac{w}{2} \approx 0.6\text{KNm}$ Pour chaque tampon.
- On fixe un critère de compression $f_i =65\%$

4.6.2. Caractéristiques du tampon:

On choisi un tampon modèle (2) de D/H : 125/125 mm (voir Annexe B-3)

- de critère de compression $f_i =65\%$
- L'énergie d'absorption $w = 1.5 \cdot w_i = 0.8\text{KNm}$ (facteur de sécurité =1.5)
- De force finale d'impact $F=37\text{KN}$
- Et de raideur $K = \frac{F}{\Delta H} = \frac{37 \cdot 10^3}{0.65 \cdot 125 \cdot 10^{-3}}$ avec $\Delta H = f_i \cdot H$

4.6.3. Conclusion :

Le dimensionnement des tampons est très important en vue de réduire l'impact d'une éventuelle collision sur la charpente métallique ce qui peut être néfaste sur la sécurité du pont roulant .dans le chapitre charpente métallique on va prendre en compte l'action des tampons considérée comme accidentelle.

CHAPITRE 5 : DIMENSIONNEMENT DE LA CHARPENTE METALLIQUE

5.1. Calcul de la poutre du pont :

Les normes utilisées dans le dimensionnement de la poutre de pont du sommier et de la structure support du pont roulant sont les suivantes :

- Eurocode 1 «Bases de calcul et actions sur les structures» et Document d'Application Nationale - Partie 1 : Bases de calcul (Avril 1996). [\[16\]](#)
- Eurocode 1: Bases de calcul et actions sur les structures - Partie 5: Actions induites par les ponts roulants et autres machines (Novembre 1998). [\[17\]](#)
- Eurocode 3 : Calcul des structures en acier et document d'application nationale - Partie 6 : Chemins de roulement (Avril 2002). [\[18\]](#)
- Eurocode 3 : Calcul des structures en acier et document d'application nationale - Partie 1-1 : Règles générales et règles pour les bâtiments (Décembre 1992). [\[19\]](#)
- Règles NV 65 (neige et vent première édition en 1965) : Règles définissant les effets de la neige et du vent sur les constructions et annexes (Février 2009). [\[20\]](#)
- RPS 2000 : Règlement de construction parasismique (2002). [\[21\]](#)

5.1.1. Choix du profil

La poutre de pont c'est la poutre sur laquelle roule les galets du chariot du pont roulant. Les poutres de pont peuvent être de type profil ou caisson.

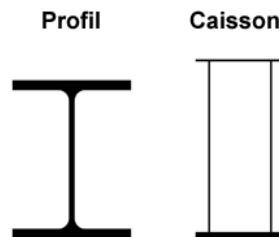


Figure 5-1 : Types de profil pour la poutre de pont

Les dimensions du chariot pour palan pneumatiques sont réduites. La semelle d'un profil en caisson a une dimension importante. Pour le cas du palan choisi, selon le document constructeur la largeur de la semelle doit être comprise entre 143 et 310mm. Le choix le plus approprié est donc une poutre en profil. Le constructeur recommande le choix d'un profil IPE, IPN ou HE.

Le choix des profilés doit s'orienter vers des sections qui minimisent les dimensions géométriques et maximisent la résistance et la rigidité liées à la fonction porteuse du profilé. Par exemple, un profil creux rectangulaire est donc préférable à une section tubulaire circulaire, car pour un même module de section, la hauteur du premier élément est inférieure à celle du second.

Le choix entre le profil IPE et IPN dépend de la forme des galets du chariot. Dans le palan choisi le galet à boudin à un diamètre de roulement constant = 225 mm. Pour avoir un contact entre le galet et la poutre il convient de choisir un profil IPE ou HE.

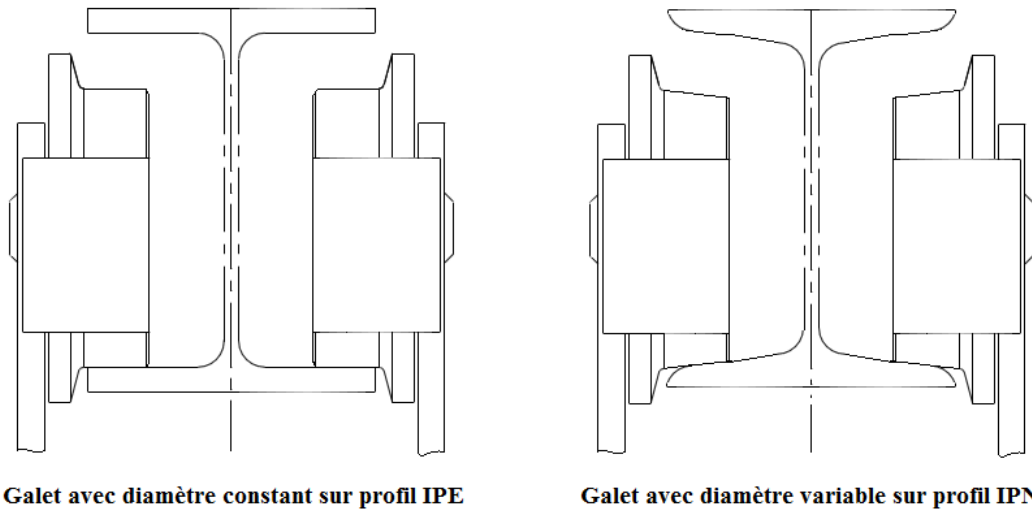


Figure 5-2 : Poutre de pont en IPE/ IPN

En général, les poutres en I sont plus résistantes à la flexion que les poutres en H : elles disposent d'une profondeur d'âme plus importante et une masse linéique plus faible. On choisi pour commencer une poutre **IPE 600** qu'on va vérifier puis faire quelques itérations afin d'optimiser la section.

La nuance d'acier à utiliser quand à elle, dépend du type d'ouvrage en question, de l'importance des sollicitations et des portées et élancements à franchir. Cela s'explique par le fait que les grandes nuances ont un coût au Kg plus élevé mais permettent de gagner sur les poids. Elles conviennent plus lorsque la résistance constitue la condition déterminante.

Toutefois, il faut s'assurer par la suite qu'il n'y a pas lieu de forme d'instabilité. Par contre, si c'est la déformation qui est la condition déterminante, quand on est en présence d'un dépassement de flèche admissible ou de problème d'instabilité de forme (déversement, flambement ou voilement), on utilisera des aciers doux qui sont moins onéreux et les plus utilisés dans les constructions métalliques. La nuance S235 est la plus courante dans les charpentes métalliques. On choisira cette nuance pour notre premier calcul.

- **Les caractéristiques du profil choisi :**

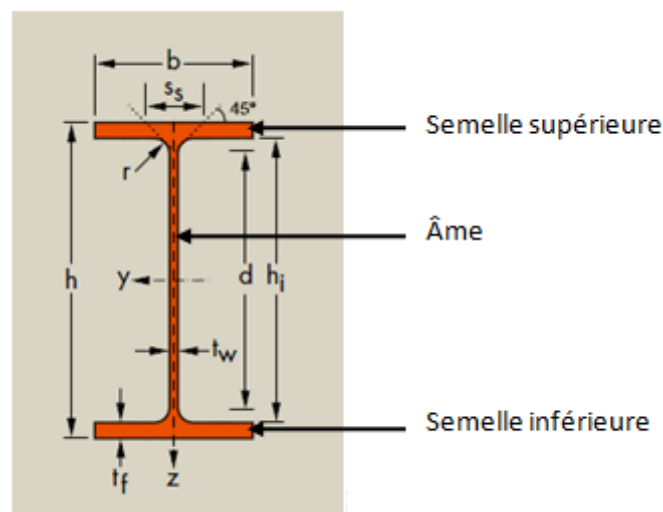


Figure 5-3 : Section de la poutre de pont

Tableau 5-1: Dimension de la section de poutre de pont

| Désignation | Dimensions | | | | | | Dimensions de construction | | | | | Surface | |
|-------------|------------|---------|---------|----------------------|----------------------|---------|--|----------------------|---------|-----|------------------------|------------------------|-------------------------------------|
| | G kg/m | h mm | b mm | t _w mm | t _f mm | r mm | A mm ² x10 ² | h _i mm | d mm | Ø | P _{min} mm | P _{max} mm | A _L m ² /m |
| IPE 600 122 | 600 | 220 | 12,0 | 19,0 | 24,0 | 156 | 562,0 | 514,0 | M 27 | 116 | 118 | 2,015 | 16,45 |

5.1.2. Les actions à considérer :

Les actions ont été selon la norme Eurocode 1 partie 5 : Actions induites par les ponts roulants et autres machines.

Les charges sont divisées en 4 catégories :

- Actions permanentes
- Actions d'exploitation
- Action de vent
- Action accidentelle

5.1.2.1. Charge permanente :

Poids propre de la poutre (G). Elle dépend du profilé choisi, plus la masse linéique du profilé est importante, plus cette charge est plus importante.

5.1.2.2. Charges d'exploitation :

Q_c : Poids propre du chariot.

Q_H : Masse à lever

H_L : Efforts horizontaux longitudinaux dues à l'accélération du palan

Q_T : Charge d'essai

Pour prendre en compte les effets dynamiques, ces charges seront multipliées par les coefficients suivants :

Tableau 5-2 : Coefficients d'amplification dynamique pour la poutre de pont

| Coefficients d'amplification dynamique | Effets à prendre en compte | À appliquer à |
|--|---|--|
| φ_1 | Excitation vibratoire de la structure d'un appareil de levage due au décollage de la masse à lever du sol | Poids propre du palan |
| φ_2 | Effets dynamiques du transfert de la masse à lever du sol à l'appareil de levage | masse à lever |
| φ_3 | Effet dynamique d'une libération brutale de la charge utile, par exemple en cas d'utilisation d'un grappin ou d'un aimant | masse à lever ; |
| φ_4 | Effets dynamiques induits par le déplacement sur les voies de roulement. | Poids propre du palan et masse à lever |
| φ_5 | Effets provoqués par des forces d'entraînement | Forces d'entraînement |
| φ_6 | Lorsqu'une charge d'essai est mue par les transmissions suivant le mode d'utilisation de l'appareil de levage. | Charge d'essai |

Calcul des coefficients : φ_1 à φ_4 :

$$\varphi_1 = 1 \pm a \text{ où } 0 < a < 0,1$$

Les deux valeurs $(1 + a)$ et $(1 - a)$ reflètent les valeurs supérieures et inférieures des impulsions vibratoires. Pour le dimensionnement de la poutre on prend la valeur maximale des impulsions vibratoires.

$$\varphi_1 = 1,1$$

$$\varphi_2 = \varphi_{2,min} + \beta_2 V_h$$

V_h : Vitesse constante de levage en [m/s]

$$V_h = 0,8 \text{ m/min} = 0,02 \text{ m/s}$$

| Classe de levage de l'appareil | β_2 | $\varphi_{2,min}$ |
|--------------------------------|-----------|-------------------|
| HC1 | 0,17 | 1,05 |
| HC2 | 0,34 | 1,10 |
| HC3 | 0,51 | 1,15 |
| HC4 | 0,68 | 1,20 |

Le pont roulant qu'on conçoit et un pont de montage et de démontage. Selon l'Eurocode1 partie 5 la classe de levage de l'appareil est HC2.

On a donc

$$\beta_2 = 0,34$$

$$\varphi_{2,min} = 1,10$$

$$\varphi_2 = 1,1$$

$$\varphi_3 = 1 - \frac{\Delta_m}{m} (1 + \beta_3)$$

Tel que

Δ_m : Est la masse libérée ou tombée de la charge

m : Masse à lever totale

$\beta_3 = 0,5$ Pour les appareils de levage équipés de grappin ou de dispositifs à libération lente.

$\beta_3 = 1$: Pour les appareils de levage équipés d'aimants ou de dispositifs à largage rapide.

L'appareil de levage sera équipé d'un simple crochet d'où $\Delta_m = 0$

$$\varphi_3 = 1,0$$

$$\varphi_4 = 1,0$$

A condition de respecter le dimensionnement des rails comme prévue dans les Eurocodes.

Le poids du chariot + palan est égale à 840kg. Ce poids sera majoré à 1000kg dans la suite du calcul.

$$Q_c = 10 \text{ KN/galet}$$

$$Q_H = 250 \text{ KN/galet}$$

Les charges longitudinales H_L produites par les accélérations et les décélérations des appareils de levage résultent de la force d'entraînement au niveau de la surface de contact du rail avec la galet. Elles sont calculées par la formule suivante :

$$H_{L,i} = \varphi_5 K \frac{1}{n_r}$$

Où :

n_r : est le nombre de poutres de roulements

K : est la force d'entraînement

φ_5 : est le coefficient d'amplification dynamique

i : rangée de galets

- $n_r = 1$ (une seule poutre de roulement)
- La force d'entraînement K :

Il convient d'adopter une force d'entraînement K sur le galet entraîné empêchant la rotation du galet.

La force d'entraînement K est calculée comme suit :

$$K = \mu \cdot Q_c^*$$

μ : est le coefficient de frottement.

Le coefficient de frottement μ peut être considéré comme égal à :

$\mu = 0.2$: Pour acier sur acier ;

$\mu = 0.5$: Pour acier sur acier caoutchouc.

Pour un système d'entraînement à un seul galet

$$Q_c^* = m_w \cdot Q_c$$

- Coefficients d'amplification dynamique φ_5 :

$\varphi_5 = 1,0$ Pour les forces centrifuges

$1 \leq \varphi_5 \leq 1,5$ Correspond aux systèmes dans lesquels les forces varient sans à-coup

$1,5 \leq \varphi_5 \leq 2$ Lorsque des variations brutales se produisent

$\varphi_5 = 3,0$ Pour les systèmes d'entraînement comportant des jeux significatifs

Pour un chariot pneumatique les mouvements de translation et levage sont précis et fluides, on considère que les forces varient sans à-coup.

m_w : Nombre de systèmes d'entraînement à un seul galet.

$$\Rightarrow m_w = 2$$

$$\Rightarrow Q_c^* = 5\text{KN}$$

$$\Rightarrow K = 1\text{KN}$$

$$\Rightarrow H_{L,i} = 1.5\text{KN}$$

$$\Rightarrow H_L = 0.75\text{KN/galet}$$

5.1.2.3. Charges de vent :

Dans ce paragraphe on calcule les charges du vent pour toute la structure du pont roulant suivant les règles NV- 65.

Le pont roulant sera installé dans un bâtiment broyeur non protégé contre le vent d'où la nécessité de prendre en compte l'action des vents sur la structure du pont.

Le pont roulant fonctionnera dans 2 cas de service :

- Service normale avec vent : le pont fonctionnera normalement avec la charge nominale sous l'action d'un vent limite à ne pas dépasser dans notre cas c'est le vent normal.
- Hors service avec vent extrême : le pont roulant est hors fonctionnement aucune charge n'est levée, le vent sera maximum dans cas c'est le vent extrême dans la région

Le vent souffle dans toutes les directions mais pour le calcul on suppose que la direction d'ensemble moyenne est horizontale et on considérera les directions les plus dangereuses :

- Le vent transversal V_t ;
- Le vent longitudinal V_l ;

Classement de la structure :

Les règles définissent les constructions d'après :

- Leur forme d'ensemble : construction prismatique (prisme à 10cotés) a base quadrangulaire.

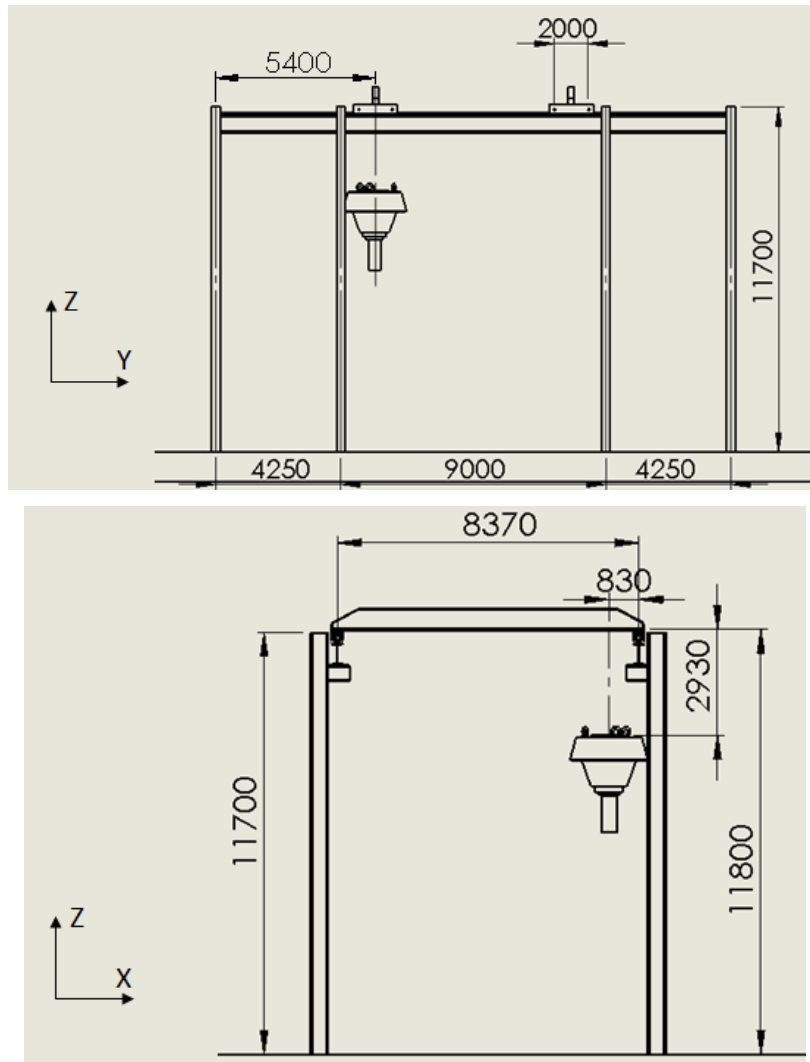


Figure 5-4 : les 10 cotes du pont roulant

- Leur position dans l'espace : construction reposant sur le sol

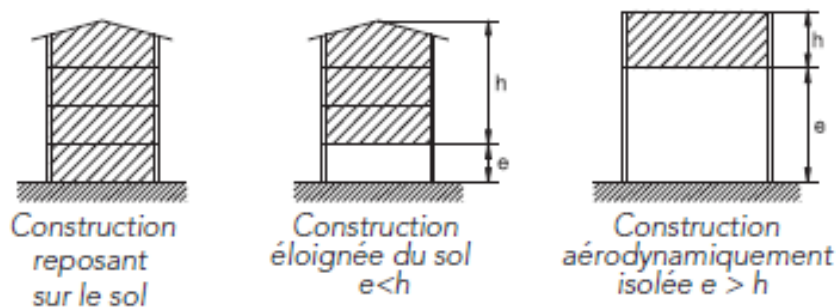


Figure 5-5 : type de positionnement des constructions

- La perméabilité de leur paroi : construction ouverte présentant des parois d'une perméabilité au vent de plus de $\mu \geq 35\%$.

Avec μ : la somme des aire ouvertes en % de l'aire totale.

Pression résultante sur les parois du pont roulant:

Pour chaque paroi du pont, la pression se calcule par :

$$P_r = q(c_e - c_i)$$

Avec q la pression résultante qui est égale à :

$$q = q_H \cdot \gamma \cdot K_s \cdot K_m \cdot \delta$$

c_e : Coefficient de pression extérieure.

c_i : Coefficient de pression intérieure.

Avec :

- q_H : Pression dynamique tenant compte de la hauteur.
- γ, K_s, K_m, δ sont des coefficients de réduction que l'on déterminera par la suite.

Les coefficients c_e et c_i sont affectés du signe (+) s'ils représentent des surpressions et du signe (-) s'ils représentent des dépressions. La différence ($c_e - c_i$) est algébrique. L'action résultante sur la paroi est une surpression si elle est positive et une dépression si elle est négative.

❖ Pression dynamique normale

La pression dynamique est donnée en fonction de la vitesse du vent par :

$$q = V^2/16.3 \quad \text{en daN/m}^2.$$

D'après la carte du vent au Maroc, la vitesse maximale caractéristique dans la ville de Fès est :

$$V_{\text{extreme}} = 44 \text{ m/s}$$

- La pression dynamique extrême est donc : $q_{\text{extreme}} = 118.77 \text{ daN/m}^2$

La pression dynamique normale vaut alors : $q_{\text{normale}} = q_{10} = \frac{q_{\text{extreme}}}{1.75} = 67.86 \text{ daN/m}^2$

La pression dynamique de base q_{10} est celle qui s'exerce à une hauteur de 10 m au-dessus du sol pour un site normal sur un élément dont la plus grande dimension est égale à 0,50 m.

❖ Effet de la hauteur k_h

La pression dynamique varie avec la hauteur de la construction. On ne tient compte de cette variation que si la hauteur dépasse 10m.

Pour un vent normal :

- $q_H = q_{10}$ si $h \leq 10 \text{ m}$
- $q_H = 2.5 q_{10} \frac{h+18}{h+60}$ si $10 < h < 500 \text{ m}$

Le pont à une hauteur de 11.8m donc :

$$q_{Hh} = 70.41 \text{ daN/m}^2$$

Pour un vent extrême :

$$q_{He} = 1.75 \cdot q_{Hh} = 123.22 \text{ daN/m}^2$$

- La hauteur h est prise depuis le pied de la construction si celle-ci est placée sur un terrain dont la pente est inférieure à 0,3 (c'est notre cas).

❖ Effet de site K_s :

Voir annexe D $K_s = 1$

❖ Effet de masque k_m :

Voir annexe D. $k_m = 1$

❖ Effet de dimension δ :

Les pressions dynamiques s'exerçant sur les éléments d'une construction doivent être affectées d'un coefficient de réduction δ fonction de la plus grande dimension (horizontale ou verticale) de la surface offerte au vent (maître couple) intéressant l'élément considéré, et de la cote du point le plus haut de cette surface.

- Pour un vent suivant \vec{y} : la plus grande distance c 'est la hauteur du poteau $H=11.8 \text{ m} < 30$

Coefficient de réduction
des pressions dynamiques δ

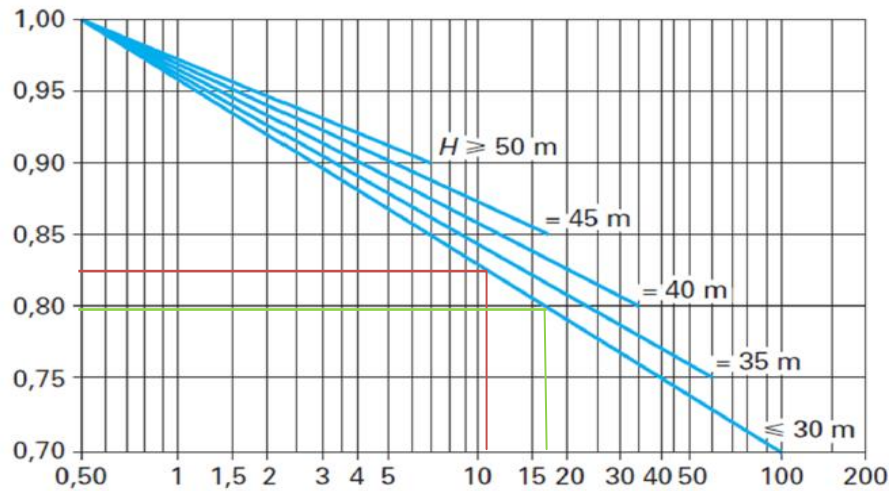


Figure 5-6 : Le coefficient de réduction des pressions dynamiques

On trouve donc le coefficient $\delta_y = 0.82$

- Pour un vent suivant $\vec{-x}$: la plus grande distance c 'est la longueur de la poutre de roulement $L=17.8\text{m} < 30$.
On trouve d'après la même courbe $\delta_{-x}=0.79$

❖ Le coefficient γ_0 :

Nous déterminons les facteurs de forme λ_a et λ_b qui permettent de déterminer γ_0 .

- Pour un vent suivant \vec{y} :

$$\lambda_b = \frac{h}{b} = \frac{11.8}{8.37} = 1.4 \quad \text{Donc} \quad 1 \leq \lambda_b \leq 2.5 \quad \text{et} \quad \frac{a}{b} = 1.9$$

Ce qui donne d'après le graphe (annexe D) $\gamma_{0y} = 1$

- Pour un vent suivant $\vec{-x}$:

$$\lambda_a = \frac{h}{a} = 0.66 \quad \text{Donc} \quad 1 \leq \lambda_a \leq 2.5 \quad \text{et} \quad \frac{a}{b} = 1.9$$

Ce qui donne d'après le graphe (annexe D) $\gamma_{0x} = 1$

❖ Actions extérieures :

Les surfaces verticales (parois) du pont sont soumises au vent dans les 2 directions du vent.

On distingue entre surface soumis au vent et surface sous vent :

- La surface S1 est soumise au vent \vec{y} .
- La surface S2 est soumise au sous vent \vec{y} .
- La surface S3 est soumise au vent $\vec{-x}$
- La surface S4 est soumise au sous vent $\vec{-x}$

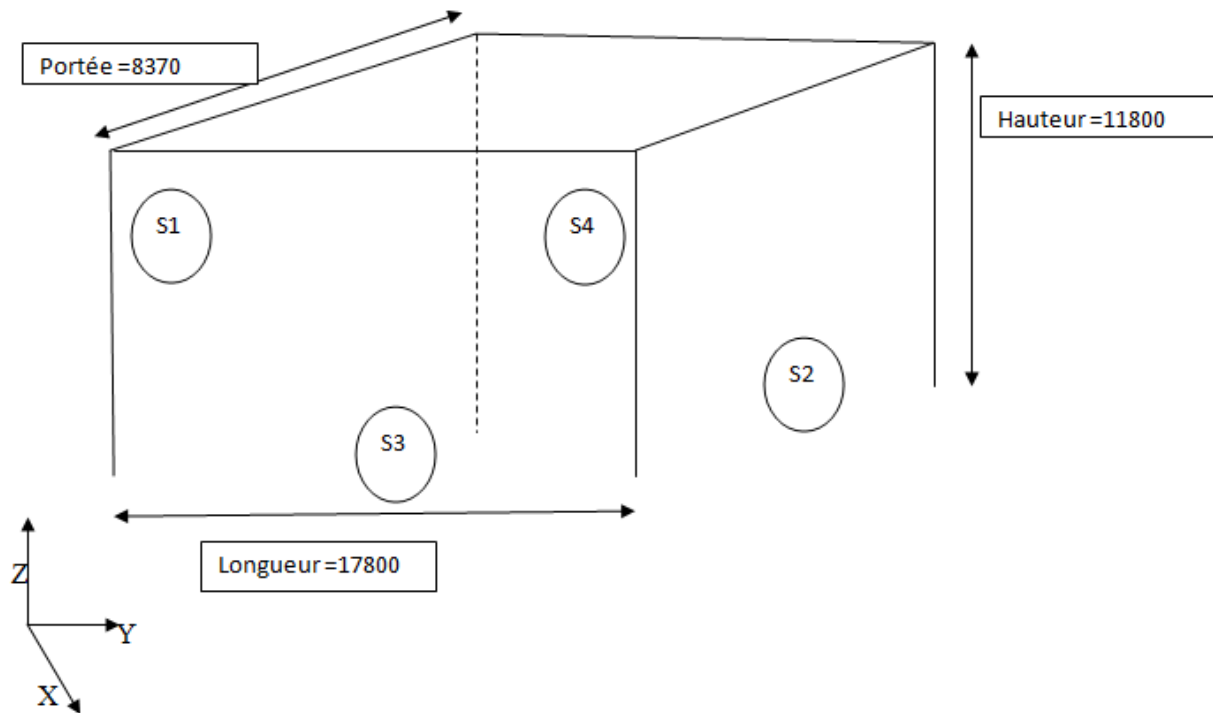


Figure 5-7 : surfaces du pont soumises au vent

- Pour la surface au vent :

$$c_e = 0.8$$

- Pour les surfaces sous vent :

$$c_e = -(1.3 \gamma_0 - 0.8) = -0.5$$

❖ Actions intérieur

Les parois des constructions en général ne sont pas parfaitement étanches. Les volumes intérieurs sont alors soumis à des pressions ou des dépressions intérieures caractérisées par le coefficient de pression intérieure c_i ($c_i > 0$ pour une surpression, $c_i < 0$ pour une dépression). La valeur du coefficient c_i est fonction :

- du coefficient γ_0 de la construction ;
- de la perméabilité μ des parois :
 - $\mu \leq 5\%$: La paroi est dite fermée ;
 - $\mu \geq 35\%$: La paroi est dite ouverte ;
 - $5\% < \mu < 35\%$: La paroi est dite semi-ouverte.

Dans note structure du pont roulant les parois sont ouvert donc $\mu \geq 35\%$

- $c_i = -0.6(1.3 \gamma_0 - 0.8) = -0.3$, pour les surface au vent ($\gamma_0 = \gamma_{0x} = \gamma_{0y} = 1$).
- $c_i = 0.6(1.8 - 1.3 \gamma_0) = 0.3$, pour les surface sous vent

❖ Récapitulation :

Les actions intérieures ainsi que les actions extérieures dues au vent suivant les deux directions sont représentées par les figures suivantes :

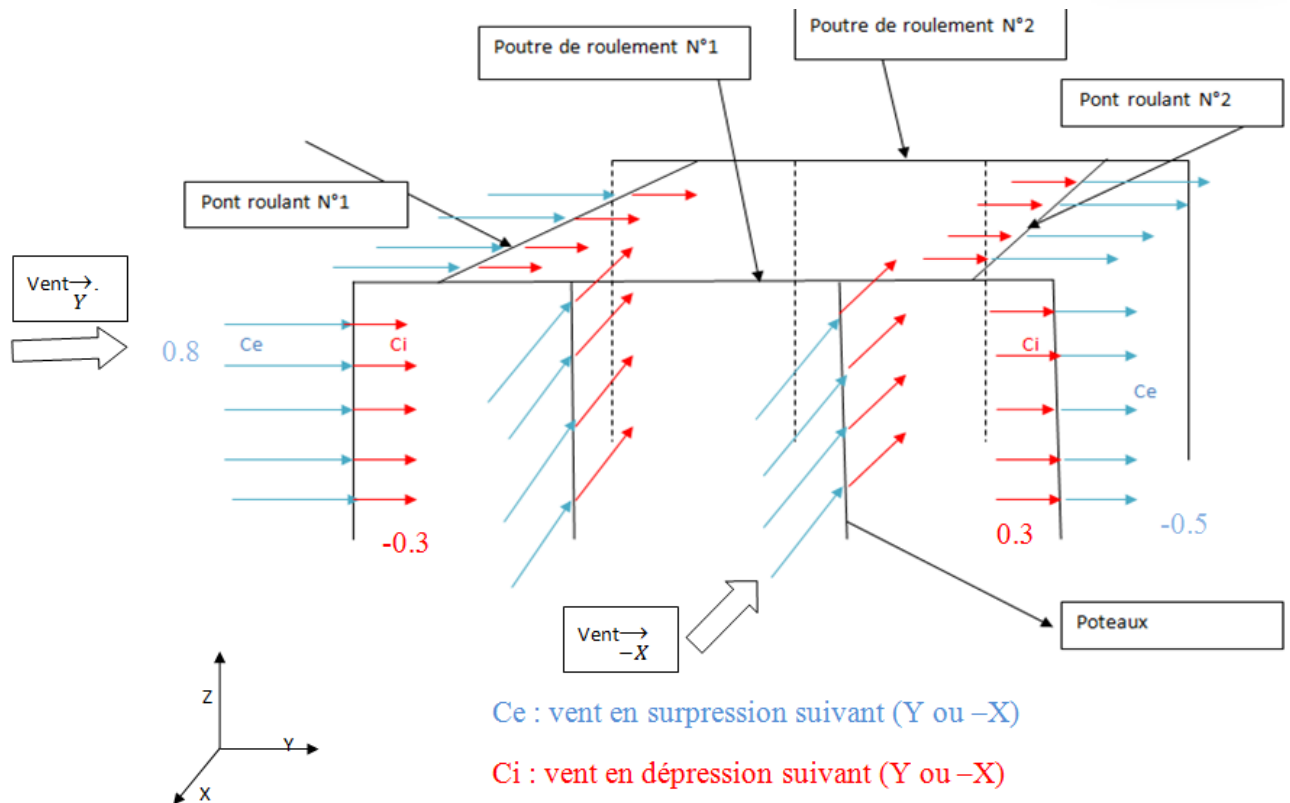


Figure 5-8 : Coefficients de pression intérieure et extérieure sur chaque paroi pour les 2 vents.

Action résultante unitaire (par unité de surface) et totale sur une paroi :

Dans la suite de calcul on va calculer l'action résultante pour le vent extrême et puis on divisera le résultat par 1.75 pour revenir à l'action du au vent normale.

L'action résultante unitaire et totale sur une paroi est égale à :

$$P_r = q(c_e - c_i) = q = q_{He} \cdot \gamma \cdot K_s \cdot K_m \cdot \delta \cdot (c_e - c_i)$$

Avec :

$$q_{He} \cdot \gamma \cdot K_s \cdot K_m = 101 \text{ daN/m}^2 = 1.01 \text{ KN/m}^2$$

Pour un vent suivant \vec{y} : $\delta_y = 0.82$ et $P_r = 1.01 \cdot (c_e - c_i)$

Pour un vent suivant $\vec{-x}$: $\delta_{-x} = 0.79$ et $P_r = 0.97 \cdot (c_e - c_i)$

Le tableau ci-dessous comporte les pressions dynamiques agissant sur chaque surface du pont roulant. Pour trouver les pressions dynamiques en condition de vent normal, il suffit de diviser les valeurs précédentes du tableau par 1,75.

Tableau 5-3 : les pressions dynamique sur la structure du pont

| Direction du vent | Surface du pont | c_e | c_i | Pression dynamique en service avec vent normal (KN/m^2) | Pression dynamique en hors service avec vent extrême (KN/m^2) |
|-------------------------|-----------------|-------|-------|---|---|
| Vent suivant \vec{y} | S1 | 0.8 | -0.3 | 0.65 | 1.15 |
| | S2 | -0.5 | 0.3 | -0.45 | -0.8 |
| Vent suivant $\vec{-x}$ | S3 | 0.8 | -0.3 | 0.62 | 1.1 |
| | S4 | -0.5 | 0.5 | -0.43 | -0.76 |

5.1.2.4. Charges accidentelles :

- **Force de tamponnement :**

Sous réserve que la charge utile soit libre de se balancer la force de tamponnement lié au déplacement du chariot, peut être considérée comme égale à 10 % de la somme de la masse à lever et du poids du chariot.

Dans le cas présent la charge est libre de se balancer.

$$H_B = 0.1 \times (Q_c + Q_H)$$

$$H_B = 26KN$$

- **Force de renversement H_{TA} :**

Calcul estimatif effectué selon la norme FEM (fédération européenne de manutention section 1 année 1962.

Calcul de l'action du vent sur la charge la plus volumineuse \Rightarrow le galet complet :

On admet que le vent peut souffler horizontalement dans toutes les directions. L'action du vent dépend essentiellement de la forme de l'élément. Cette action se traduit par des efforts de surpression et de dépression dont les valeurs sont proportionnelles à la pression aérodynamique. La pression dynamique normale $P_r = 0.65KN/m^2$ (voir §5.1.2.3)

L'effort dû à l'action du vent sur la charge est une force dont la composante dans la direction du vent est donnée par la relation :

$$P = AP_r$$

P : est l'effort résultant en N

A : est la surface offerte au vent en m^2

P_r : est la pression dynamique normale

A : Surface de projection du galet dans l'axe horizontal

$$\Rightarrow A = 3m^2$$

$$\Rightarrow P = 1.95KN$$

On suppose que l'effort résultant est transmis totalement à la poutre par l'action des galets

$$P = 0.49KN$$

Appliquée en chaque point de contact du galet avec la poutre.

5.1.3. Les combinaisons de charges :

Le tableau suivant donne les groupes de charges à considérer comme une seule action induite par le chariot du pont roulant.

Tableau 5-4: Combinaison de charges pour la poutre de pont

| | Symbole | Groupes de charges | | | | | | | |
|--------------------------------------|----------|--------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|---|---|
| | | ULS | | | | SLS | ACC | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Poids propre de l'appareil de levage | Q_c | φ_1 | φ_1 | φ_1 | φ_4 | φ_1 | 1 | 1 | 1 |
| Masse à lever | Q_h | φ_2 | φ_3 | - | φ_4 | - | 1 | - | 1 |
| Accélération du chariot | H_L | φ_5 | φ_5 | φ_5 | φ_5 | φ_5 | - | - | - |
| Vent de service | F_w | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | - | - | - |
| Charge d'essai | Q_T | - | - | - | - | φ_6 | - | - | - |
| Force de tamponnement | H_B | - | - | - | - | | φ_7 | - | - |
| Vent extrême | F_A | - | - | - | - | - | - | 1 | - |
| Force de basculement | H_{TA} | - | - | - | - | - | - | - | 1 |

Les combinaisons ont été établies suivant la norme Eurocode1 partie 1.
Les coefficients partiels sont indiqués dans l’Eurocode 1 partie 5. (Voir annexe E)

Tableau 5-5: Combinaisons des charges pour la poutre de pont

| Etat à vérifier | Combinaisons |
|-----------------|--|
| ELS | $C_1 = G + \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_2 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot H_L + F_w$ |
| | $C_2 = G + \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_3 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot H_L + F_w$ |
| | $C_3 = G + \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_5 \cdot H_L + F_w$ |
| | $C_4 = G + \varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot H_L + F_w$ |
| | $C_5 = G + \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_5 \cdot H_L + \varphi_6 \cdot Q_T + F_w$ |
| ELU | $C_6 = 1.35G + 1.5(\varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_2 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot H_L + F_w)$ |
| | $C_7 = 1.35G + 1.5(\varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_3 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot H_L + F_w)$ |
| | $C_8 = 1.35G + 1.5(\varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_5 \cdot H_L + F_w)$ |
| | $C_9 = 1.35G + 1.5(\varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot H_L + F_w)$ |
| | $C_{10} = G + Q_c + Q_h + \varphi_7 \cdot H_B$ |
| | $C_{11} = G + Q_c + F_A$ |
| | $C_{12} = G + Q_c + Q_h + F_w + H_{TA}$ |

5.1.4. Le model géométrique :

Les singularités de la poutre de pont ne doivent pas nécessairement être représentées dans la modélisation. Le pont est modélisé par une poutre simple en profilé IPE600 et de longueur 8670mm. Le matériau choisi est le S235 (E24). La poutre de pont est isostatique dans le plan (XZ). Les mouvements fixés sont (Voir figure 5-9):

Noeud1 :

- Déplacement UX
- Déplacement UY
- Déplacement UZ
- Rotation RX

Noeud 2:

- Déplacement UY
- Déplacement UZ
- Rotation RX

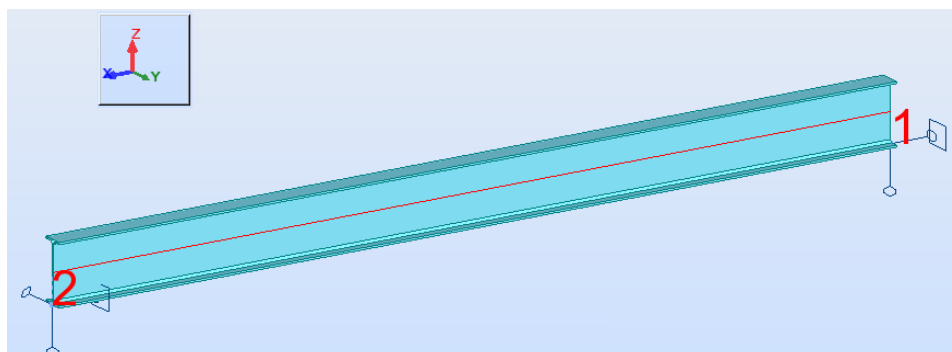


Figure 5-9: Model géométrique de la poutre de pont

5.1.4.1. Application des charges :

Les chariots des palans pneumatiques à hauteur réduites dispose de 6 galets symétriques par rapport à l’axe de la poutre de pont. On peut constater de la figure 5-10 que les charges qu’applique le chariot sur la poutre sont transmises, principalement, par les galets 1, 2 et leurs symétriques. Le 3^{ème} galet, à gauche de la figure, a comme fonction le support du moteur en

position horizontale et le guidage du chariot en translation. On néglige alors la charge appliqué par ce dernier sur le pont.

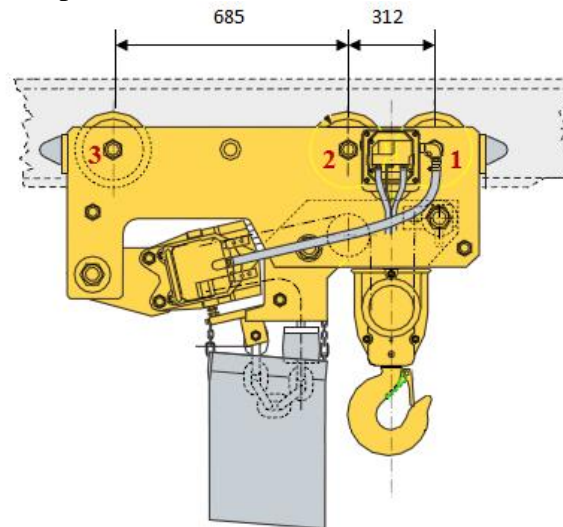


Figure 5-10 : Palan pneumatique [12]

Une telle charge qui s'applique le long d'une poutre est assimilée à un convoi. Un convoi est un système de charges localisées mobiles qui se déplacent sans variations de distances entre les points d'application des charges.

5.1.4.2. Position défavorable :

Application du théorème de Barré (voir annexe C) :

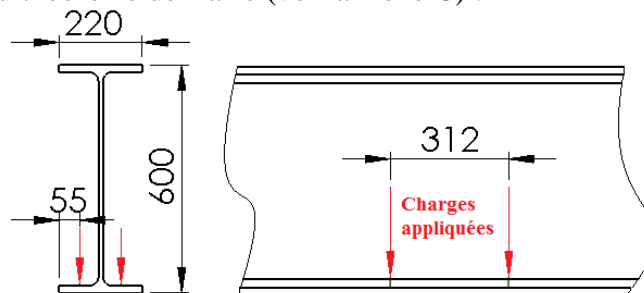


Figure 5-11 : Points d'application des charges (poutre de pont)

On applique le théorème de Barré sur la poutre de pont avec les données suivantes :

- $L=8379\text{mm}$
- $d=312\text{mm}$
- $r = d/2 =156\text{mm}$

La position défavorable pour la vérification de la poutre est lorsque le galet n°2 dépasse le milieu de la poutre de pont $L/2$, par une distance $d/2=78\text{mm}$.

Les charges d'exploitation vont être appliquées aux points de contact des 4 galets avec la poutre de roulement. Ces points de contact sont situés sur la surface supérieure de la semelle inférieure et à une distance de 55mm de la bordure de celle-ci.

5.1.5. Les vérifications :

De manière générale, le calcul de vérification d'une structure repose sur de nombreuses hypothèses mathématiques ou physiques. Dans la plupart des cas, ces structures modélisées correspondent mal à la réalité. Ceci est du en grande partie au grand nombre d'imperfections, d'imprécisions ou d'erreurs variables et aléatoires, qui peuvent intervenir lors des calculs, de la fabrication, du montage et de l'utilisation de la structure en question.

Les hypothèses de la R.D.M sont rarement réalisables. En réalité, les charges ne sont jamais centrées et les sollicitations ne sont pas nécessairement confinées dans le plan principal d'inertie. De plus, rien ne garantit à 100% que la structure ne soit pas soumise, pendant sa durée de vie, à des sollicitations supérieures aux sollicitations de calcul. C'est ainsi, que pour garantir la résistance et la stabilité d'une structure, deux démarches sont possibles : calcul aux contraintes admissibles et calcul aux états limites. La première est « déterministe » et suppose les paramètres de calculs connus, alors que la deuxième est « probabiliste » et introduit des coefficients de pondération. Les règlements et normes actuelles utilisent une approche semi-probabiliste, c'est le cas des Eurocodes.

Le calcul manuel par les méthodes de la RDM est simple mais très fastidieux et demande beaucoup de temps, surtout que l'on a plusieurs combinaisons de charges. Vu ces circonstances, on s'est servi d'un logiciel fiable et spécialisé dans le calcul des structures métalliques : Autodesk robot structural analysis qui est un logiciel de calcul de structure utilisant la méthode des éléments finis. Il contient une interface de modélisation des structures. La vérification des structures peut être faite suivant la norme choisie et disponible dans la bibliothèque du logiciel. La vérification est faite selon l'Eurocode 3.

5.1.5.1. Etats limites de service :

Selon l'Eurocode 3 partie 1-1 les vérifications suivantes doivent être effectuées pour n'importe quelle structure métallique :

- déformations ou flèches affectant l'aspect ou l'exploitation efficace de la construction (y compris le fonctionnement des machines ou des services);
- des déformations, flèches, vibrations, oscillations ou déplacements latéraux causant des dommages à des éléments non structuraux.

D'autres vérifications sont à effectuer pour la poutre de pont comme convenu dans l'Eurocode 3 partie 6 :

a) déformations et déplacements :

- déformation verticale des poutres, afin d'éviter les vibrations excessives provoquées par le déplacement ou le fonctionnement du chariot ;
- déformation verticale des poutres de roulement, afin d'éviter une pente excessive du chemin de roulement ;

b) élancement des plaques (dans les éléments fabriqués à partir de plaques), afin d'exclure la respiration ou le voilement visible des plaques d'âme ;

c) contraintes sous charge d'épreuve du pont roulant, afin de garantir un comportement réversible ;

d) contraintes lorsque les galets reposent sur la semelle d'une poutre de roulement, afin de garantir un comportement réversible.

Remarque : le profil choisi est un produit laminé à chaud. Il n'est pas composé de plaque. La vérification de l'élancement des plaques n'est pas nécessaire.

Les exigences :

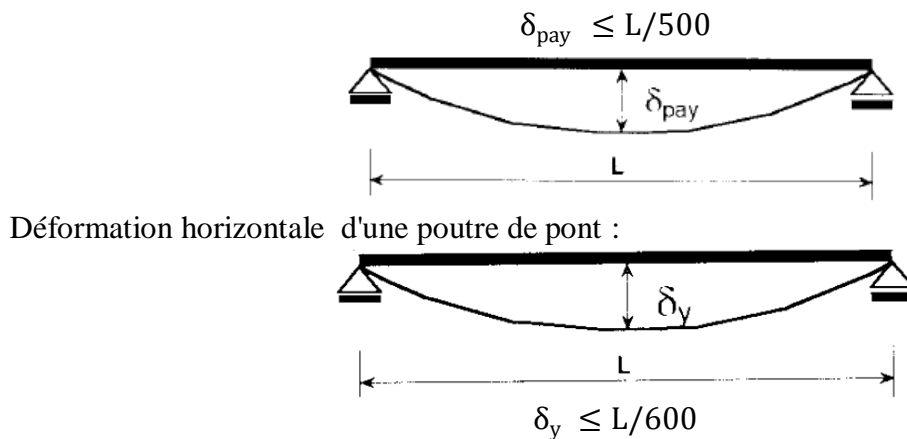
Selon EC3 1-1 :

Les flèches ne doivent pas dépasser les limitations suivantes :

| | | |
|------------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| Flèches finales | $U_y < U_{y\max} = L/200$ | $U_z < U_{z\max} = L/200$ |
| Flèches dues aux charges variables | $U_y < U_{y\max} = L/200$ | $U_z < U_{z\max} = L/200$ |

Selon EC3 6 :

Les Déformation verticale d'une poutre de roulement destinée à un ensemble chariot de monorail, par rapport à ses appuis.



Déformation horizontale d'une poutre de pont :

5.1.5.2. Etats Limites Ultimes :

Pour la vérification aux ELU, l'Eurocode 3 1-1 définit les coefficients partiels de sécurité :

Résistance des sections de Classe 1, 2 ou 3 : $\gamma_{M0} = 1.1$

Résistance des éléments aux instabilités : $\gamma_{M1} = 1.1$

Vérifications :

- Résistance des sections transversales
- Résistance au déversement
- Résistance au voilement par cisaillement
- Résistance au flambement de la semelle comprimée dans le plan de l'âme (Stabilité globale)

Résistance des sections transversales :

La vérification des sections transversales comprend :

- Effort axial de traction/compression ;
- Moments fléchissant ;
- Effort tranchant ;
- Moment fléchissant et effort tranchant ;
- Moment fléchissant et effort axial ;
- Moment fléchissant, effort tranchant et effort axial.

Flambement :

Pour comprendre le phénomène du flambement d'une barre bi-articulé, à titre d'exemple, on peut comparer sa stabilité à celle d'une balle sphérique sur une surface sans frottement figure 5-12.

Soit N la charge de compression appliquée à la barre et N_{cr} la charge critique de flambement, Trois cas sont envisageables :

- $N1 < N_{cr}$: On impose à la barre un petit déplacement latéral et elle revient à sa position initial dès que ce dernier est supprimé, on dit qu'elle est en équilibre stable.
- $N2 = N_{cr}$: Après la suppression du déplacement imposé, la barre garde sa position, on dit que la barre est en équilibre métastable.
- $N3 > N_{cr}$: si on impose à la barre un petit déplacement latéral, celle-ci se dérobe, la déformation s'accroît et la barre perd sa stabilité, le système est alors instable.

L'étude de la stabilité vis-à-vis du flambement consiste à trouver la valeur de N_{cr} qui dépend essentiellement de la géométrie de la barre étudiée ainsi que de son système statique.

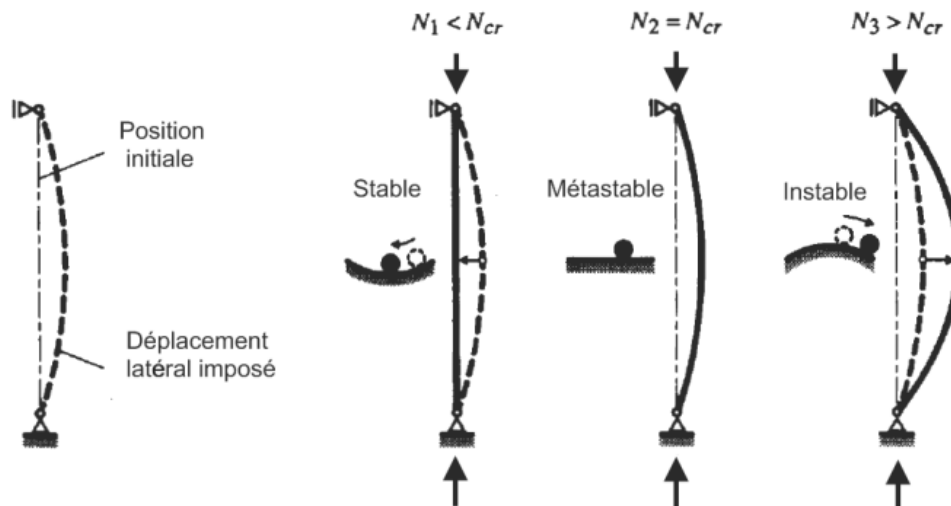


Figure 5-12 : Flambement d'un poteau

Déversement :

Le déversement est un phénomène d'instabilité élastique qui affecte les éléments fléchis, et qui présente une grande analogie avec le flambement car on peut l'assimiler au flambement latéral de la membrure comprimée de ces derniers. Les poutres fléchies sont en général en profilés en I et présentent en général une faible inertie hors de leur plan de chargement, ce qui peut causer ce phénomène d'instabilité. Il se caractérise par le dépassement des contraintes admissibles dans la semelle comprimée, étant donné que celle-ci se dérobe latéralement pour échapper à la compression en faisant subir à chaque section un mouvement de translation horizontale en plus de la déformation verticale.

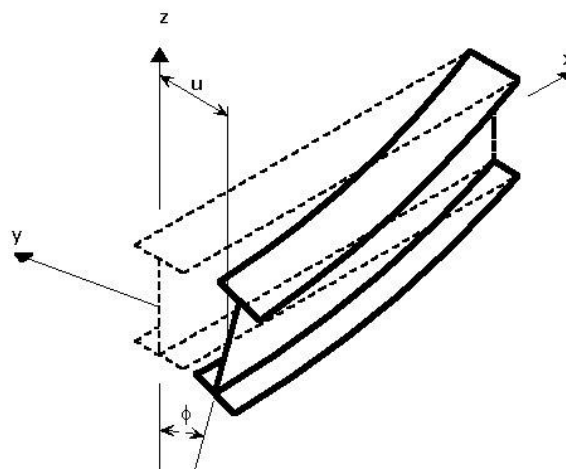


Figure 5-13 : Déversement d'une poutre

Voilement :

Le voilement est le phénomène d'instabilité des plaques minces sollicitées dans leur plan, ce qui est le cas pour l'âme de poutre en profilés laminés qui présentent une hauteur importante. Ce phénomène se manifeste par des ondulations et se développe progressivement.



Figure 5-14 : Voilement local dans l'âme d'une poutre

5.1.5.3. Résultat de vérification robot :

Flèche :

Flèche suivant y :

Cas de charge décisif : combinaison 1.

$$U_y = 4mm < U_{y_{max}} = L/500 = 17.5mm$$

Flèche vérifiée

Flèche suivant z :

Cas de charge décisif : combinaison 5.

$$U_z = 12mm < U_{z_{max}} = L/500 = 17.5mm$$

Flèche vérifiée

Contrôle des résistances de la section :

Classe de section : 2 => analyse plastique.

Effort axial en compression :

Effort axial : N, Ed = 952.88KN

Résistance plastique à la compression : Nc, Rd = 3665.53KN

$$N, Ed/Nc, Rd = 0.26$$

Vérifié

Moment fléchissant et effort axial suivant les 2 axes y et z:

Moment fléchissant autour de l'axe y : My, Ed = 625.92KN. m

Moment fléchissant autour de l'axe z : Mz, Ed = 5.49KN. m

Moment ultime compte tenu de l'interaction M-N : MN, y, Rd = 795.39KN. m

Moment ultime compte tenu de l'interaction M-N : MN, z, Rd = 114.13KN. m

La formule de vérification est la suivante :

$$(My, Ed/MN, y, Rd)^2 + (Mz, Ed/MN, z, Rd)^3 = 0.64 < 1$$

Vérifié

Vérification de l'effort tranchant :

Effort tranchant suivant y : Vy, Ed = -0.09 KN

Résistance ultime en cisaillement (y): Vy, c, Rd = 1279.44KN

$$Vy, Ed/Vy, c, Rd \approx 0 < 1$$

Vérifié

Effort tranchant suivant z : Vz, Ed = 214.74KN

Résistance ultime en cisaillement (z) : Vz, c, Rd = 1136.70KN

$$Vz, Ed/Vz, c, Rd = 0.19 < 1$$

Vérifié

Contrôle de la stabilité de la poutre :

Formule de vérification :

$$M_y, Ed/(XLT.M_y, Rk/\gamma_{M1}) + M_z, Ed/(M_z, Rk/\gamma_{M1}) = 2.81 > 1$$

Non vérifié

La stabilité globale n'est pas vérifiée. Il faut choisir un profil qui a une épaisseur d'âme plus importante.

Le logiciel Robot permet de créer des familles de sections et donner la dimension optimale pour chaque famille en prenant en compte les critères suivants :
















- Poids ;
- Hauteur max/min de la section ;
- Largeur max de l'aile ;

- Epaisseur min de la semelle ;
- Epaisseur min de l'âme.




Pour le dimensionnement de la poutre de pont les 3 critères à prendre en considération sont

- le coût en choisissant le profil qui a une masse linéique plus faible
- la largeur de l'aile maxi qui doit être inférieure à 310mm pour recevoir le chariot
- Hauteur de la section qui ne doit pas dépasser 750mm pour avoir une hauteur de levage du galet suffisante.

On introduit dans le calcul les familles de sections : IPE et HE. On obtient le résultat suivant :

| Pièce | Profil | Matériau | Lay | Laz | Ratio | Cas |
|------------|--|----------|-------|--------|-------|---------|
| 1 Poutre_1 |  HEA 550 | ACIER | 37.71 | 121.30 | 1.03 | 12 ELU1 |
| |  HEA 600 | | 34.72 | 122.89 | 0.92 | |
| |  HEA 650 | | 32.20 | 124.47 | 0.91 | |
| 1 Poutre_1 |  HEB 450 | ACIER | 45.29 | 118.23 | 1.06 | 12 ELU1 |
| |  HEB 500 | | 40.91 | 119.20 | 0.90 | |
| |  HEB 550 | | 37.38 | 120.85 | 0.81 | |
| 1 Poutre_1 |  HEC 300 | ACIER | 64.28 | 110.98 | 1.21 | 12 ELU1 |
| 1 Poutre_1 |  HEM 280 | ACIER | 67.56 | 117.11 | 1.16 | 12 ELU1 |
| |  HEM 300 | | 62.03 | 108.36 | 0.84 | |
| |  HEM 320 | | 58.67 | 109.09 | 0.78 | |
| 1 Poutre_1 |  HER 1100 | ACIER | 19.90 | 138.25 | 0.32 | 12 ELU1 |
| 1 Poutre_1 |  IPE 750185 | ACIER | 28.18 | 153.57 | 1.06 | 12 ELU1 |
| |  IPE 750196 | | 28.01 | 151.86 | 0.96 | |
| |  IPE 750210 | | 27.70 | 149.41 | 0.86 | |
| 1 Poutre_1 |  IPEA 600 | ACIER | 35.24 | 181.80 | 2.68 | 12 ELU1 |

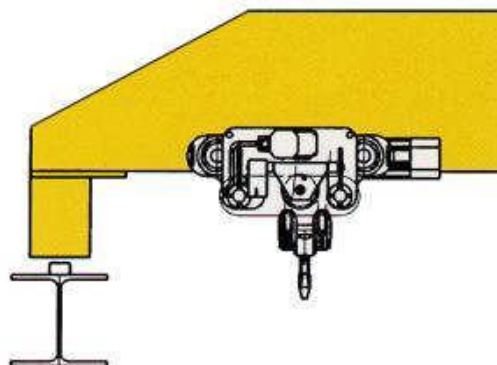
Le profil qui présente le moins de hauteur est le HEM300. L'incertitude du model n'est pas pris en compte dans ce calcul. On prend coefficient partiel d'incertitude du modèle $\gamma_d = 1.5$. Cela revient à prendre comme valeur limite du ratio 0.67. Le calcul des résultats donne :

| Pièce | Profil | Matériau | Lay | Laz | Ratio | Cas |
|------------|---|----------|-------|--------|-------|---------|
| 1 Poutre_1 |  HEM 280 | ACIER | 67.56 | 117.11 | 1.16 | 12 ELU1 |
| |  HEM 400 | | 48.50 | 112.54 | 0.67 | |
| |  HEM 450 | | 43.79 | 114.18 | 0.61 | |

La note de calcul est joint à l'annexe F.

Conclusion :

La poutre de pont sera constituée d'une poutre en profil **HEM400** de longueur **8670mm** et de masse **2.23T**. La configuration de la poutre de pont est comme indiqué dans la figure suivante. Cette configuration permet de gagner en hauteur et éviter l'obstacle créé par les gazoducs. [\[e\]](#)



5.2. Dimensionnement du sommier :

5.2.1. Choix de la section :

La section du sommier est soit en caisson (à gauche) soit en profil laminé (à droite).

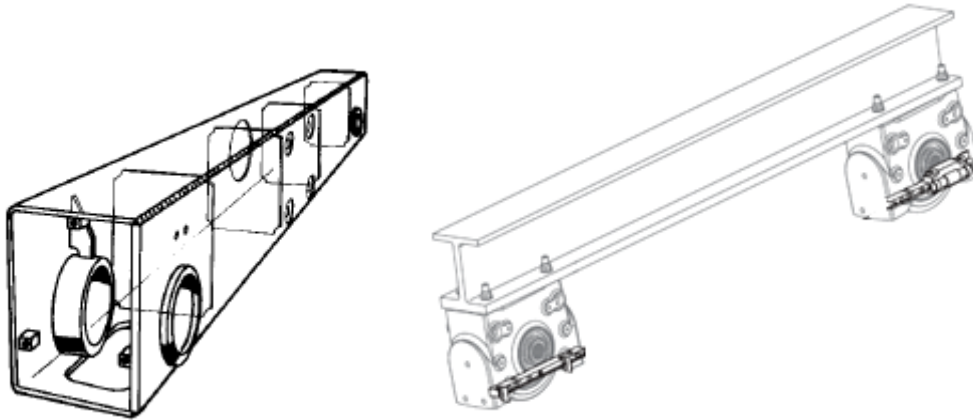


Figure 5-15 : Types des sommiers

L'assemblage des galets est plus facile en cas de profil laminé. On choisit la section HEB 500 pour le calcul initial.

5.2.2. Calcul des charges

La poutre du sommier a une longueur de 2580mm. Elle est appuyée, dans ses 2 extrémités, sur les blocs galets.

Les charges appliquées sur le sommier sont les suivantes :

- Charge permanente : Poids propre (dépend de la masse linéique de la section)
- Charges d'exploitation : Charge verticale appliquée par la poutre de pont et charge horizontale due à la marche en crabe
- Charge accidentelle : Force de tamponnement.

5.2.2.1. Charge verticale :

C'est la charge qu'applique la poutre de pont tel que le palan et dans la position la plus approché du sommier. Elle est calculée par la formule suivante :

$$SQ_{r,max} = \varphi_1 \left[\frac{Q_{c1}}{2} + Q_{c2} \left(\frac{L - e_{min}}{L} \right) \right] + \varphi_2 Q_H \left(\frac{L - e_{min}}{L} \right)$$

Tel que :

Q_{c1} : Poids propre de la poutre de pont

Q_{c2} : Poids du palan

L : Portée du pont roulant

e_{min} : Distance d'approche minimale

Q_H : Charge nominale du pont roulant

φ_1, φ_2 : Coefficients d'amplification dynamique définis dans le §5.1.2.2.

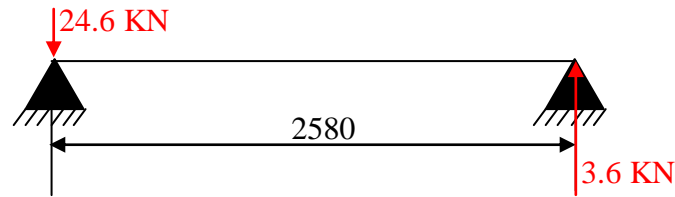
$$SQ_{r,max} = 284KN$$

La charge d'essai : la charge d'essai sur un galet a été calculé au §5.1.2.2. La charge d'essai pour le sommier est égale à la charge supportée par les 2 galets.

$$Q_T = 350KN$$

5.2.2.2. Marche en crabe :

Charges dues à la marche en crabe H_S : (ces charges sont appliqués à la poutre de roulement voir le calcul des charges dues à la marche en crabe §5.3.3.2.)



5.2.2.3. Charge accidentelle :

Charges horizontales due à l'effort de tamponnement :

C'est la charge due à la collision du chariot du palan avec le butoir.

Elle a été calculé au §5.1.2.4.

$$H_B = 26KN$$

5.2.3. Combinaisons de charges :

Les 4 combinaisons les plus défavorables sont les suivantes :

Tableau 5-6: Combinaisons de charges pour le sommier

| Etat à vérifier | Combinaisons |
|-----------------|---------------------------------------|
| ELS | $C_1 = G + SQ_{r,max} + H_S$ |
| | $C_2 = G + Q_T$ |
| ELU | $C_3 = 1.35G + 1.5(SQ_{r,max} + H_S)$ |
| | $C_4 = G + SQ_{r,max} + H_B$ |

5.2.4. Résultat :

Le résultat de calcul en prenant la section HEB 500 donne un ratio de 0.26. Le sommier a été surdimensionné. La section qui vérifie le calcul avec coefficient partiel d'incertitude du model $\gamma_d = 1.5$ est le HEB 300. Le résultat détaillé est joint à l'annexe G.

5.3. Dimensionnement de la structure support des 2 ponts roulants :

Dans le calcul de la structure, on supposera que les 2 ponts roulants ne travaillent pas en charge simultanément. Le risque que plus d'un galet soit en panne étant très faible, le besoin d'utiliser les 2 ponts roulants simultanément est rare.

5.3.1. Choix des sections :

5.3.1.1. Poteaux :

Les poteaux sont les éléments verticaux qui transmettent aux fondations les efforts provenant des actions agissant sur les poutres de roulements. Le choix du type de la section pour les poteaux dépend de plusieurs paramètres, parmi lesquels on peut citer:

- Le type de sollicitation : flexion et effort normal.
- L'élanement (phénomène de flambement).
- Le type de section choisi pour la traverse et la liaison prévue avec les corbeaux.
- La présence de la poutre de roulement du pont roulant et ses dimensions.
- L'encombrement (distance entre les poteaux).

Profils à section constante : Les profilés laminés en double té sont les sections les plus fréquemment utilisées comme poteaux supportant les poutres de roulements. Ces profilés sont conçus pour la flexion selon leur axe de forte inertie. Les profilés à larges ailes (profils H) sont également capables de supporter des efforts normaux importants. L'épaisseur de leurs ailes permet d'éviter le voilement local. La forme de ces sections enfin est très favorable pour les assemblages. Les profils creux carrés ou rectangulaires présentent des rigidités axiales et flexionnelles favorables pour résister au flambement dans les deux plans. Par contre, ils ne sont guère économiques et pas toujours pratiques en ce qui concerne les assemblages avec les autres éléments principaux ou secondaires de la structure. La figure 5-16 présente ces principaux types de profil à section constante.

Profils à section variable : Les poteaux à inertie variable présentent une réduction continue de leurs caractéristiques géométriques. Il s'agit principalement de profils composés à âme pleine, de section ouverte ou fermée, obtenus par soudage de tôles de largeur non constante. Afin de faciliter l'assemblage des poteaux et éviter les problèmes de résistance liés à la qualité de soudage on choisit un profilé laminé en H. Une recherche sur les sections choisies pour des conceptions similaires nous ont guidé au profilé HEB500 qui sera pris pour la première itération. D'autres itérations de calculs seront faites pour optimiser la section à garder.

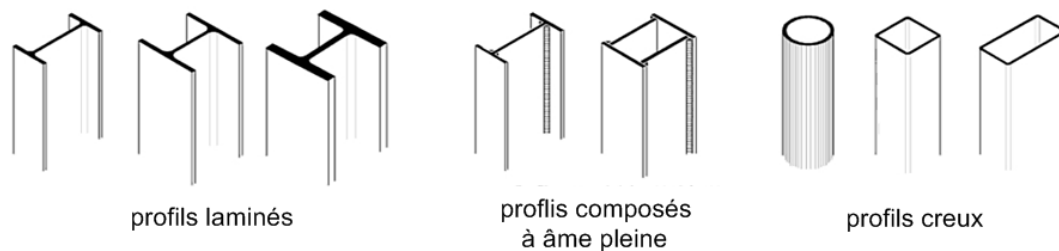


Figure 5-16 : Types de sections pour les poteaux

5.3.1.2. Poutre de roulement

Un chemin de roulement supporte, au passage des galets de translation du pont roulant, des réactions verticales, horizontales et longitudinales, et pour résister à ces divers efforts, la section à prévoir doit varier suivant l'importance du chemin de roulement (puissance, vitesses de levage, de direction et de translation) et de la portée du chemin de roulement. Cette section peut être constituée, par exemple, comme l'indiquent les croquis suivants:

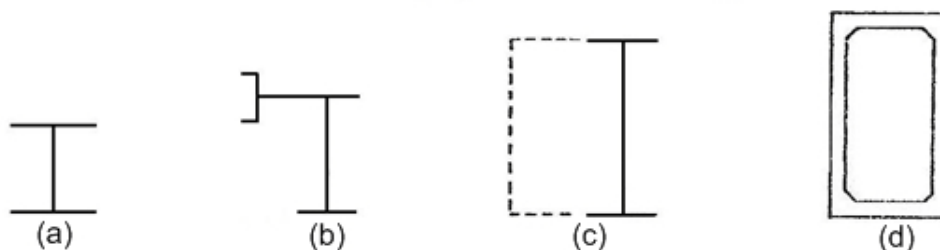


Figure 5-17: Types de sections des chemins de roulement

- par une simple poutrelle à larges ailes (Figure 5-17(a)),
- par une poutre verticale (poutrelle ou poutre composée) dont la membrure supérieure est renforcée par une poutre horizontale (Figure 5-17 (b)),
- par un ensemble de deux poutres verticales reliées par deux poutres horizontales (Figure 5-17 (c)). La poutre verticale sous rail et la poutre horizontale supérieure constituent les éléments résistants du chemin de roulement.
- par une poutre-caisson (Figure 5-17 (d)).

Dans les sections des figures (Figure 5-17 (b)) et (Figure 5-17 (c)), la poutre horizontale peut recevoir une passerelle de visite et d'entretien. L'encombrement du broyeur nous empêche de mettre des passerelles additionnelles.

La poutre-caisson de la (Figure 5-17 (d)).nécessite des calculs particuliers et elle présente des difficultés d'exécution, par suite des efforts de torsion qu'elle supporte. En conséquence, elle n'est pas couramment utilisée dans les installations moyennes.

Quelle que soit la section adoptée, le rail ne doit pas être pris en compte dans la résistance du chemin de roulement.

La poutre de roulement est soumise à une combinaison de forces dû au chariot et la charge transporté, ces efforts sont transmit via les galets aux rails de roulements puis à la poutre de roulement, cette suite de transmission de forces induit dans la poutre une flexion déviée composé. Ainsi, la section la plus adapté pour résister à ces forces et les transmettre aux autres organes structuraux sans se ruiner est la section HEB.

5.3.1.3. Liaison poteau-poutre de roulement : Corbeau

La charge prédominante est verticale. La poutre de roulement est normalement directement portée par appui sur le poteau ou par l'intermédiaire d'un corbeau. Dans le cas où la poutre de roulement est posée directement sur le poteau, les efforts horizontaux dans la poutre de roulement se traduisent par un moment de torsion ce qui peut causer l'instabilité de la structure.

En pratique, les corbeaux ont le même type de section que la poutre de roulement.

5.3.2. Modèle de calcul :

La structure supportant le pont roulant est symétrique. Il suffit de faire les calculs de vérification sur la moitié de la structure comme montré dans la figure suivante :

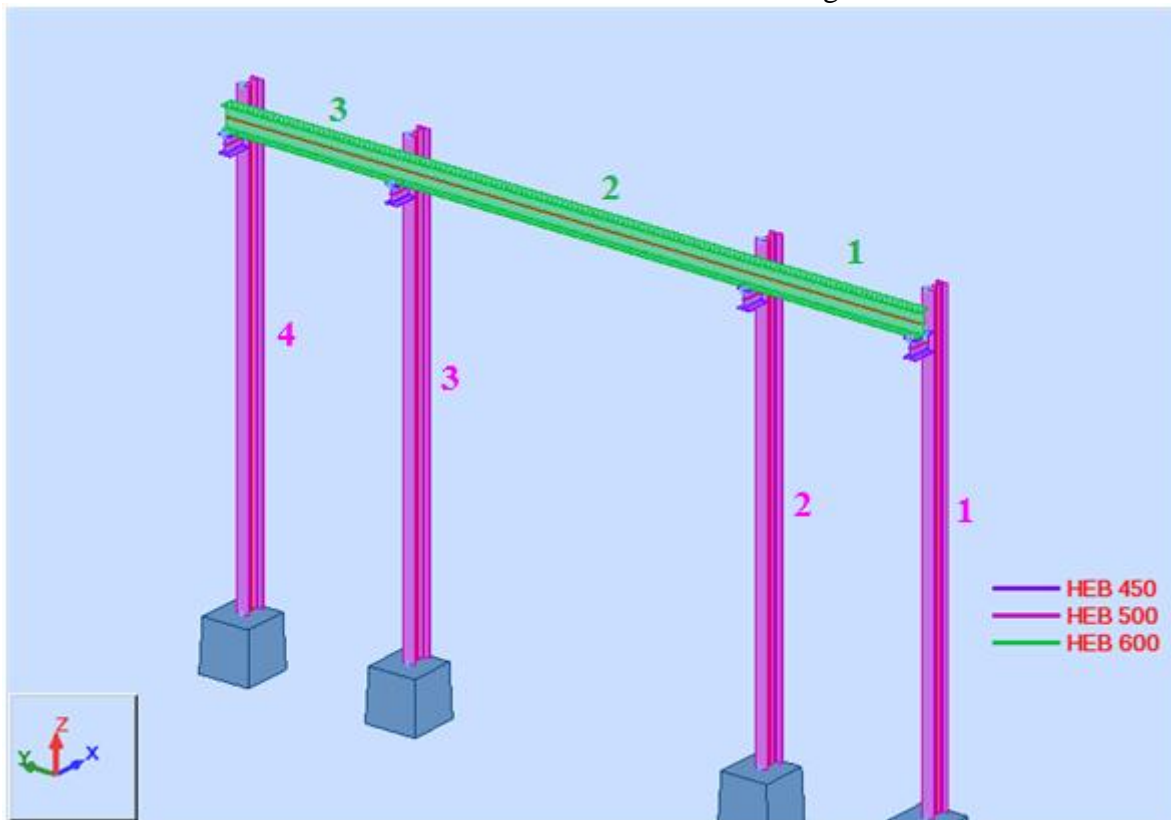


Figure 5-18 : Model géométrique de la structure support du pont roulant

Les sections choisies pour le premier calcul sont :

HEB 450 pour les corbeaux ;

HEB 500 pour les poteaux ;

HEB 600 pour la poutre de roulement.

Remarque :

On vérifie bien que la semelle supérieure de la poutre de roulement à une largeur suffisante pour fixer le rail dessus. La largeur minimale nécessaire pour la fixation du rail est = 295mm. La largeur de bride de la section choisie = 300mm.

Les appuis :

Les 4 poteaux sont encastrés.

Pour la poutre de roulement on distingue 2 modes d'appuis :

- **Poutre isostatique** : elle est simple à réaliser, mais la matière est mal exploitée et la déformée est plus importante.
- **Poutre continue** : l'exploitation meilleure de la matière et faible déformation, mais elle présente des moments négatifs au niveau des appuis intermédiaires et des moments positifs sur les traverses. [23]

La 2^{ème} travée a une longueur considérable (9m). Les déformations dans le cas de poutre isostatique seraient très important. En pratique le système isostatique est conseillé pour les portées inférieures ou égales à 6 m, alors qu'au delà de 6m la solution continue est plus économique. Dans notre cas la 2^{ème} travée n'est pas sollicitée sur toute sa longueur. La cours du pont sur la travée est réduite. Les 2 solutions restent envisageables.

Application des charges :

- **Cas de poutre isostatique** :

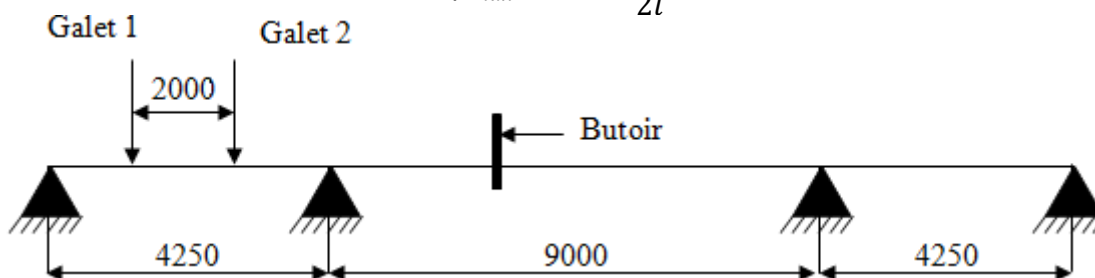
La poutre de roulement appuyée sur les 4 poteaux. Dans cette structure on a 3 travées (Voir figure 5-18) :

- 2 Travée de longueur L=4250mm. Travée 1 et 3
- 1 Travée de longueur L=9000mm. Travée 2

La travée 1 est parcouru complètement par la charge roulante tandis que la travée 2 est parcouru jusqu'à 1150mm après le 2^{ème} poteau. On cherche la travée la plus sollicitée par la charge roulante, c'est avec cette travée qu'on dimensionnera la poutre de roulement isostatique. Pour se faire, on doit comparer le moment fléchissant maximal sur chaque travée. D'après le théorème de barré (Annexe C) pour les poutres isostatiques on a :

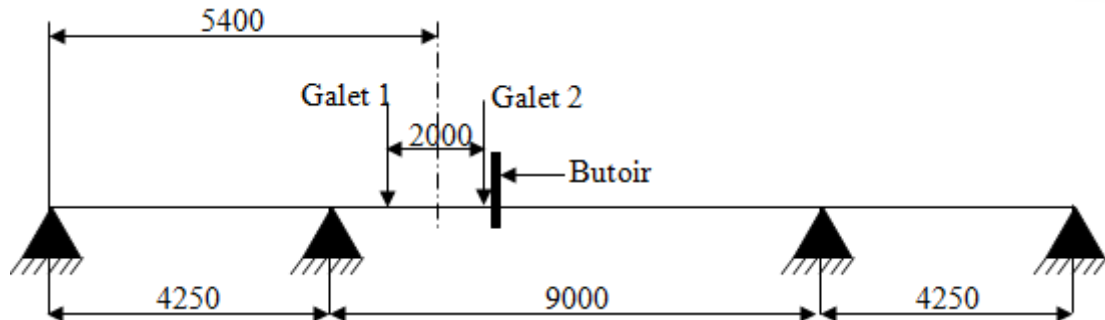
- ❖ Le moment fléchissant maximal sur la travée 1 est pour le galet n°2 quand il dépasse la moitié de la travée de ($d/4 = 500\text{mm}$) :

$$\mu_{max} = P \cdot \frac{(l - \frac{d}{2})^2}{2l}$$

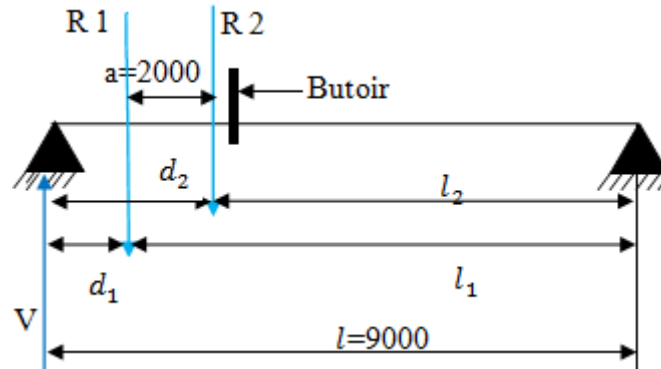


Avec :

- $d = 2000\text{mm}$
- $l = 4250\text{mm}$
- $\mu_{max} = 1243$. $P = 216\text{KNm}$
- ❖ Le moment fléchissant maximal sur la travée 2 est pour le galet n°2 quand il est en position près le butoir :



Pour calculer les moments μ_{2max} et μ_{1max} On introduit dans le calcul la réaction V :



- On a $V \cdot l + R_1 \cdot d_1 + R_2 \cdot l_2 = 0$
- Le moment μ_{1max} à gauche de la charge R_1 est :
$$\mu_{1max} = V \cdot d_1$$
- Le moment μ_{2max} à gauche de la charge R_2 :
$$\mu_{2max} = V \cdot d_2 - R_1 \cdot a = \frac{R_1 \cdot l_1 + R_2 \cdot l_2}{l} \cdot d_2 - R_1 \cdot a$$

Avec :

- $d_2 = d_1 + a = 2150mm$ et $d_1 = 150mm$
- $l = 9000mm$ et $l_1 = 8850mm$ et $l_2 = 6850mm$
- $R_1 = R_2 = P$

On a donc :

- $\mu_{1max} = 1150 \cdot P = 200KNm$
- $\mu_{2max} = 2795 \cdot P = 486KNm$

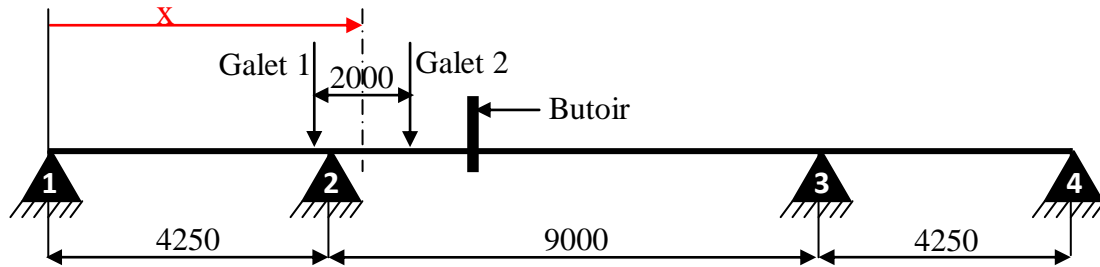
❖ **Conclusion :**

La travée (2) est la plus sollicitée par la charge roulante avec un moment fléchissant maximale de 486KNm alors que la travée(1) a un moment fléchissant de 216KNm.

Le dimensionnement de la poutre isostatique se fera ainsi dans la position défavorable de la travée (2).

- **Cas de poutre continue**

Pour la vérification de la charpente support du pont roulant il faut connaître la position défavorable. Dans le cas d'une poutre continue chargée en 2 points, le calcul de la position défavorable est compliqué. La course du pont n'étant pas très grande, il est plus facile de déterminer la position la plus défavorable en déplaçant la charge sur la course avec un pas assez fin.



X : distance entre le pont et le poteau N°1 (en mm). $1000 \leq X \leq 5400$.

La course $S = 4400\text{mm}$. Le pas d'application des charges est $P = 200\text{mm}$. Ce qui fait 22 positions à vérifier.

Dans les 2 cas, les charges verticales sont plus importantes quand le palan est proche de la poutre de roulement. La distance d'approche minimale est $e_{min} = 535\text{mm}$.

Le point de contact entre les galets et la poutre de roulement n'étant pas toujours dans l'axe de la poutre, les charges seront appliquées à une distance e_y de cet axe.

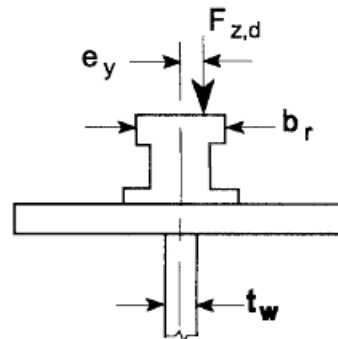


Figure 5-19 : Excentrement de la force par rapport à l'axe du rail

La valeur de l'excentrement $e_y = \frac{1}{4} b_r = 16.25\text{mm}$

5.3.3. Les charges appliquées :

Les charges appliquées sur la structure sont transmises par les galets qui roulent sur le rail. Le rail n'est pas pris en considération dans les calculs de résistance de la poutre. Les charges appliquées sont :

- Charges permanentes ;
- Charges d'exploitation ;
- Charges accidentelles.

5.3.3.1. Charges permanentes :

- Le poids propre de la structure.
- Le poids du rail sur la poutre de roulement. (masse linéique = 43.1Kg/m)
- Le poids du 2^{ème} pont roulant à vide dans la position la plus rapprochée par rapport aux charges appliqués par le premier pont.

5.3.3.2. Charges d'exploitation :

Dans des conditions normales de service, les actions induites par les appareils de levage résultent de variations dans le temps et d'emplacement. Elles comprennent les charges dues à la pesanteur, y compris les masses à lever, les forces d'inertie dues aux accélérations et décélérations ainsi qu'aux effets dynamiques et à la marche en crabe.

Les actions variables induites par les appareils de levage sont divisées en : actions variables verticales dues au poids propre de l'appareil de levage et à la masse à lever et en actions variables horizontales dues aux accélérations ou décélérations ou à la marche en crabe ou à d'autres effets dynamiques.

Les composantes dynamiques induites par différentes charges dues à des masses et à des forces d'inertie sont données en général par des coefficients d'amplification dynamiques φ_i à appliquer aux valeurs des charges statiques. Le tableau suivant donne les différents coefficients d'amplification dynamiques et leurs applications.

Tableau 5-7: Coefficients d'amplification dynamique des charges appliquées sur la poutre de roulement

| Coefficients d'amplification dynamique | Effets à prendre en compte | À appliquer à |
|--|--|--|
| φ_1 | Excitation vibratoire de la structure d'un appareil de levage due au décollage de la masse à lever du sol | Poids propre du palan |
| φ_2 | Effets dynamiques du transfert de la masse à lever du sol à l'appareil de levage | masse à lever |
| φ_3 | Effet dynamique d'une libération brutale de la charge utile. | masse à lever ; |
| φ_4 | Effets dynamiques induits par le déplacement sur les rails | Poids propre du palan et masse à lever |
| φ_5 | Effets provoqués par des forces d'entraînement | Forces d'entraînement |
| φ_6 | Lorsqu'une charge d'essai est mue par les transmissions suivant le mode d'utilisation de l'appareil de levage. | Charge d'essai |
| φ_7 | prend en compte les effets élastiques de l'impact sur les tampons. | Charge des tampons |

Tableau 5-8 : Les combinaisons de charges pour la structure support du pont roulant

| | Symbole | Groupes de charges | | | | | | | | | | |
|--------------------------------------|------------|--------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|---|----|----|
| | | ULS | | | | | | SLS | ACC | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| Poids propre de l'appareil de levage | Q_c | φ_1 | φ_1 | φ_1 | φ_4 | φ_4 | φ_4 | φ_1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Masse à lever | Q_h | φ_2 | φ_3 | - | φ_4 | φ_4 | φ_4 | - | 1 | - | 1 | 1 |
| Accélération du pont roulant | H_L, H_T | φ_5 | φ_5 | φ_5 | φ_5 | - | - | φ_5 | - | - | - | - |
| Marche en crabe de la poutre | H_S | - | - | - | - | 1 | - | - | - | - | - | - |
| Accélération ou freinage du chariot | H_{T3} | - | - | - | - | - | 1 | - | - | - | - | - |
| Vent de service | F_w | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | - | 1 | - | - | 1 | - |
| Charge d'essai | Q_T | - | - | - | - | - | - | φ_6 | - | - | - | - |
| Force de tamponnement | H_B | - | - | - | - | - | - | - | φ_7 | - | - | - |
| Vent extrême | F_A | - | - | - | - | - | - | - | - | 1 | - | - |
| Force de renversement | H_{TA} | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 1 | - |
| Charge sismique | A_{ED} | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 1 |

Le tableau 5-8 définit les groupes de charges et coefficients dynamiques à considérer comme une seule action caractéristique induite par l'appareil de levage. Chacun de ces groupes de charges définit une action induite par l'appareil de levage pour la combinaison de charges non dues à l'appareil de levage.

Remarque : Les combinaisons vérifiées aux états limites ultimes devront être aussi vérifiées aux états limites de service.

▪ **Les charges verticales induites par les ponts roulants :**

Il convient de déterminer les charges verticales par galet de l'appareil de levage sur une poutre de roulement en tenant compte des répartitions de charges comme illustré dans la figure suivante :

Dispositions de charge de l'appareil de levage en charge pour obtenir un chargement maximal sur la poutre de roulement :

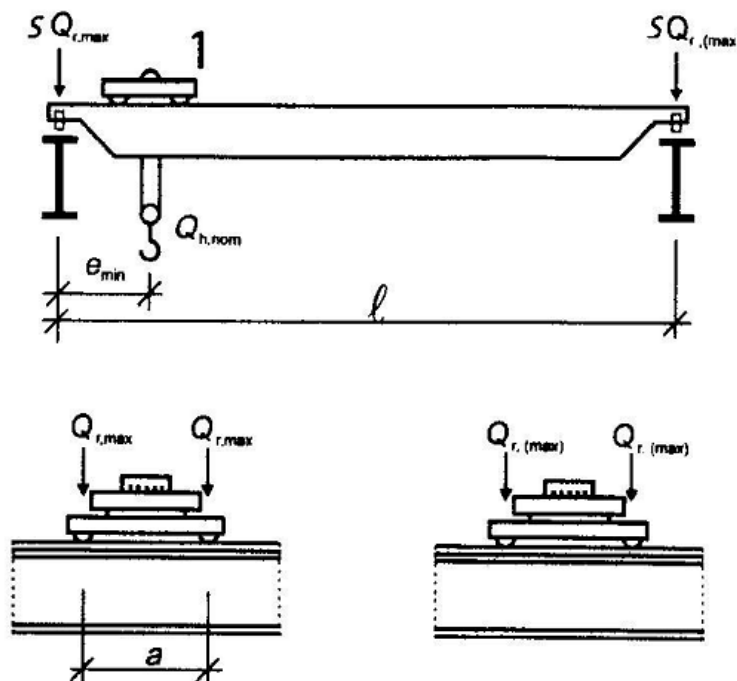


Figure 5-20 : Charges verticales maximales sur la poutre de roulement

Avec

$Q_{r,max}$: La charge par galet maximale de l'appareil de levage en charge ;

$Q_{r,(max)}$: La charge par galet d'accompagnement de l'appareil de levage en charge ;

$SQ_{r,max}$: La somme des charges maximales $Q_{r,max}$ par poutre de roulement de l'appareil de levage en charge ;

$SQ_{r,(max)}$: La somme des charges d'accompagnement $Q_{r,(max)}$ par poutre de roulement de l'appareil de levage en charge ;

Dispositions de charge de l'appareil de levage à vide pour obtenir un chargement minimal sur la poutre de roulement :

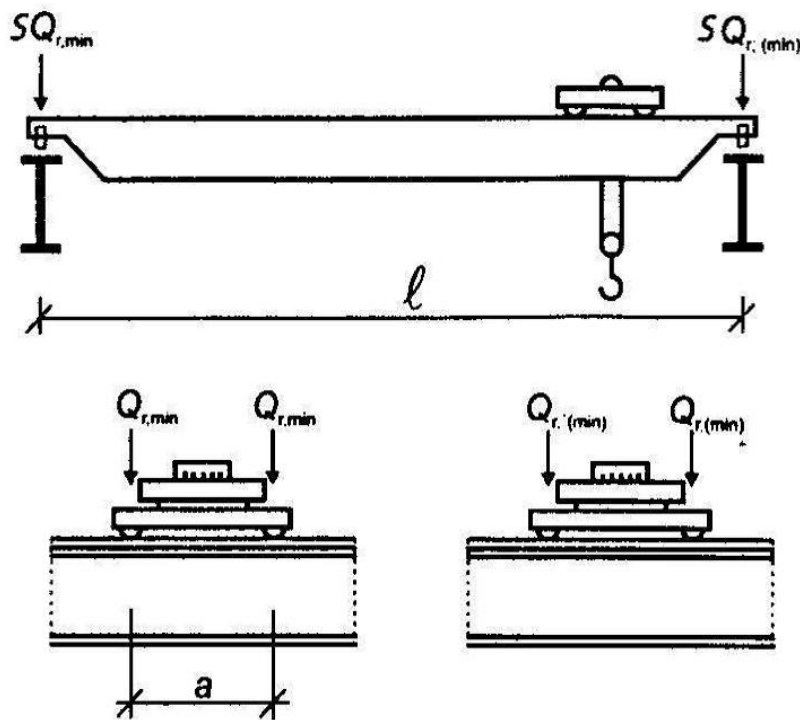


Figure 5-21: Charges verticales minimales sur la poutre de roulement

$Q_{r,min}$: La charge par galet minimale de l'appareil de levage à vide ;

$Q_{r,(min)}$: La charge par galet d'accompagnement de l'appareil de levage à vide ;

$SQ_{r,min}$: La somme des charges minimales $Q_{r,min}$ par poutre de roulement de l'appareil de levage à vide ;

$SQ_{r,(min)}$: La somme d'accompagnement des charges minimales $Q_{r,(min)}$ par poutre de roulement de l'appareil de levage à vide ;

Les charges verticales dépendent de la masse à lever notée Q_H et du et du poids propre de l'appareil de levage Q_c .

Q_c : Poids propre de tous les éléments fixes et mobiles, y compris les équipements mécaniques et électriques d'une structure d'appareil de levage à l'exclusion toutefois de l'accessoire de levage et d'une partie des câbles ou chaînes du palan suspendu mus par la structure de l'appareil de levage.

Pour calculer les charges sur chaque galet le poids propre sera divisé en :

- Poids propre du pont roulant sans palan $Q_{c1} = 30\text{KN}$
- Poids propre du palan $Q_{c2} = 10\text{KN}$

Q_H : comprend les masses de la charge utile, de l'accessoire de levage et d'une partie des câbles ou chaînes du palan suspendu mus par la structure de l'appareil de levage.

$Q_H = 250\text{KN}$.

Les formules de calcul des charges par galet s'écrivent :

$$Q_{r,max} = \frac{\varphi_i}{2} \left[\frac{Q_{c1}}{2} + Q_{c2} \left(\frac{L - e_{min}}{L} \right) \right] + \frac{\varphi_j}{2} Q_H \left(\frac{L - e_{min}}{L} \right)$$

$$Q_{r,(max)} = \frac{\varphi_i}{2} \left[\frac{Q_{c1}}{2} + Q_{c2} \left(\frac{e_{min}}{L} \right) \right] + \frac{\varphi_j}{2} Q_H \left(\frac{e_{min}}{L} \right)$$

$$Q_{r,(min)} = \frac{\varphi_i}{2} \left[\frac{Q_{c1}}{2} + Q_{c2} \left(\frac{L - e_{min}}{L} \right) \right]$$

$$Q_{r,min} = \frac{\varphi_i}{2} \left[\frac{Q_{c1}}{2} + Q_{c2} \left(\frac{e_{min}}{L} \right) \right]$$

Tel que :

φ_i, φ_j : Les coefficients d'amplification dynamique pour chaque combinaison.

Les coefficients φ_1 à φ_5 sont ceux définis dans §5.1.2.2.

L : Portée du pont roulant $L = 8670mm$

e_{min} : Distance d'approche minimale du chariot porte palan (voir annexe1) $e_{min} = 535mm$

Le tableau suivant donne les charges verticales par galet pour chaque cas de charge donné au tableau 5-15.

Tableau 5-9: Valeurs des charges verticales sur la poutre de roulement

| $Q_{r,max}$ (KN) | | | | | | | | | | |
|------------------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|--------|
| ULS | | | | | | SLS | ACC | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| 142.11 | 130.41 | 26.80 | 129.19 | 129.19 | 129.19 | 174.23 | 129.19 | 12.18 | 12.18 | 129.19 |

Charge d'essai

Selon l'Eurocode 1 partie 5 la charge d'essai dynamique est au moins égale à 110% de la charge nominale Q_H . La norme FEM (Fédération Européenne de manutention) définit les coefficients pour la charge d'essai dynamique pour chaque pays d'Europe. Au Maroc on prend les mêmes coefficients d'essai que la France c.à.d. une charge d'essai dynamique de 120% de la charge nominale.

Ce qui revient à appliquer une charge verticale de :

$$Q_T = 174.23KN$$

Cette charge est appliquée sur chaque galet dans les 2 positions défavorables mentionnées auparavant.

La charge d'essai statique est égale à 150% de la charge nominale. Le palan est testé en statique tel que le chariot porte palan est à mi-portée. La charge est donc divisée sur les 4 galets des 2 sommiers. La charge par galet dans cette situation est donc $Q = 103,75KN$. On vérifie bien que cette charge est bien inférieure à la charge d'essai dynamique. La combinaison la plus défavorable est celle de la charge d'essai dynamique.

Charge verticale induite par le 2^{ème} pont :

La charge verticale induite par le 2^{ème} pont est la charge $Q_r, (min) = -12.18KN$ par galet.

▪ Charges horizontales des appareils de levage :

1- Charges longitudinales HL, i et charges transversales HT, i produites par les accélérations et les décélérations de l'appareil de levage :

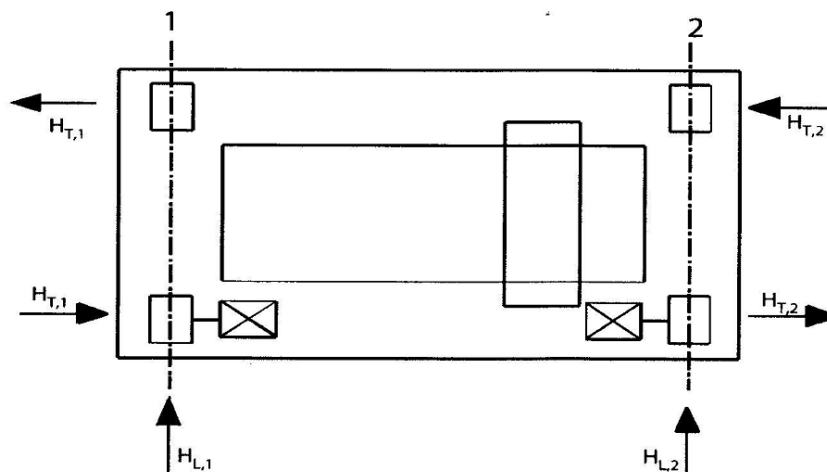


Figure 5-22 : Charges horizontales dues aux accélérations du pont roulant

Les charges longitudinales HL, i produites par les accélérations et les décélérations des structures des appareils de levage résultent de la force d'entraînement au niveau de la surface de contact du rail avec le galet entraîné.

Les charges longitudinales HL, i appliquées sur une poutre de roulement sont calculées de la manière suivante :

$$H_{L,i} = \varphi_5 K \frac{1}{n_r}$$

Tel que :

n_r : est le nombre de poutres de roulements

K : est la force d'entraînement

φ_5 : est le coefficient d'amplification dynamique

i : Nombre entier servant à identifier la poutre de roulement (1,2)

$n_r = 2$ Le pont roulant circule sur 2 poutres de roulement.

$$K = \mu \cdot SQ_{r,\min}^*$$

μ : est le coefficient de frottement.

Le coefficient de frottement μ peut être considéré comme égal à :

$\mu = 0.2$: Pour acier sur acier ;

$\mu = 0.5$: Pour acier sur acier caoutchouc.

$$SQ_{r,\min}^* = m_w \cdot Q_{r,\min}$$

m_w : Nombre de systèmes d'entraînement à un seul galet ;

$$m_w = 2$$

$$Q_{r,\min} = 7.82 \text{KN}$$

$$\Rightarrow K = 3.13 \text{KN}$$

$$H_{L,1} = H_{L,2} = 2.35 \text{KN}$$

Le moment M résultant de la force d'entraînement qu'il convient d'appliquer au centre de la masse est contrebalancée par les charges horizontales transversales $HT, 1$ et $HT, 2$ (voir figure 5-22). Les charges horizontales peuvent être obtenues de la façon suivante :

$$H_{T,1} = \varphi_5 \xi_2 \frac{M}{a}$$

$$H_{T,2} = \varphi_5 \xi_1 \frac{M}{a}$$

Avec :

$$\xi_1 = \frac{SQ_{r,\max}}{SQ_r}$$

$$\xi_2 = 1 - \xi_1$$

$$SQ_r = SQ_{r,\max} + SQ_{r,(max)}$$

a : est l'empattement (entraxe entre les galets d'un même sommier)

$$M = Kl_s$$

$$l_s = (\xi_1 - 0.5)L$$

L : Portée de la poutre

$$\Rightarrow \xi_1 = 0.89$$

$$\Rightarrow \xi_2 = 0.11$$

$$\Rightarrow l_s = 3.26 \text{m}$$

$$\Rightarrow M = 10.21 \text{KN/m}$$

$$H_{T1} = 0.84 \text{KN}$$

$$H_{T2} = 6.82 \text{KN}$$

2- Charges horizontales HS, i, j, k et force de guidage S due à l'obliquité de l'appareil de levage :

La force de guidage S et les forces transversales HS, i, j, k dues à l'obliquité peuvent être obtenues d'après :

$$S = f \lambda_s S Q_{r,max}$$

$$H_{S,1,j,L} = f \lambda_{s,1,j,L} S Q_{r,max}$$

$$H_{S,2,j,L} = f \lambda_{s,2,j,L} S Q_{r,max}$$

(L'indice j correspond à la paire de galets avec système d'entraînement)

$$H_{S,1,j,T} = f \lambda_{s,1,j,T} S Q_{r,max}$$

$$H_{S,2,j,T} = f \lambda_{s,2,j,T} S Q_{r,max}$$

f Est le coefficient non positif

$\lambda_{s,1,j,k}$: Correspond aux coefficients de force

i : Est le rail i

j : Est la paire de galets j

k : est la direction de la force (L=longitudinale, T=transversale)

Le coefficient non positif peut être déterminé d'après :

$$f = 0.3(1 - \exp(-250\alpha)) \leq 0.3$$

Où α est l'angle d'obliquité

L'angle d'obliquité $\alpha \leq 0.015rad$ dans tous les cas. Il est calculé comme suit :

$$\alpha = \alpha_F + \alpha_V + \alpha_0 \leq 0.015rad$$

α_F, α_V et α_0 Sont définis dans le tableau suivant :

Tableau 5-10 : L'angle d'obliquité

| Angle α_i | Valeur minimale de α_i |
|-------------------------------|---|
| $\alpha_F = \frac{0,75 x}{a}$ | $0,75 x \geq 5mm$ pour les galets de guidage |
| | $0,75 x \geq 5mm$ pour les flasques de galets |
| $\alpha_V = \frac{y}{a}$ | $y \geq 0,03b$ pour les galets de guidage |
| | $y \geq 0,10b$ pour les flasques de galets |
| $\alpha_0 = 0,001$ | |
| Où : | |
| a : Empattement des galets | |
| b : Largeur de tête de rail | |
| x : Glissement latéral | |
| y : Usure du rail | |

L'empattement $a = 2m$

Le glissement latéral entre les galets et le rail dimensionnés au §4.2 est $x = 10mm$

$$\alpha_F = 3,75 \cdot 10^{-3}rad$$

La largeur de tête de rail est $b = 65mm$.

L'usure du rail est estimée à $y = 0,05b$ (d'après le document constructeur du rail choisi).

$$\alpha_V = 1,875 \cdot 10^{-3}rad$$

$$\Rightarrow \alpha = 6,6 \times 10^{-3}rad \leq 0.015rad$$

$$\Rightarrow f = 0,24$$

Le coefficient de force $\lambda_{s,1,j,k}$ dépend de la combinaison des paires de galets et de la distance h entre le centre de rotation instantané et le système de guidage concerné, qui est le système de guidage avant dans le sens de déplacement :

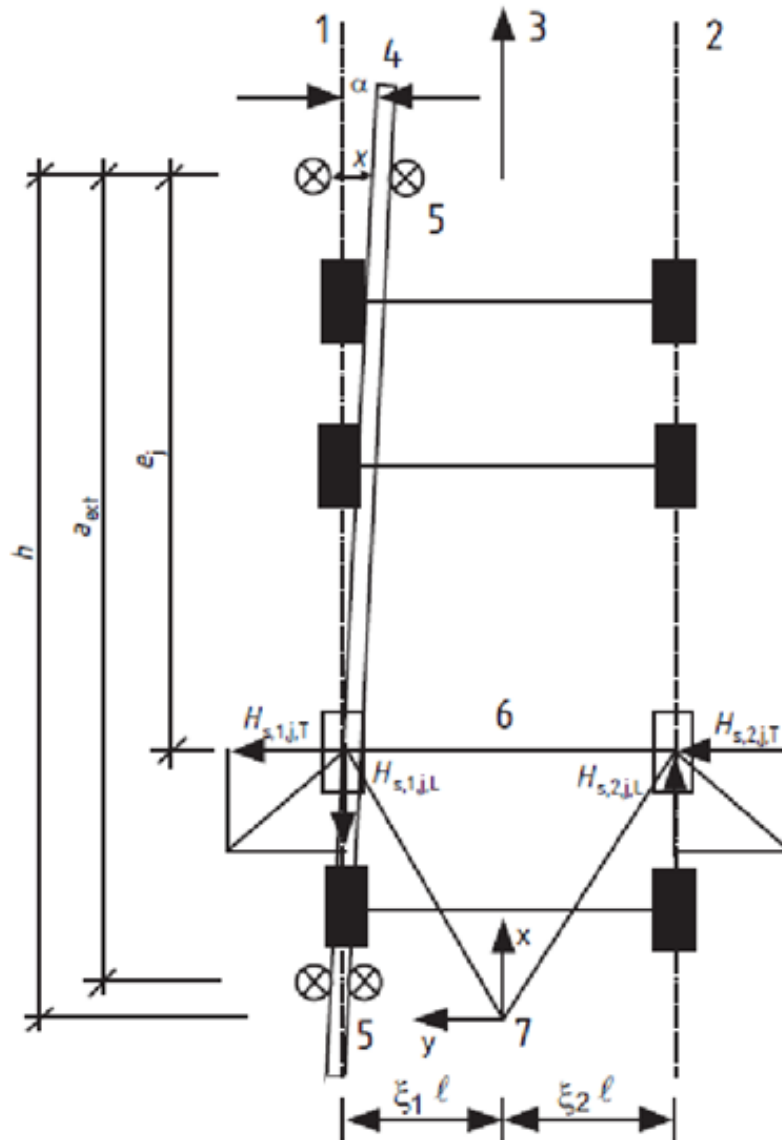


Figure 5-23 : Charges dues à la marche en crabe

La distance h est déterminée selon le tableau suivant :

Tableau 5-11 : Formules de la distance h entre le centre de rotation instantané et le système de guidage concerné

| | Combinaison des paires de galets | | h |
|-------------------|----------------------------------|------------------|--|
| | Couplés (c) | Indépendants (i) | |
| Fixe/fixe FF | CFF | IFF | $\frac{m\xi_1\xi_2L^2 + \sum e_j^2}{\sum e_j}$ |
| Fixe/mobile FM | CFM | IFM | $\frac{m\xi_1L^2 + \sum e_j^2}{\sum e_j}$ |

Où

h : est la distance entre le centre de rotation instantané et le système de guidage concerné ;
 m est le nombre de paires de galets accouplés ($m = 0$ pour des paires de galets indépendants) ;
 $\xi_1 L$: est la distance entre le centre de rotation instantané et le rail 1 ;
 $\xi_2 L$: est la distance entre le centre de rotation instantané et le rail 2 ;
 L : est la portée du pont ;
 e_j : est la distance entre la paire de galets j et le système de guidage concerné.

Dans notre cas on a 2 paires de galets indépendants. On est dans le cas de combinaison IFF.

$m = 0$ (Les galets sont indépendants)

Le système de guidage (les galets de guidage) est à une distance de 320mm de l'axe du galet moteur.

On a donc : $e_1 = 320\text{mm}$, $e_2 = 2320\text{mm}$

$\Rightarrow h = 2078\text{mm}$

Le tableau suivant donne les formules de calcul des coefficients de force $\lambda_{s,1,j,k}$:

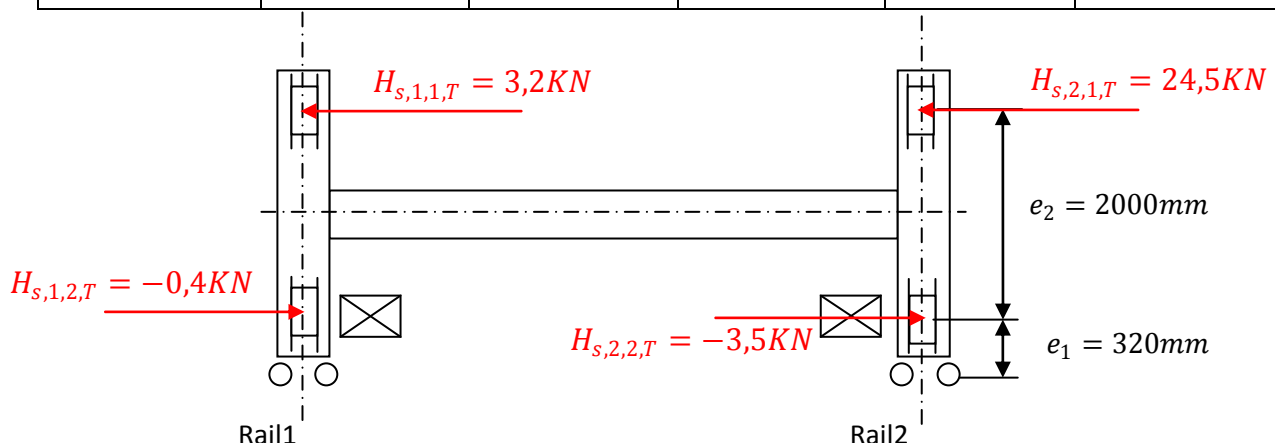
Tableau 5-12 : coefficients des forces dues à la marche en crabe

| Système | $\lambda_{s,j}$ | $\lambda_{s,1,j,L}$ | $\lambda_{s,1,j,T}$ | $\lambda_{s,1,j,L}$ | $\lambda_{s,1,j,T}$ |
|---------|--|-----------------------------|--|--|--|
| CFF | $1 - \frac{\sum e_j^2}{nh}$ | $\frac{\xi_1 \xi_2 L}{n h}$ | $\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$ | $\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$ | $\frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$ |
| IFF | | 0 | $\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$ | 0 | $\frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$ |
| CFM | $\xi_1 \left(1 - \frac{\sum e_j^2}{nh}\right)$ | $\frac{\xi_1 \xi_2 L}{n h}$ | $\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$ | $\frac{\xi_1 \xi_2 L}{n h}$ | 0 |
| IFM | | 0 | $\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$ | 0 | 0 |

Calcul des charges horizontales dues à la marche en crabe :

| $\lambda_{s,j}$ | $\lambda_{s,i,j,L}$ | $\lambda_{s,1,1,T}$ | $\lambda_{s,1,2,T}$ | $\lambda_{s,2,1,T}$ | $\lambda_{s,2,2,T}$ |
|-----------------|---------------------|----------------------|----------------------|---------------------|---------------------|
| 0,36 | 0 | $46,5 \cdot 10^{-3}$ | $-6,4 \cdot 10^{-3}$ | 0,36 | $-52 \cdot 10^{-3}$ |

| H_s | $H_{s,i,j,L}$ | $H_{s,1,1,T}$ | $H_{s,1,2,T}$ | $H_{s,2,1,T}$ | $H_{s,2,2,T}$ |
|--------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 24,5KN | 0 | 3,2KN | -0,4KN | 24,5KN | -3,5KN |



3- La charge horizontale due à l'accélération et le freinage du chariot :

Elle est estimée à 10% de la masse à lever et du poids propre de l'appareil de levage.

$$H_{T3} = 26KN$$

4- Charges de vent : Voir §5.1.2.3.

5.3.3.3. Les charges accidentelles :

1- Charge de tamponnement :

Lorsque des tampons sont utilisés, les forces exercées sur le bâti support de l'appareil de levage du fait de la collision avec les tampons doivent être calculées à partir de l'énergie cinétique de tous les éléments concernés de l'appareil de levage se déplaçant à la vitesse nominale.

La force de tamponnement est calculée par la formule suivante :

$$H_B = \varphi_7 V_1 \sqrt{m_c S_B}$$

Tel que :

φ_7 : Coefficient d'amplification dynamique ;

V_1 : Vitesse de translation du pont [m/s] ;

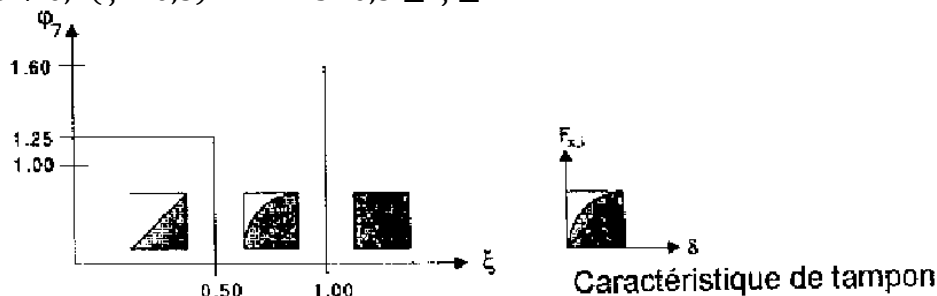
m_c : est la masse de l'appareil de levage et la masse à lever [kg] ;

S_B : Est la constante de raideur du tampon [kN/m].

Détermination du coefficient φ_7 :

$$\varphi_7 = 1,25 \quad \text{si } 0 \leq \xi \leq 0,5$$

$$\varphi_7 = 1,25 + 0,7(\xi - 0,5) \quad \text{si } 0,5 \leq \xi \leq 1$$



La caractéristique du tampon dimensionné au §4.4, varie d'une manière linéaire.

On a donc

$$\varphi_7 = 1,25$$

$$V_1 = 16m/min = 0,27m/s$$

$$m_c = 29000Kg$$

$$S_B = 450 \cdot 10^3 N/m \text{ (Voir §4.4)}$$

$$\Rightarrow H_B = 38,6KN$$

Cette charge sera répartie sur les 2 galets d'un sommier.

Force de renversement :

La force de renversement est la même appliquée sur la poutre de pont. Voir §5.1.2.4.

Charge sismique :

Les forces sismiques horizontales agissant sur les masses de la structure sont représentées par la force équivalente de cisaillement à la base agissant dans la direction du calcul.

La force sismique latérale équivalente représentant la réponse élastique V doit être calculée à l'aide de la formule suivante :

$$V = ASDIW/K$$

A : le coefficient de vitesse de zones

S : le coefficient du site

D : le facteur d'amplification dynamique

I : le coefficient de priorité

K : le facteur de comportement

W : la charge prise en poids de la structure

Le RPS 2000 répartit les bâtiments selon leur usage principal en deux classes de priorité. A chaque classe de bâtiments correspond un facteur d'importance ou de priorité I, qui est un facteur additionnel de sécurité.

Les équipements industriels tels que les ponts roulants sont de la 2^{ème} classe.

$$\Rightarrow I = 1$$

Il existe 3 niveaux de ductilité des structures. La structure du pont roulant peut être considérée comme peu ductile : Ce niveau de ductilité correspond aux structures dont la réponse sismique doit évoluer essentiellement dans le domaine élastique et pour lesquelles le règlement n'exige pas de prescriptions spéciales.

\Rightarrow ND1

Le facteur de comportement, ou coefficient de ductilité K, caractérise la capacité de dissipation de l'énergie vibratoire de la structure qui lui est transmise par les secousses sismiques. Ce coefficient est donné par le tableau en dessous en fonction du type du système de contreventement et du niveau de ductilité choisi.

Tableau 5-13 : Coefficient de ductilité de la structure

| Système de contreventement | ND1 | ND2 | ND3 |
|----------------------------|-----|-----|-----|
| Portiques | 2 | 3.5 | 5 |
| Murs et Refends | 2 | 3 | 4 |
| Refends | 1.4 | 2.1 | 2.8 |

Dans notre cas la structure du pont roulant peut être assimilée à la structure d'un portique.

$\Rightarrow K = 2$

Fès appartient à la zone sismique 2. (D'après la carte des zones sismique de RPS200)

Le tableau suivant donne le coefficient d'accélération A en fonction de la zone.

(Probabilité 10% en 50 ans)

Tableau 5-14: Coefficient d'accélération relatif au séisme

| Zones | $A = A_{\max} / g$ |
|-------|--------------------|
| Zone1 | 0.01 |
| Zone2 | 0.08 |
| Zone3 | 0.16 |

$\Rightarrow A = 0.08$

Le coefficient du site dépend de la nature du site on prend : $S=1.2$

Selon la magnitude du séisme qui dépend aussi de la nature du site on a : $T_c=0,6$ qui caractérise la période du séisme.

Le facteur d'amplification dynamique pour une période de $T_c = 0,6$ est estimé selon la norme à $D = 2,5$.

La charge W de la structure correspond à la totalité des charges permanentes G et une fraction q des charges d'exploitation Q en fonction de la nature des charges et leur durée. On prend :

$$W = G + \Psi Q$$

Pour une structure à utilisation périodique on a $\Psi = 0.3$

G : poids propre de la structure $G = 10,6KN$

Q : Charge d'exploitation (sans amplification dynamique) $Q = 258,1KN$

$$\Rightarrow W = 88,0KN$$

On obtient donc :

$$\Leftrightarrow V = 10,6\text{KN}$$

Cette charge sera appliquée linéairement sur la longueur de la poutre de roulement.

Les charges de fatigue :

Une évaluation de la fatigue n'est normalement pas exigée si le nombre de cycles, à plus de 50 % de la pleine charge utile, n'est pas supérieur à 10 000. La charge qui dépasse 50% de la charge nominale est la charge du galet complet. D'après la fréquence d'utilisation du pont roulant (Tableau 4-2) en se basant sur une durée de vie de 25 ans, le nombre de cycle à plus de 50% de la charge est $1400 < 10000$ cycle. La charge de fatigue ne sera pas prise en considération.

5.3.4. Les combinaisons de charges :

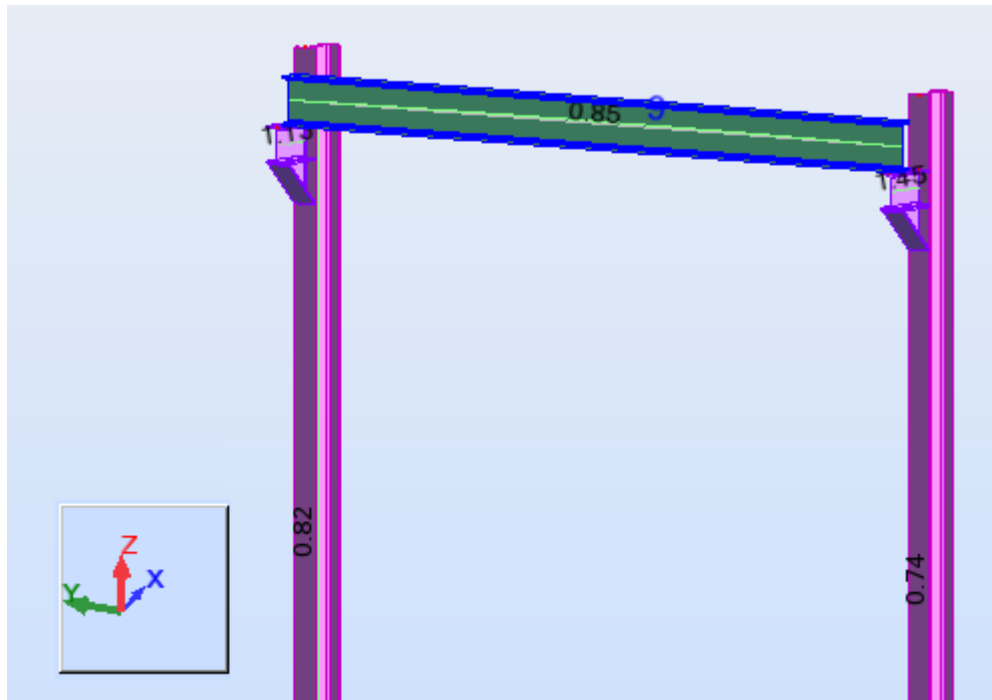
Les combinaisons de charges dans le tableau suivant vont être appliquées dans les 2 cas : poutre continue et poutre isostatique. Les combinaisons incluant la charge de vent seront calculées pour les 2 cas : vent suivant \vec{x} et vent suivant \vec{y} .

Tableau 5-15: Combinaisons de charges pour la structure support du pont roulant

| Etat à vérifier | Combinaisons |
|-----------------|---|
| ELS | $C_1 = G + \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_2 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + F_{w,(x,y)}$ |
| | $C_2 = G + \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_3 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + F_{w,(x,y)}$ |
| | $C_3 = G + \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + F_{w,(x,y)}$ |
| | $C_4 = G + \varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + F_{w,(x,y)}$ |
| | $C_5 = G + \varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h + H_S + F_{w,(x,y)}$ |
| | $C_6 = G + \varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h + H_{T3} + F_{w,(x,y)}$ |
| | $C_7 = G + \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + \varphi_6 \cdot Q_T + F_w$ |
| ELU | $C_8 = 1.35G + 1.5(\varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_2 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + F_{w,(x,y)})$ |
| | $C_9 = 1.35G + 1.5(\varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_3 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + F_{w,(x,y)})$ |
| | $C_{10} = 1.35G + 1.5(\varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + F_{w,(x,y)})$ |
| | $C_{11} = 1.35G + 1.5(\varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h + \varphi_5 \cdot (H_L + H_T) + F_{w,(x,y)})$ |
| | $C_{12} = 1.35G + 1.5(\varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h + H_S + F_{w,(x,y)})$ |
| | $C_{13} = 1.35G + 1.5(\varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h + H_{T3} + F_{w,(x,y)})$ |
| | $C_{14} = G + Q_c + Q_h + \varphi_7 \cdot H_B$ |
| | $C_{15} = G + Q_c + F_{A(x,y)}$ |
| | $C_{16} = G + Q_c + Q_h + F_{w,(x,y)} + H_{TA}$ |
| | $C_{17} = G + Q_c + Q_h + A_D$ |

5.3.5. Résultat de calcul :

5.3.5.1. Poutre isostatique :



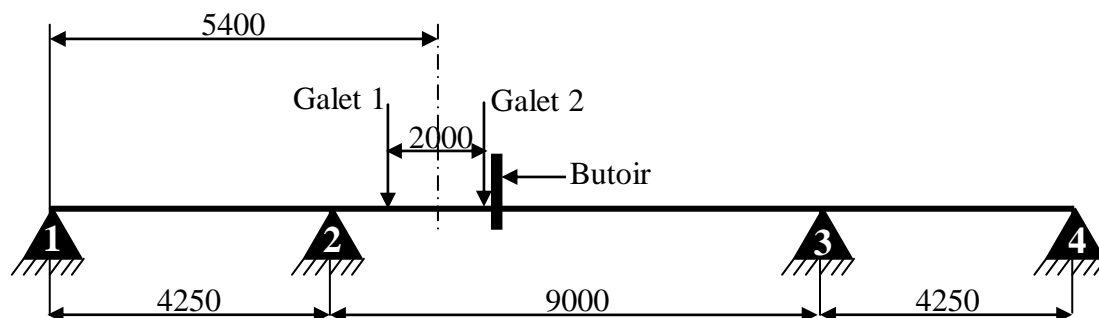
Le résultat de calcul dans le cas de la poutre isostatique est le suivant :

| Pièce | | Profil | Matériau | Lay | Laz | Ratio |
|------------|----|---------|----------|-------|--------|-------|
| 3 Poteau_3 | OK | HEB 500 | ACIER | 55.21 | 160.86 | 0.74 |
| 4 Poutre_4 | ✗ | HEB 450 | ACIER | 2.25 | 8.22 | 1.45 |
| 5 Poteau_5 | OK | HEB 500 | ACIER | 55.21 | 160.86 | 0.82 |
| 6 Poutre_6 | ✗ | HEB 450 | ACIER | 2.25 | 8.22 | 1.13 |
| 9 Poutre_9 | OK | HEB 600 | ACIER | 35.76 | 127.13 | 0.85 |

Le résultat de calcul montre un ratio supérieur à 1 pour les 2 corbeaux qui supportent la poutre de roulement même si on augmente la résistance de ses derniers par l'ajout de jarrets. L'analyse du résultat détaillé montre que le ratio maximal est obtenu lors de la vérification de la résistance au cisaillement suivant y. L'augmentation de la section des corbeaux ne résout pas le problème. Cette solution est éliminée.

5.3.5.2. Poutre continue

Après vérification des 22 positions données au §5.3.2., la position la plus défavorable concernant les poteaux la poutre de roulement et les corbeaux est la suivante :



Comme pour la poutre de roulement on prend un coefficient d'incertitude du model $\gamma_d = 1.5$. Le résultat du calcul donné par Robot est le suivant :

| Pièce | | Profil | Matériau | Lay | Laz | Ratio |
|------------|----|---------|----------|-------|--------|-------|
| 1 Poteau_1 | OK | HEB 500 | ACIER | 55.21 | 160.86 | 0.31 |
| 2 Poutre_2 | OK | HEB 450 | ACIER | 3.13 | 8.18 | 0.64 |
| 3 Poteau_3 | OK | HEB 500 | ACIER | 55.21 | 160.86 | 0.54 |
| 4 Poutre_4 | OK | HEB 450 | ACIER | 3.13 | 8.18 | 0.67 |
| 5 Poteau_5 | OK | HEB 500 | ACIER | 55.21 | 160.86 | 0.41 |
| 6 Poutre_6 | OK | HEB 450 | ACIER | 3.13 | 8.18 | 0.61 |
| 7 Poteau_7 | OK | HEB 500 | ACIER | 55.21 | 160.86 | 0.29 |
| 8 Poutre_8 | OK | HEB 450 | ACIER | 3.13 | 8.18 | 0.63 |
| 9 Poutre_9 | OK | HEB 600 | ACIER | 70.72 | 251.43 | 0.63 |

On vérifie bien que tous les ratios sont inférieurs à 0.67. Le choix des sections sera maintenu. Pour plus de détails sur les calculs effectués voir annexe H. L'annexe contient la note de calcul détaillée des poutres les plus sollicitées notamment : La poutre de roulement, le poteau et le corbeau les plus sollicités (poteau 2).

5.3.6. Les assemblages :

Les assemblages soudés entre poteau et corbeau sont plus résistants que les assemblages boulonnés. Le module dimensionnement d'assemblage en acier sur le logiciel Robot permet de générer des assemblages et calculer leur résistance par la suite. Dans le calcul de ces assemblages, on va se baser sur la vérification de l'assemblage entre le poteau 3 et la poutre 2 puisqu'ils subissent le maximum de sollicitations.

On remarque que plus la distance entre les poteaux et la poutre de roulement est importante plus les moments de flexion dans le corbeau est important. Dans ce cas, l'assemblage doit être plus résistant. Par contre, si la distance entre les poteaux et la poutre de roulement est réduite les poteaux subissent des efforts de torsions dues aux charges horizontales sur la poutre de roulement. La distance entre les poteaux et la poutre de roulement doit être bien choisie pour éviter ces deux problèmes.

L'assemblage boulonné sans jarret donne un ratio après calcul de 1,10. L'assemblage ne vérifie pas les conditions de stabilité. L'ajout d'un jarret permet d'augmenter la résistance de l'assemblage pour obtenir un ratio de 0,86.

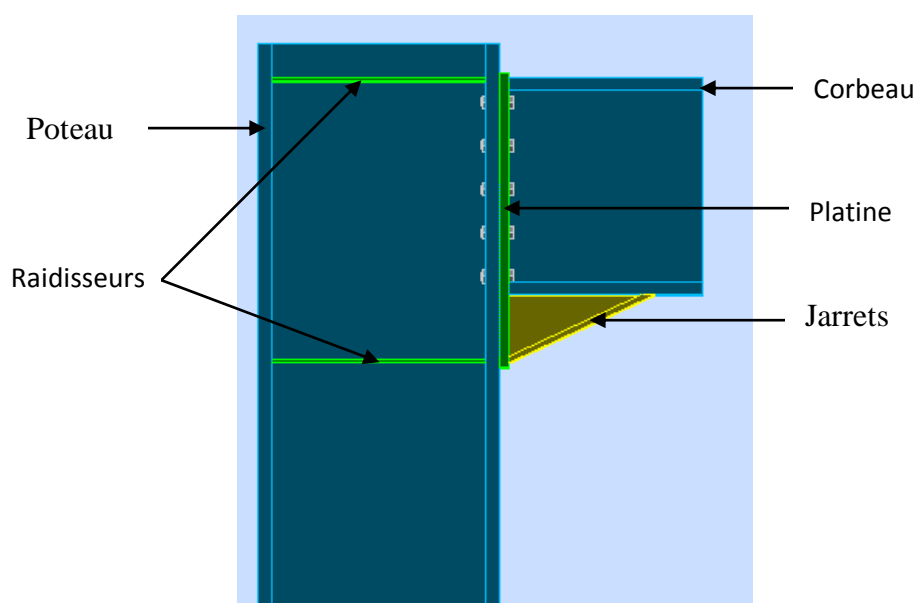


Figure 5-24 : Assemblage poteau corbeau

L'assemblage le plus résistant est l'assemblage soudé. La vérification avec Robot donne un ratio de 0,35.

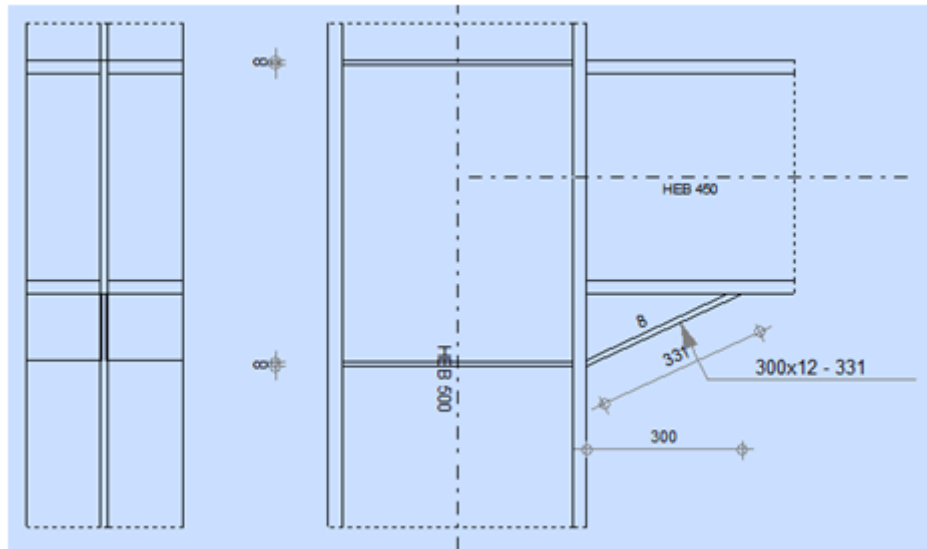


Figure 5-25 : Dimensions de l'assemblage poteau-corbeau

5.4. Les fondations :

Dans le présent rapport les fondations ne seront pas dimensionnées. Les données nécessaires pour le dimensionnement seront présentées.

La transmission des efforts des poteaux vers les fondations doit être correctement assurée. Pour que les efforts concentrés dans de petites sections soient répartis sur la surface d'appui, on utilise des plaques d'assise. La pression ainsi exercée sur le béton ne dépasse pas les limites des contraintes admissibles. Afin de limiter le risque de corrosion, il convient de placer le pied de poteau au-dessus du niveau du sol extérieur fini.

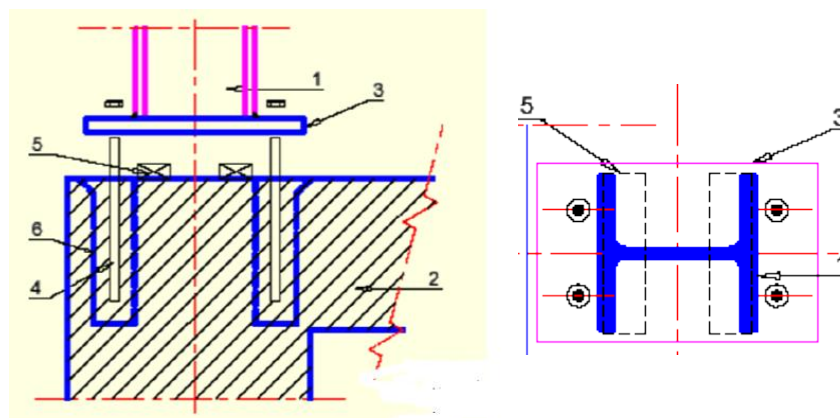


Figure 5-26 : Exemple pied de poteau encastré

- 1- Poteau HEA
- 2- Gros béton
- 3- Platine d'extrémité
- 4- Tige d'ancrage fileté scellé dans le béton
- 5- Cale
- 6- Cavité pour le coulage du béton

Le tableau suivant donne les valeurs extrêmes des réactions que devra supporter les fondations :

Tableau 5-16 : Réactions maximales aux encastremets des poteaux

| | $F_X (KN)$ | $F_Y (KN)$ | $F_Z (KN)$ | $M_X (KN.m)$ | $M_Y (KN.m)$ | $M_Z (KN.m)$ |
|----------|------------|------------|------------|--------------|--------------|--------------|
| Maximale | 18.34 | 9.75 | 465.77 | 28.61 | 240.86 | 2.56 |
| Minimale | -13.98 | -5.75 | 8.19 | -88.54 | -11.60 | -1.73 |

Recommandations :

« Les fondations pour machines rotatives constituent une source de vibrations qui se propagent dans le sol sur des distances plus ou moins grandes dépendant de leurs amplitudes et de la capacité du sol à dissiper leur énergie. Les machines provoquent des vibrations de différentes natures : harmoniques (turbines, moteurs à explosions), des chocs (marteau pilon), ou des vibrations quelconques (broyeurs).

Certains engins comme les broyeurs et concasseurs engendrent des actions qui ne se reproduisent pas identiquement à elles-mêmes au cours du temps mais qui souvent présentent des fluctuations obéissant à des lois de distribution stationnaire. Le traitement de ces actions aléatoires relève des méthodes de la dynamique stochastique. » [\[22\]](#)

Lors du dimensionnement des fondations du pont roulant il est obligatoire de prendre en compte les vibrations transmises par le broyeur au sol. Le pont roulant ne fonctionne que lors de l'arrêt du broyeur. Les vibrations dues au broyeur ne constituent pas de danger sur la marche du pont roulant (déraillement). Par contre, lors de son fonctionnement, le broyeur peut engendrer des charges de fatigues supplémentaires qui nuiront à la résistance de la structure du pont roulant et des éléments de guidages.

On recommande fortement une étude qui prend en considération les vibrations aléatoires dues au broyeur pour le dimensionnement des fondations. La presque totalité des vibrations doit être absorbée au niveau des fondations.

CHAPITRE 6 : ETUDE TECHNICO -ECONOMIQUE

6.1. Devis estimatif du projet :

Le devis estimatif permet l'évaluation du prix de l'ensemble des éléments et des tâches nécessaires pour exécuter le projet, ainsi la détermination plus ou moins de son montant global.

L'estimation du montant est basée sur :

- Une grille des prix de matières premières et de fabrication métallique.
- Un constructeur de composant du pont roulant « HADEF » [\[g\]](#):

6.1.1. Le prix de la charpente métallique du pont :

Ce prix est constituée de :

- Le prix de Fabrication est:
 - Mécanique de précision (**P**) : 80Dhs/kg
 - Chaudronnerie (**C**): 20Dhs/kg
- Le prix de la matière première :
 - Acier : 8Dhs/kg

Tableau 6-1:le montant des profilés de la structure :

| Eléments | Poutre de roulement | Poutre de pont | Poteaux | Corbeaux | Rail | Sommier |
|---|---------------------|----------------|----------|----------|-----------|----------|
| Désignation | HEB 600 | HEM 400 | HEB 500 | HEB 450 | A 65 E360 | HEB 300 |
| nombre éléments | 2 | 2 | 8 | 8 | 2 | 4 |
| Longueur (m) | 17.8 | 8.3 | 11.8 | 0.6 | 17.8 | 2.5 |
| Poids unitaire (K/m) | 212 | 256 | 187 | 171 | 43.1 | 117 |
| Poids total (Kg) | 7547 | 4285 | 17652 | 820 | 1534 | 1170 |
| Méthode de fabrication | C | C | C | C | P | C |
| Prix de fabrication (DH) | 150940 | 85700 | 353040 | 16400 | 122720 | 23400 |
| Prix de matière première (DH) | 60376 | 34280 | 141216 | 6560 | 12272 | 9360 |
| Prix total l'élément(DH) | 211316 | 119980 | 494256 | 22960 | 134992 | 32760 |
| Montant total de la charpente métallique (DH) | 1 016 264 | | | | | |

6.1.2. Le prix des éléments de levage et translation du pont :

Ces éléments sont :

Tableau 6-2:le montant des éléments de levage et translation

| Eléments | Nombre d'éléments | Prix unitaire (€) | Prix unitaire en (DH) | Prix totale (DH) |
|--------------------|-------------------|-------------------|-----------------------|------------------|
| Palan pneumatique | 2 | 52210 | 635395 | 1270791 |
| Bloc galet complet | 4 | 10450 | 127176 | 508706 |
| Montant total (DH) | 1 779 497 | | | |

Remarque :

- Le bloc galet complet est constitué de 2 galets dont 1 est entraîné par un motoréducteur.
- Le prix d'achat de 1€= 11,17 DH

6.1.3. Le montant total du projet :

Ce montant comprend le prix d'achat des matières premières et la fabrication.

Le montant total du projet est = 1 633 277+1 016 264=2 795 761 DH

Prix d'étude estimé à 5% du montant global = 140 000DH

6.2. Étude technico-économique :

6.2.1. Coût indirect d'un arrêt du broyeur vertical de matière crue :

Le broyeur vertical de clinker(Loesche) est un équipement névralgique dont le dysfonctionnement entraîne un arrêt total de la production.

Le galet étant l'équipement le plus critique du broyeur vertical, une éventuelle défaillance nécessitant son démontage complet entrainera l'arrêt définitif du broyeur.

Le broyeur vertical est de débit 240Tonnes/h de matière crue, il produit 116.6Tonnes/h de clinker donc un débit journalier de clinker 2800 Tonnes/jour.

Le taux de production de ciment à partir du clinker est de $\alpha = \frac{\text{ciment}}{\text{clinker}} = 1.42$ ce qui donne un débit de ciment de :

Débit de ciment= α .Débit de clinker=3976 Tonnes/jour

Le coût d'une tonne de ciment au marché =1300DH. Donc le coût d'un arrêt du broyeur vertical par jour est :

$$\text{Coût d'arrêt} = 1300 \cdot \text{Débit de ciment} = 5\,168\,800 \text{ DH/jour}$$

6.2.2. Amortissement du projet :

On remarque bien que le coût d'un arrêt journalier de broyeur est de 2 fois le montant totale de notre pont roulant. Ceci dit, moins d'une journée de production de ciment est capable d'amortir le montant global de notre projet.

6.2.3. Évaluation du coût du projet :

Le montant global du nouveau projet Fès 2800 qui a pour but le doublement de capacité de production de clinker est : 125 millions €= 1438 million de Dirhams

- Le montant de notre projet pont roulant est au environ de : 2.8million de Dirhams.
- La part de notre projet par rapport au projet globale est :

$$\frac{2.8}{1438} = 0.2\%$$

6.2.4. Conclusion :

Quelque soit le coût de revient du pont roulant, il est nécessaire pour le fonctionnement de l'usine .Toutefois ce projet n'est pas très coûteux comparé à l'ampleur du nouveau projet Fès 2800.Son amortissement est estimé à la moitié d'une journée de production de l'usine.

Conclusion

Au terme de ce travail, notre sujet a consisté en la conception d'un système de manutention des galets du broyeur vertical de matière crue. Un tel système est indispensable pour la bonne maintenance du broyeur qui est l'un des équipements les plus critiques de la cimenterie.

Dans notre étude nous avons commencé par vérifier la solution envisagée par la société pour le levage du galet qui est une grue mobile de capacité 150 tonnes. Nous avons constaté qu'elle ne peut atteindre la position de levage du galet sans entrer en collision avec les charpentes métalliques situées dans la zone du bâtiment broyeur vertical.

Par la suite, nous avons établi le cahier des charges fonctionnelles que doit remplir le moyen de manutention. Ce cahier englobe les contraintes géométriques dans la zone de levage à savoir la charpente métallique et les gazoducs, les différentes charges à lever par le moyen et sa fréquence d'utilisation. Ensuite, nous avons étudié les solutions possibles de levage qui se répartissent en deux catégories moyens de levage mobiles et fixes, une analyse multicritères nous a permis de fixer le choix sur le moyen le plus adéquat qui est un pont roulant mono poutre de capacité de levage de 25 tonnes.

Pour la conception du pont roulant nous avons dimensionné l'élément de levage qui est le palan avec ses dispositifs d'accrochage, s'en suit le bloc galet avec son rail de guidage, le motoréducteur destiné à la translation du pont roulant et les tampons de freinage du pont.

Nous avons aussi conçu dimensionné la charpente métallique support du pont roulant, cette charpente exige un calcul rigoureux des sollicitations statiques et dynamiques auxquelles elle est soumise. Nous avons déterminé les combinaisons de charges qui doivent être vérifiées aux états limites ultimes et de services pour s'assurer de la sécurité de l'ouvrage. Après avoir choisi les familles des profilés de la structure, nous les avons modélisé avec le logiciel de calcul de structure ROBOT qui nous a permis de déterminer les combinaisons de charges défavorables ainsi le résultat des vérifications faites avec les ratios de sécurité exigés.

Une étude technico économique du projet nous a permis d'évaluer le coût de revient et d'amortissement.

Le pont roulant conçu est une solution qui répond parfaitement aux exigences du cahier des charges fonctionnelles. Il présente une grande sécurité de l'opération de levage, un gain de temps de manutention considérable. Le pont roulant est toujours disponible contrairement aux grues mobiles qui exigent à chaque usage un contrat de location, un examen de conformité et un délai de livraison lié à la disponibilité d'un parc de location de grues près de l'usine. Son coût de revient estimé à 2.8 million de dirhams est faible en comparaison avec le coût globale du projet Fès 2800 (1.43 Milliard de dirhams). Son amortissement est estimé à une demi-journée de production de l'usine.

Notre projet relève d'un travail de bureau d'études spécialisé et demande des calculs et des vérifications fastidieux. Techniquement, la réalisation d'un pont roulant dans une installation existante présentant des contraintes géométriques, est plus complexe que l'intégration de ce même pont en première phase de conception de l'installation.

Bibliographie :

1. El baraka, Décembre 2010, Majal Holcim N°32, 32p ;
2. Loesche, Manuel d'utilisation du broyeur vertical LM46.4 ;
3. Loesche, Mills for cement and granulated blast furnace slag, 24p ;
4. Carsten Schössow, Loesche Grinding Plants for Coall Gasiifficattiion, Octobre 2008,45p ;
5. Claude PELLETIER, Techniques d'ingénieurs : Grues mobiles de chargement, 16p ;
6. Christian PELLISSIER, Techniques d'ingénieurs : Ponts roulants et portiques, 10p ;
7. Demag Cranes & Components GmbH, DRS, 2004/2005, 202p ;
8. Fédération Européenne de la Manutention (F.E.M.) Section I : Règles pour les calculs des appareils de levage, fascicule 1 : charpente, Juin 1962, 44p ;
9. F.E.M. Section I : Règles pour les calculs des appareils de levage, fascicule 2 : mécanismes, Novembre 1964, 162p ;
10. Hellmut ERNST, Les appareils de levage, Tome1 : Principes et éléments de construction, Paris 1955, 302p ;
11. Ingersoll Rand, LIFTCHAIN : Air and hydraulique chain hoists, 59p ;
12. Ingersoll Rand, LIFTCHAIN : Parts and maintenance manual, Septembre 2011, 60p ;
13. Catalogue SELM : Levage manutention sécurité, Novembre 2010, 183p ;
14. Ph. Lequien, Revue de Construction Métallique (CTICM) : Chemin de roulement de pont roulant galets, rails de roulement et pression de Hertz, 17p ;
15. P. Le Chaffotec et Ph. Lequien, CTICM, « Chemins de roulement de ponts roulants, quelques réflexions et précisions sur le référentiel technique français, problèmes et pathologies rencontrées », 24p ;
16. Eurocode 1 «Bases de calcul et actions sur les structures» et Document d'Application Nationale - Partie 1 : Bases de calcul (Avril 1996), 92p ;
17. Eurocode 1: Bases de calcul et actions sur les structures - Partie 5: Actions induites par les ponts roulants et autres machines (Novembre 1998), 62p ;
18. Eurocode 3 : Calcul des structures en acier et document d'application nationale - Partie 6 : Chemins de roulement (Avril 2002), 67p ;
19. Eurocode 3 : Calcul des structures en acier et document d'application nationale - Partie 1-1 : Règles générales et règles pour les bâtiments (Décembre1992), 537p ;
20. Règles NV 65 (neige et vent première édition en 1965) : Règles définissant les effets de la neige et du vent sur les constructions et annexes (Février 2009), 215p ;
21. RPS 2000 : Règlement de construction parasismique (2002), 84p.
22. Faouzi MERIBOUT , Université Mentouri Constantine, Thèse de doctorat : Analyse de la transmission au sol des vibrations à partir d'une structure vibrante, 111p ;
23. Arnaud Delaplace, Fabrice Gatuingt, Frédéric Ragueneau, Aide mémoire : MÉCANIQUE DES STRUCTURES, Résistance des matériaux, Dunod, Paris, 2008, 226p ;
24. SEDIDEC, Tampon amortisseur en polyuréthane élastomère, 11p ;

Sites internet : (dernière date de visite des sites le : 29/05/2012)

- a. Site de Holcim :
<http://www.holcim.ma/>
- b. Théorie de la maintenance :
http://www.ingexpert.com/maintexpert/php_theorie_maintenance_fiabilite.php.
- c. Abaques et dimensions des grues :
<http://www.sogecofa.com/outils/tableaux-de-charges.html>.
- d. Grues auxiliaires Effer :
http://www.lomag-man.org/grues_manutembarque/documentation_grues/FAQ_FR_051203_effer.pdf.
- e. Configurations poutre de pont :
http://www.deman.be/frans/aandachtspunten_fr.html.
- f. Théorème de Barré :
<http://licos.membre.fr/rdmestp>
- g. Constructeur de palan HADEF :
<http://www.hadef.fr/produkte/index.html>.

ANNEXES

ANNEXE A

Encombrement dans la zone de manutention :

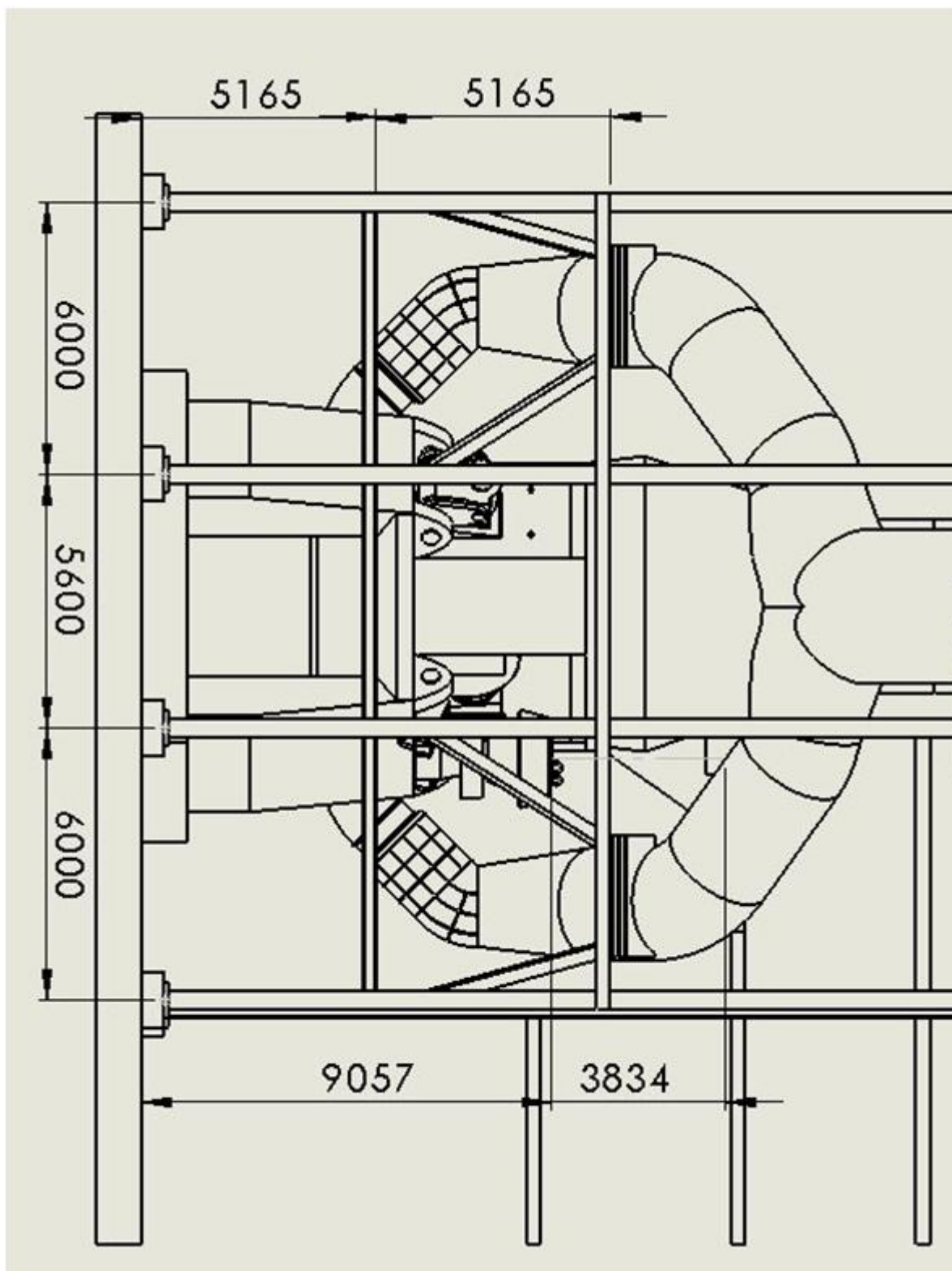


Figure A-1 : Encombrement vue de dessus

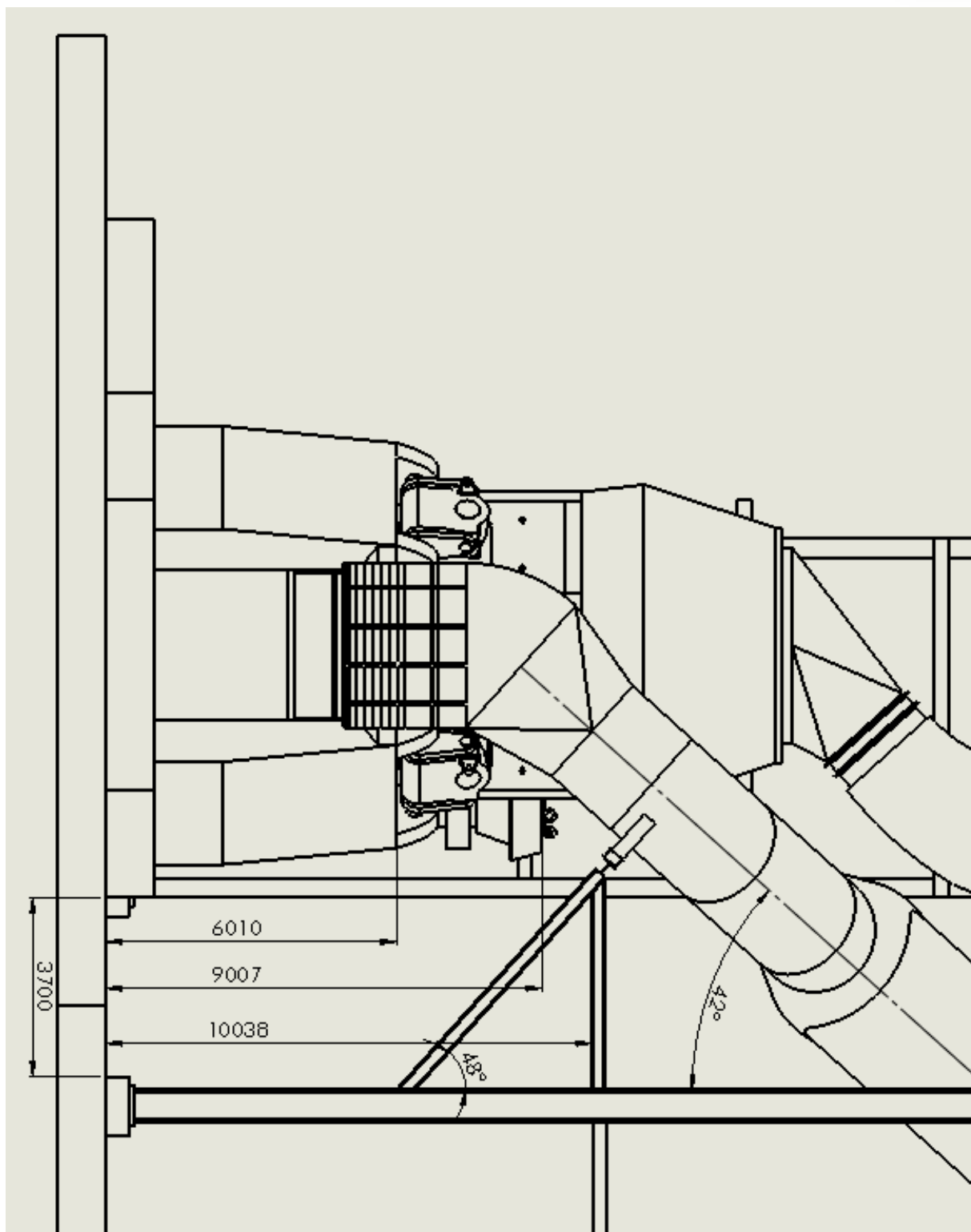


Figure A-2 : Encombrement vue de gauche

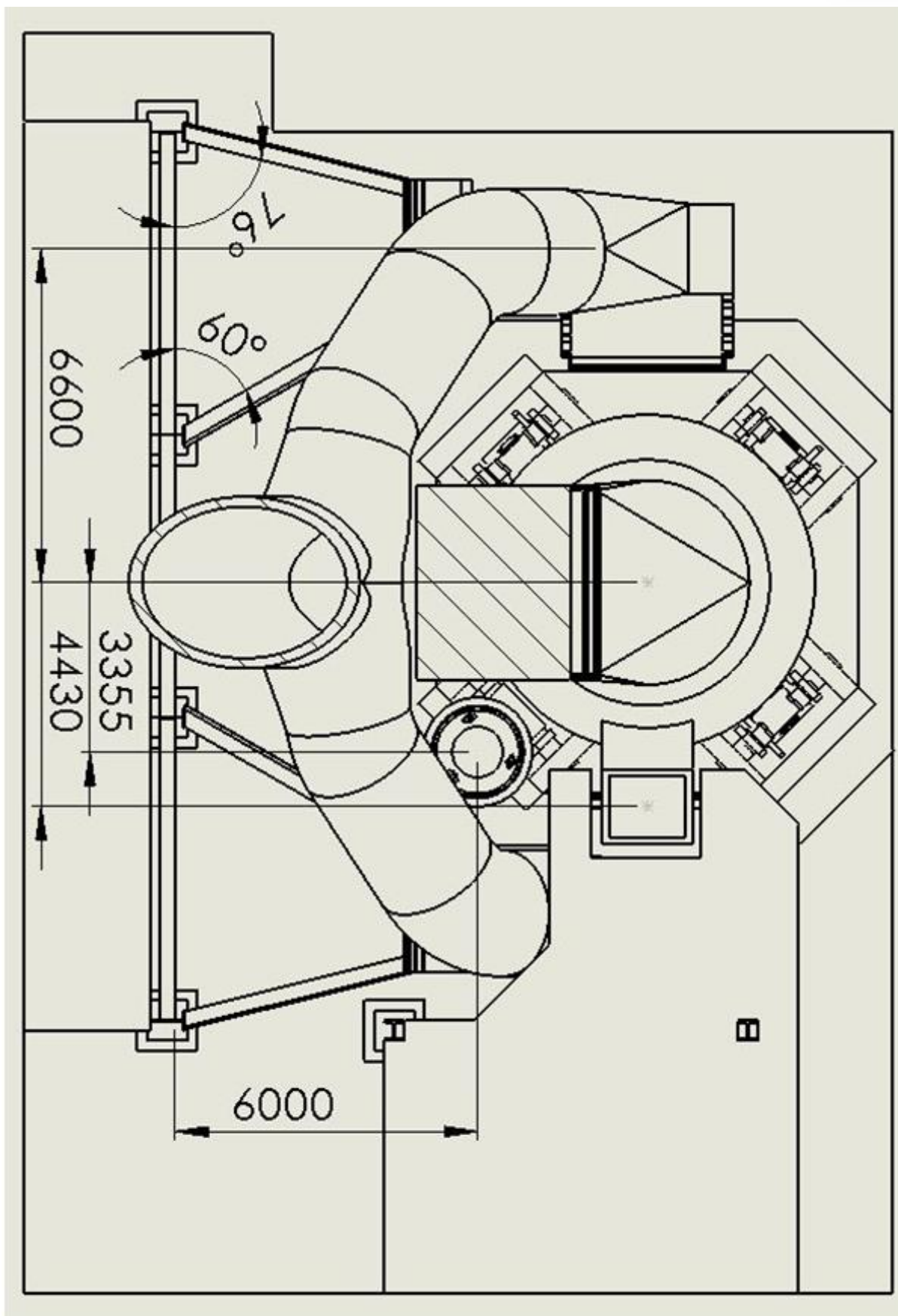


Figure A-3 : Encombrement vue de dessus

ANNEXE B

1. Sélection de la taille du galet :

Pour la sélection préliminaire du diamètre du galet on part des données suivant :

- la masse à déplacer $Q + G$, avec $Q = \text{masse nominale} = 25000\text{Kg}$
et $G = 4000\text{Kg} = \text{poind propre du pont roulant}$.
- groupe de mécanisme du pont roulant = 1Dm > 1Bm
- Vitesse de translation économique $v = 16\text{m/min}$.

On se base sur des données d'un constructeur « DEMAG »

Tableau B-1 : sélection de la taille du galet :

| Groupe de mécanismes/de sollicitations | | | | | Vitesse de translation en m/mn | | | | | | | | | | | |
|--|-------|-------|-------|-------|--------------------------------|----|----|----|------|----|----|----|----|-----|-----|-----|
| FEM | 3 m | 2 m | 1 Am | 1 Bm | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 31,5 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 |
| ISO | M 6 | M 5 | M 4 | M 3 | | | | | | | | | | | | |
| Masse en kg | 17480 | 19390 | 20980 | 25830 | | | | | | | | | | | | |
| | 18540 | 19880 | 22590 | 27810 | 400 | | | | | | | | | | | |
| | 18960 | 20320 | 24150 | 29740 | | | | | | | | | | | | |
| | 19390 | 20980 | 25830 | 30000 | | | | | | | | | | | | |

Pour une masse de près de $Q + G = 30000\text{kg}$ et une vitesse $v = 16\text{m/s}$ et pour des groupe de mécanisme supérieur à 1Bm on trouve un diamètre de 400mm.

2. calcul de Pmin I, II et Pmax I, II :

Service normale avec vent :

- $P_{minI} = \frac{\sum Q_{r(max)}}{2} = 17.4\text{KN}$
- $P_{maxI} = \frac{\sum Q_{r,max}}{2} = 142\text{KN}$

Hors service avec vent extrême :

- $P_{minII} = \frac{\sum Q_{r,min}}{2} = 8.8\text{KN}$
- $P_{maxII} = \frac{\sum Q_{r(min)}}{2} = 13.4\text{KN}$

3. vérification par pression d'Hertz

- Pour calculer P_L on doit préciser la résistance à la traction du galet et la résistance minimale de l'acier du rail.

Tableau B- 2:valeurs de P_L

Valeurs de P_L
(tableau T.9.12.a du cahier 9 des règles F.E.M.1.001)

| Résistance à la traction du métal du galet de roulement (MPa) | P_L (MPa) | Résistance minimale de l'acier du rail (MPa) |
|---|-------------|--|
| $f_u > 500$ | 5,00 | 350 |
| $f_u > 600$ | 5,60 | 350 |
| $f_u > 700$ | 6,50 | 510 |
| $f_u > 800$ | 7,20 | 510 |
| $f_u > 900$ | 7,80 | 600 |
| $f_u > 1000$ | 8,50 | 700 |

D'après le tableau des caractéristiques mécanique des matériaux du galet, On trouve la valeur $f_u=700\text{MPa}$ pour un matériau EN-GJS-700 (GGG 70).

Tableau B-3 : caractéristiques mécaniques des matériaux de galets
Caractéristiques mécaniques:

| numéro des matériaux | EN-JS1030 | EN-JS1050 | EN-JS1060 | EN-JS1070 |
|---|---------------|--------------|--------------|--------------|
| dénomination | EN-GJS-400-15 | EN-GJS-500-7 | EN-GJS-600-3 | EN-GJS-700-2 |
| ancienne norme DIN 1693 | GGG 40 | GGG 50 | GGG 60 | GGG 70 |
| résistance à la traction R_m N/mm ² | 400 | 500 | 600 | 700 |
| limite d'élasticité 0,2% $R_{p0,2}$ N/mm ² | 250 | 320 | 370 | 420 |
| allongement A % | 15 | 7 | 3 | 2 |
| dureté Brinell HB 30 — | 135-170 | 150-170 | 200-250 | 220-280 |
| module d'élasticité E kN/mm ² | 165 - 175 | | | |

L'acier du rail choisi à une limite d'élasticité= $360\text{MPa} \approx 350\text{MPa}$.

D'où le choix de la valeur $P_L = 5.6\text{MPa}$.

- Pour le calcul de la valeur C_1 : pour une vitesse de translation de 16m/min et un diamètre du galet 400mm. On a $C_1 = 1.11$

Tableau B-4 : valeurs du coefficient C_1

Valeurs du coefficient C_1
(tableau T.4.2.4.1.b du cahier 4 des règles F.E.M.1.001)

| D Diamètre galet (mm) | Valeurs de C_1 en fonction de la vitesse de translation du pont roulant en m/min | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 31,5 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 |
| 200 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | 0,66 | | | |
| 250 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | 0,66 | | |
| 315 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | 0,66 | |
| 400 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | 0,66 |
| 500 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 |
| 630 | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 |
| 710 | | 1,16 | 1,14 | 1,13 | 1,12 | 1,1 | 1,07 | 1,04 | 1,02 | 0,99 | 0,96 | 0,92 | 0,89 | 0,84 | 0,79 |
| 800 | | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 |
| 900 | | | 1,16 | 1,14 | 1,13 | 1,12 | 1,1 | 1,07 | 1,04 | 1,02 | 0,99 | 0,96 | 0,92 | 0,89 | 0,84 |
| 1000 | | | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 |
| 1120 | | | | 1,16 | 1,14 | 1,13 | 1,12 | 1,1 | 1,07 | 1,04 | 1,02 | 0,99 | 0,96 | 0,92 | 0,89 |
| 1250 | | | | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 |

- Pour le calcul de la valeur C_2

Tableau B-5 : Valeurs du coefficient C₂ selon ISO

| Classification en groupe de mécanisme | C ₂ |
|---------------------------------------|----------------|
| M ₁ et M ₂ | 1,25 |
| M ₃ et M ₄ | 1,12 |
| M ₅ | 1,00 |
| M ₆ | 0,90 |
| M ₇ et M ₈ | 0,80 |

Tableau C-6: groupe mécanisme du pont roulant

| | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|
| FEM | 1Dm | 1Cm | 1Bm | 1Am | 2m | 3m | 4m | 5m |
| ISO | M1 | M2 | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 |

Pour un groupe 1Dm (selon FEM)=M1, C₂ = 1.25.

Tableau B-6 : résistance spécifique au roulement

| Bloc-galet DRS | ∅ galet en mm | Résistance spécifique au roulement en N/t |
|----------------|---------------|---|
| 112 | 112 | 155 |
| | 126 | 140 |
| 125 | 125 | 141 |
| | 145 | 123 |
| 160 | 160 | 112 |
| | 183 | 99 |
| 200 | 200 | 92 |
| | 226 | 82 |
| 250 | 250 | 75 |
| | 270 | 70 |
| 315 | 315 | 61 |
| | 340 | 57 |
| 400 | 400 | 49 |
| | 440 | 45 |
| 500 | 500 | 40 |
| | 545 | 37 |

Tableau B-7 : Facteur de charge radiale équivalente

| Types de roulements | X ₁ | Y ₁ | X ₂ | Y ₂ |
|--|----------------|----------------|----------------|----------------|
| à billes à gorges profondes | 1 | 0,0 | 0,5 | 1,4 |
| à billes avec contact angulaire (angle faible) | 1 | 1,25 | 0,45 | 1,2 |
| à billes avec contact angulaire (angle élevé) | 1 | 0,75 | 0,4 | 0,75 |
| à billes avec double rangée | 1 | 0,75 | 0,63 | 1,25 |
| à rouleaux | 1 | 2,5 | 0,67 | 3,7 |

4. sélection d'un Tampon :

Dans le diagramme de sélection et à partir d'un facteur de compression $f_i = 65\%$ et une vitesse $v=16\text{m/min}$ considéré comme statique dans le diagramme, on monte en haut jusqu'à l'énergie d'absorption $w = 0.8\text{KNm}$ ceci donne en suivant la courbe un tampon de dimension 125/125mm.

D'après le tableau suivant on trouve le modèle 125/125 mm avec les caractéristiques citées précédemment.

Tableau B-8 : caractéristiques des tampons

Absorption de l'énergie et des forces

| Données | | | Compression max. en pourcentage de la hauteur H | | | | | | | | | | | |
|----------|--------|-----------------------|---|-------------|------------|------------|-----------------------------|------------|--------------|-------------|-----------------------------|-------------|-------------|--------------|
| Tamp. n° | Modèle | Dimensions D x H (mm) | 50% | | | | 65% | | | | 75% | | | |
| | | | V (m/s) | | | | V (m/s) | | | | V (m/s) | | | |
| | | | 0 | 1 | 2 | 3 | 0 | 1 | 2 | 3 | 0 | 1 | 2 | 3 |
| | | | Force finale (kN) | | | | Force finale (kN) | | | | Force finale (kN) | | | |
| | | | Absorption d'énergie W (kJ) | | | | Absorption d'énergie W (kJ) | | | | Absorption d'énergie W (kJ) | | | |
| 0 | 2 | 70 x 70 | 4,3 0,08 | 6,9 0,12 | 10 0,19 | 17 0,33 | 14 0,18 | 15 0,25 | 16,5 0,35 | 25 0,58 | 39 0,33 | 28 0,39 | 26 0,48 | 32 0,76 |
| 1 | 1 | 80 x 40 | 5 0,05 | 8 0,08 | 12 0,13 | 20 0,22 | 15 0,11 | 16 0,15 | 18 0,22 | 27 0,36 | 42 0,20 | 30 0,24 | 28 0,30 | 35 0,47 |
| 2 | 2 | 80 x 80 | 5 0,10 | 8 0,16 | 12 0,26 | 20 0,44 | 15 0,22 | 16 0,30 | 18 0,44 | 27 0,71 | 42 0,40 | 30 0,48 | 28 0,60 | 35 0,95 |
| 3 | 3 | 80 x 120 | 5 0,15 | 8 0,24 | 12 0,39 | 20 0,66 | 15 0,32 | 16 0,45 | 18 0,66 | 27 1,70 | 42 0,60 | 30 0,72 | 28 0,90 | 35 1,42 |
| 4 | 1 | 100 x 50 | 8 0,10 | 12 0,16 | 18 0,25 | 30 0,43 | 23 0,20 | 24 0,29 | 27 0,42 | 42 0,69 | 65 0,40 | 48 0,47 | 42 0,57 | 55 0,92 |
| 5 | 2 | 100 x 100 | 8 0,20 | 12 0,33 | 18 0,50 | 30 0,86 | 23 0,40 | 24 0,57 | 27 0,84 | 42 1,38 | 65 0,80 | 48 0,95 | 42 1,15 | 55 1,85 |
| 6 | 3 | 100 x 150 | 8 0,30 | 12 0,49 | 18 0,75 | 30 1,29 | 23 0,60 | 24 0,85 | 27 1,27 | 42 2,07 | 65 1,20 | 48 1,42 | 42 1,72 | 55 2,77 |
| 7 | 1 | 125 x 63 | 12 0,20 | 20 0,32 | 30 0,50 | 50 0,82 | 37 0,40 | 38 0,57 | 42 0,82 | 65 1,28 | 105 0,77 | 75 0,90 | 70 1,15 | 85 1,80 |
| 8 | 2 | 125 x 125 | 12 0,40 | 20 0,65 | 30 1,00 | 50 1,65 | 37 0,80 | 38 1,12 | 42 1,64 | 65 2,70 | 105 1,55 | 75 1,80 | 70 2,30 | 85 3,60 |
| 9 | 3 | 125 x 190 | 12 0,60 | 20 0,97 | 30 1,50 | 50 2,47 | 37 1,22 | 38 1,70 | 42 2,50 | 65 4,10 | 105 2,32 | 75 2,70 | 70 3,45 | 85 5,40 |
| 10 | 1 | 160 x 80 | 20 0,40 | 30 0,67 | 50 1,10 | 80 1,75 | 61 0,85 | 64 1,20 | 69 1,70 | 107 2,85 | 165 1,65 | 120 1,95 | 110 2,40 | 140 3,80 |
| 11 | 2 | 160 x 160 | 20 0,80 | 30 1,35 | 50 2,20 | 80 3,50 | 61 1,70 | 64 2,40 | 69 3,50 | 107 5,70 | 165 3,30 | 120 3,90 | 110 4,80 | 140 7,60 |
| 12 | 3 | 160 x 240 | 20 1,20 | 30 2,02 | 50 3,30 | 80 5,25 | 61 2,60 | 64 3,70 | 69 5,20 | 107 8,70 | 165 4,95 | 120 5,85 | 110 7,20 | 140 11,40 |

- $w = 0.8\text{KNm}$ énergie d'absorption cinétique
- $F = 37\text{KN}$ force finale

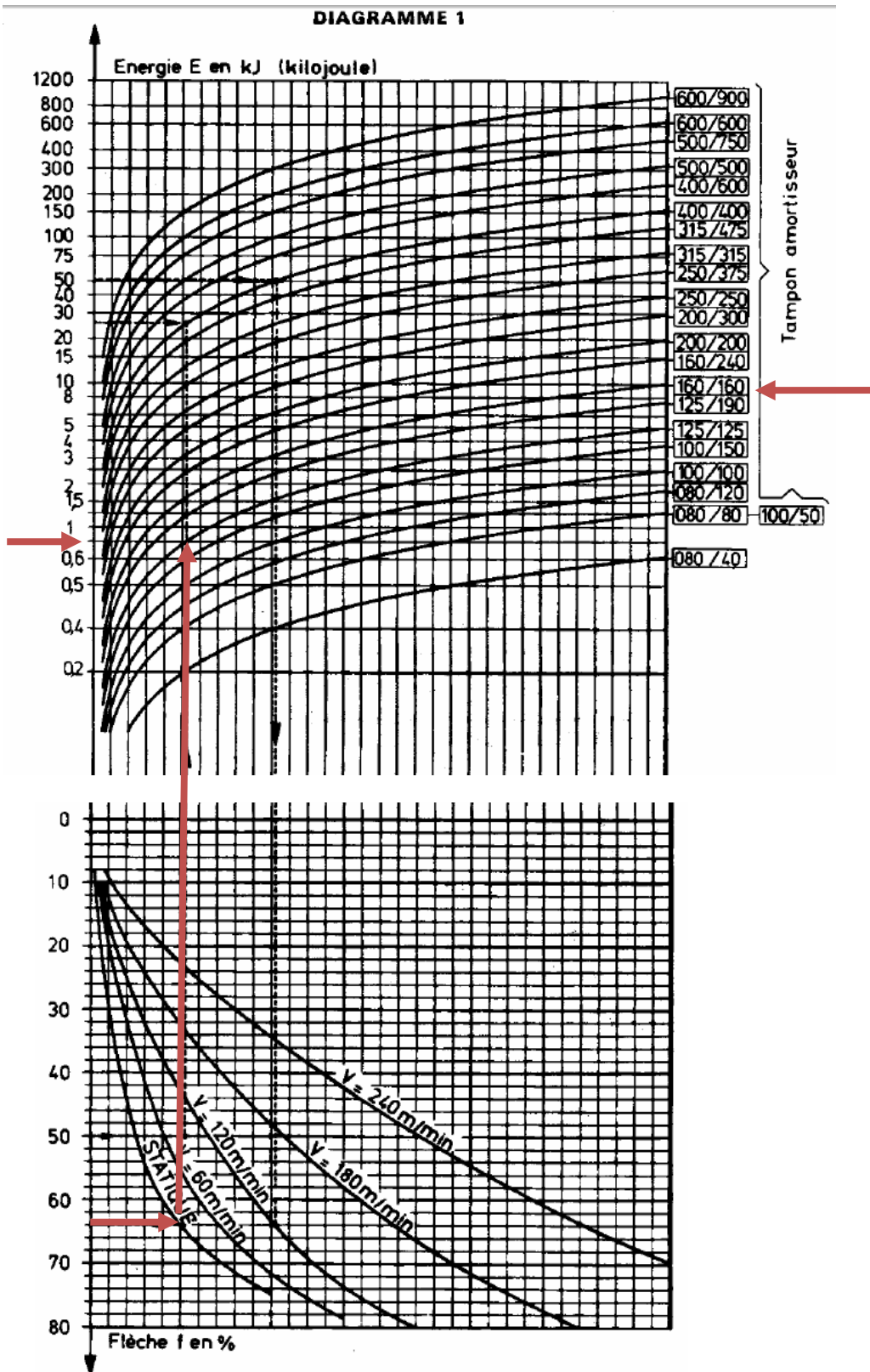


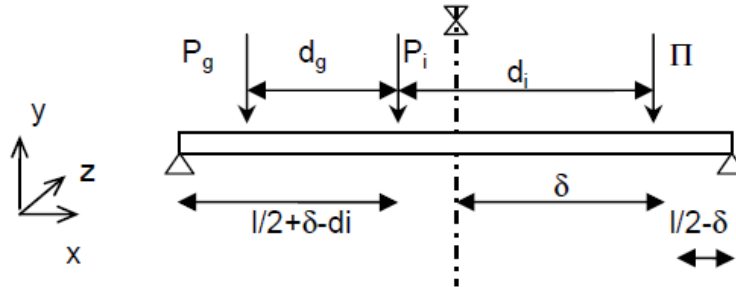
Figure B-1 : diagramme de sélection de tampon

ANNEXE C

Maximum absolu du moment fléchissant pour l'ensemble de la poutre : Théorème de Barré :

Considérons un convoi de charges P_i . Désignons par P la résultante des forces du convoi situées sur la poutre G_0G_1 .

Soit d la distance de la résultante P au milieu de la poutre ; Soit d_i la distance entre la charge P_i , située à gauche de P , et la résultante P ;



Plaçons-nous au droit d'une charge P_i et étudions les sollicitations en cette section.

En écrivant l'équilibre des moments en G_1 , il vient :

$$V_0 \cdot l = \Pi \cdot (l/2 - \delta), \text{ soit } V_0 = \Pi \left(\frac{1}{2} - \frac{\delta}{l} \right)$$

Le moment μ_i au droit de la charge P_i est égal à :

$$\mu_i = (l/2 + \delta - d_i) \cdot V_0 - \sum P_g d_g = \Pi \left(\frac{1}{2} - \frac{\delta}{l} \right) (l/2 + \delta - d_i) - \sum P_g d_g$$

Où d_g désigne la distance entre les points d'applications P_g situés à gauche de P_i et le point d'application de la charge P_i .

Dans cette expression, seule la distance δ , qui fixe la position du convoi (puisque c'est la position de la résultante) est variable, toutes les autres distances d_g et d_i sont fixes. La valeur extrême du moment μ_i est donc atteinte pour la valeur de δ qui annule la dérivée de μ_i .

$$\frac{d\mu_i}{d\delta} = -\frac{\Pi}{l} \left(\frac{l}{2} + \delta - d_i \right) + \Pi \left(\frac{1}{2} - \frac{\delta}{l} \right) = 0$$

$$\text{soit } 2\delta - d_i = 0$$

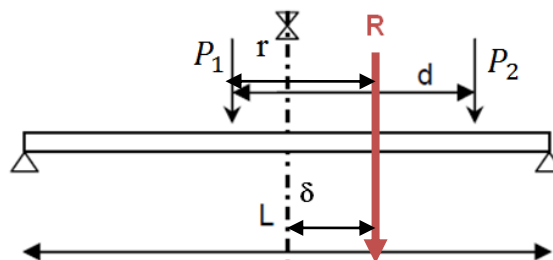
$$\text{soit } \delta = \frac{d_i}{2}$$

Le théorème de Barré s'énonce ainsi : Le moment fléchissant est maximal au droit d'un essieu lorsque cet essieu et la résultante générale du convoi occupent des positions symétriques par rapport au milieu de la poutre.

La valeur de ce moment est obtenue en remplaçant δ par sa valeur dans l'expression de μ_i :

$$\mu_{i\max} = \frac{\Pi l}{4} \left(1 - \frac{d_i}{l} \right)^2 - \sum P_g d_g$$

❖ Cas de convoi à 2 charges roulantes P_1 et P_2 :



Le moment max μ_{max} est pour $\delta = \frac{r}{2}$:

$$\mu_{max} = (P_1 + P_2) \cdot \frac{(l - r)^2}{4l}$$

Si les 2 charges P1 et P2 sont égales on se trouve dans la position la plus défavorable si la première charge a dépassé le milieu de la poutre de $\frac{d}{4}$.

$$\mu_{max} = P \cdot \frac{(l - \frac{d}{2})^2}{2l}$$

ANNEXE D

Effets du vent :

Les actions dues au vent sont déterminées selon les règles NV-65. Ces règles sont expliquées dans les ouvrages connus sous le nom de « Techniques de l'ingénieur ».

❖ **Direction du vent :**

La direction d'ensemble moyenne du vent est supposée horizontale et normale aux parois verticales d'une construction.

❖ **Exposition des surfaces :**

En supposant que l'on remplace les filets d'air par un faisceau de rayons lumineux de même direction, les surfaces éclairées sont dites « au vent » et les surfaces non éclairées sont dites « sous le vent ».

❖ **Maître-couple :**

Dans le même esprit de substitution du vent par un rayon lumineux, l'ombre portée sur un plan perpendiculaire à la direction des rayons (ou du vent) est appelée le maître-couple de la construction.

❖ **Action exercée par le vent sur l'une des faces d'une paroi :**

L'action est toujours perpendiculaire à la face de la paroi. Elle est fonction :

- de la vitesse du vent ;
- de la forme et de la catégorie de la construction à laquelle elle appartient ;
- de l'emplacement de la paroi dans la construction et de son orientation par rapport à la direction du vent.

❖ **Pression dynamique et coefficient de pression :**

L'action unitaire exercée par le vent sur une des faces de la paroi est donnée par l'expression :

$$p = c q$$

Avec :

q pression dynamique fonction de la vitesse du vent,

c coefficient de pression fonction des trois critères définis précédemment.

Le coefficient de pression **c** est régi par la convention de signe suivante :

- $c > 0$ si l'action normale à la face est dirigée vers elle (**pression ou surpression**),
- $c < 0$ si l'action normale à la face est dirigée en sens contraire (**suction ou dépression**).

❖ **Action résultante unitaire et totale sur une paroi :**

La résultante unitaire p_r sur une paroi est la combinaison algébrique des actions élémentaires unitaires sur chacune des faces de la paroi :

$$p_r = (c_1 - c_2) q_r$$

c_1 et c_2 étant les coefficients de pression de chaque face de la paroi frappée par le vent, affectés du signe conforme à la convention définie précédemment.

L'action résultante totale sur une paroi de surface S est :

$$p = p_r S$$

❖ **Effet de site :**

La nature du site d'implantation en comparaison avec celui des relevés météo peut conduire à une diminution ou une augmentation de la vitesse du vent et donc des pressions correspondantes. Les règles NV 65 considèrent trois types de site :

- ✓ Site protégé : par exemple, fond de cuvette bordée de collines sur tout son pourtour ou site urbain dense ;
- ✓ Site normal : par exemple, plaine de grande étendue avec des dénivellations peu importantes, de pente inférieure à 10 % ;

- ✓ Site exposé : par exemple, littoral en général sur une profondeur de 6 km, sommet des falaises, îles ou presqu'îles étroites, vallées étroites.

En fonction du site, les pressions de base normales et extrêmes doivent être pondérées par un coefficient de site k_s .

Tableau D-1 : Valeur des vitesses du vent correspondant à celles des pressions

| | Valeurs normales | | Valeurs extrêmes | |
|--------|------------------|-------|------------------|-------|
| | m/s | km/h | m/s | km/h |
| Zone 1 | 28,6 | 103,0 | 37,8 | 136,1 |
| Zone 2 | 31,3 | 112,7 | 41,4 | 149,1 |
| Zone 3 | 35,0 | 126,0 | 46,3 | 166,6 |
| Zone 4 | 38,3 | 137,9 | 50,7 | 182,5 |
| Zone 5 | 44,2 | 159,2 | 58,5 | 210,6 |

Tableau D-2 : Coefficients de site à appliquer aux pressions de base selon les zones de vent

| | Zone 1 | Zone 2 | Zone 3 | Zone 4 | Zone 5 |
|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Site protégé | 0,80 | 0,80 | 0,80 | 0,80 | (*) |
| Site normal | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Site exposé | 1,35 | 1,30 | 1,25 | 1,20 | 1,20 |

*. La notion de site protégé n'est pas prise en compte dans cette zone.

Donc $k_s=1$

❖ **Effet de masque k_m :**

Il y a l'effet de masque lorsque la construction envisagée est masquée et protégée par d'autres constructions de grande probabilité de durée. Dans ce cas, les pressions dynamiques de base peuvent être réduite de 25 % tout en respectant les valeurs limites. La réduction pour effet de masque doit être prise en compte avec prudence, le masquage d'une construction par une autre pouvant, au contraire, conduire à une augmentation de la vitesse du vent par effet de sillage.

Le bâtiment broyeur n'est pas masquée, donc selon NV65, art.1.243, p.59, le coefficient K_m est égal à :

$$K_m = 1$$

❖ **Charge linéique appliquées sur :**

Pour le vent suivant \vec{y} :

- Poteau (HEB500): $F = p_r \cdot (\text{profondeur de l'âme}) = p_r \cdot 0.5$
- Poutre de pont (IPE600): $F = p_r \cdot (\text{profondeur de l'âme}) = p_r \cdot 0.6$

Pour le vent suivant $\vec{-x}$:

- Poutre de roulement (HEB600) : $F = p_r \cdot (\text{profondeur de l'âme}) = p_r \cdot 0.6$
- Poteau (HEB500): $F = p_r \cdot (\text{largeur de la semelle}) = p_r \cdot 0.3$

Le tableau suivant récapitule toutes les charges en vue des les faire entrer dans le logiciel ROBOT.

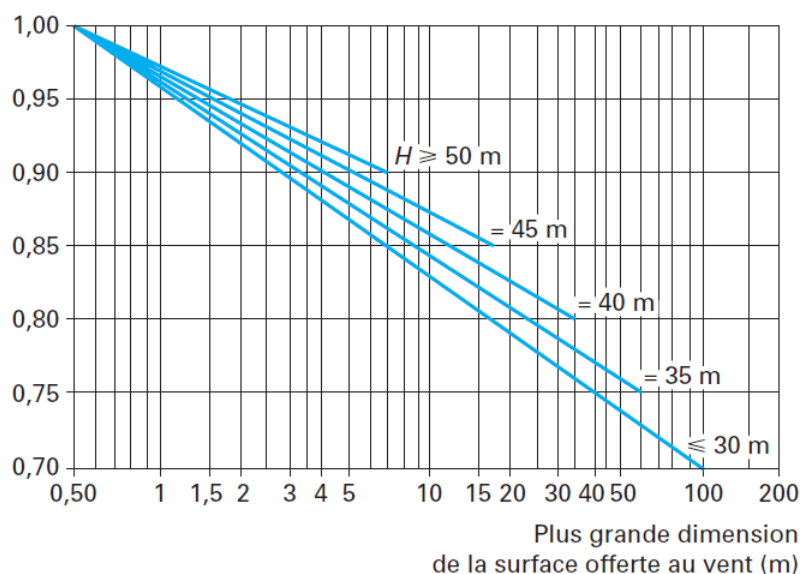
Tableau D-3 : les forces linéiques appliquées sur la structure

| Direction du vent | | Service avec Vent normal F (KN/m) | | | Hors service avec vent extrême F (KN/m) | | |
|-------------------|----|--|------------------------|---------------------|--|------------------------|---------------------|
| | | Poteau | Poutre du pont roulant | Poutre de roulement | Poteau | Poutre du pont roulant | Poutre de roulement |
| \vec{y} | S1 | 0.36 | 0.4 | - | 0.57 | 0.69 | - |
| | S2 | -0.22 | -0.27 | - | -0.4 | -0.48 | - |
| $\vec{-x}$ | S3 | 0.17 | - | 0.38 | 0.3 | - | 0.66 |
| | S4 | -0.12 | - | -0.25 | -0.22 | - | -0.45 |

❖ **Réduction maximale des pressions dynamiques de base et valeurs limites des pressions dynamiques corrigées :**

Quels que soient, pour une construction donnée, la hauteur H au-dessus du sol, le site et l'effet de dimension, les valeurs de la pression dynamique corrigée seront bornées à celles données au tableau B-3 pour les zones 1 à 4.

Coefficient de réduction des pressions dynamiques δ



On notera que ce coefficient est limité à 0,90 pour des immeubles d'une hauteur de 50 m ou plus, quelle qu'en soit la longueur.

Le coefficient de réduction garde une valeur constante (0,70) jusqu'à 30 m de hauteur, pour des bâtiments ayant plus de 100 m de longueur.

Figure D-1 : Graphe des coefficients de réduction des pressions dynamique

Tableau D-4 : Valeurs limites des pressions dynamiques corrigées

| | Valeurs maximales | Valeurs minimales |
|-------------------------------------|--------------------------|-------------------------|
| Pression dynamique normale corrigée | 170 daN/m ² | 30 daN/m ² |
| Pression dynamique extrême corrigée | 297,5 daN/m ² | 52,5 daN/m ² |

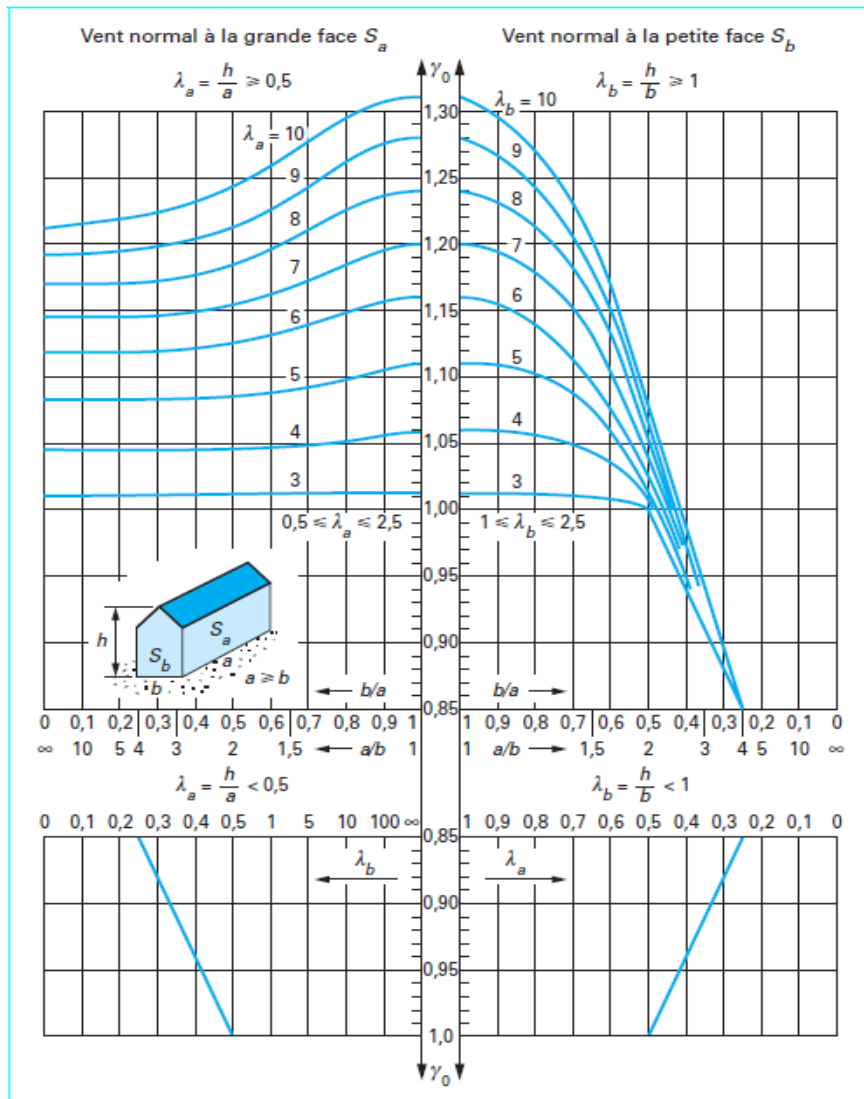


Figure D-2 : Graphe des coefficients pour les constructions prismatiques à base quadrangulaire reposant sur le sol

ANNEXE E

Les coefficients partiels (Eurocode 1 partie 5)

Pour les vérifications dictées par la résistance du matériau structural ou du sol, le Tableau A.1 donne les coefficients partiels des actions pour les états limites ultimes dans les situations persistantes, transitoires et accidentelles de calcul.

Tableau E-1 – Coefficients partiels

| Action | Symbole | Situation | |
|---|-----------------|-----------|------|
| | | P/T | A |
| Actions variables de l'appareil de levage | | | |
| défavorables | γ_{Gsup} | 1,35 | 1,00 |
| favorables | γ_{Ginf} | | |
| en cas de présence | | 1,00 | 1,00 |
| en cas d'absence | | 0 | 0 |
| autres actions variables | γ_Q | 1,50 | 1,00 |
| défavorables | | 0 | 0 |
| favorables | | | |
| Actions accidentelles | γ_A | | 1,00 |
| P – Situation persistente T – Situation transitoire A – Situation accidentelle. | | | |

ANNEXE F

CALCUL DES STRUCTURES ACIER

NORME : EN 1993-1:2005/AC:2009, Eurocode 3: Design of steel structures.

TYPE D'ANALYSE : Dimensionnement des familles

PIECE : 2 Poutre_pont

POINT : 300

COORDONNEE : x = 0.48 L = 4.18 m

CHARGEMENTS :

Cas de charge décisif : 12 ELU1 1*1.35+(2+3)*1.50

MATERIAU :

ACIER $f_y = 235.00 \text{ N/mm}^2$



PARAMETRES DE LA SECTION : HEM 400

| | | | |
|-----------|------------------------------|------------------------------|----------------------------|
| h=43.2 cm | gM0=1.00 | gM1=1.00 | |
| b=30.7 cm | Ay=263.20 cm ² | Az=110.18 cm ² | Ax=325.78 cm ² |
| tw=2.1 cm | Iy=104119.00 cm ⁴ | Iz=19335.50 cm ⁴ | Ix=1773.00 cm ⁴ |
| tf=4.0 cm | Wply=5570.79 cm ³ | Wplz=1934.15 cm ³ | |

EFFORTS INTERNES ET RESISTANCES ULTIMES :

| | | | |
|--------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| N _{Ed} = 952.88 kN | My _{Ed} = 625.92 kN*m | Mz _{Ed} = 5.49 kN*m | Vy _{Ed} = -0.09 kN |
| N _{c,Rd} = 7655.78 kN | My _{pl,Rd} = 1309.14 kN*m | Mz _{pl,Rd} = 454.53 kN*m | Vy _{c,Rd} = 3571.00 kN |
| N _{b,Rd} = 7655.78 kN | My _{c,Rd} = 1309.14 kN*m | Mz _{c,Rd} = 454.53 kN*m | Vz _{Ed} = 214.74 kN |
| | MN _{y,Rd} = 1307.03 kN*m | MN _{z,Rd} = 454.53 kN*m | Vz _{c,Rd} = 1494.87 kN |
| | Mb _{Rd} = 1183.44 kN*m | | |

Classe de la section = 1



PARAMETRES DE DEVERSEMENT :

| | | | |
|------------------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------|
| z = -1.00 | Mcr = 2798.79 kN*m | Courbe _{LT} - b | XLT = 0.88 |
| L _{cr,upp} = 8.67 m | Lam _{LT} = 0.68 | fi _{LT} = 0.72 | XLT _{mod} = 0.90 |

FORMULES DE VERIFICATION :

Contrôle de la résistance de la section :

$N_{Ed}/N_{c,Rd} = 0.12 < 0.67 \quad (6.2.4.(1))$
 $(M_{y,Ed}/M_{N,y,Rd})^{2.00} + (M_{z,Ed}/M_{N,z,Rd})^{1.00} = 0.24 < 0.67 \quad (6.2.9.1.(6))$
 $V_{y,Ed}/V_{y,c,Rd} = 0.00 < 0.67 \quad (6.2.6.(1))$
 $V_{z,Ed}/V_{z,c,Rd} = 0.14 < 0.67 \quad (6.2.6.(1))$

Contrôle de la stabilité globale de la barre :

$M_{y,Ed}/M_{b,Rd} = 0.53 < 0.67 \quad (6.3.2.1.(1))$
 $N_{Ed}/(X_y * N_{Rk}/gM1) + k_{yy} * M_{y,Ed}/(X_{LT} * M_{y,Rk}/gM1) + k_{yz} * M_{z,Ed}/(M_{z,Rk}/gM1) = 0.67 < 0.67 \quad (6.3.3.(4))$
 $N_{Ed}/(X_z * N_{Rk}/gM1) + k_{zy} * M_{y,Ed}/(X_{LT} * M_{y,Rk}/gM1) + k_{zz} * M_{z,Ed}/(M_{z,Rk}/gM1) = 0.67 < 0.67 \quad (6.3.3.(4))$

DEPLACEMENTS LIMITES



Flèches

| | |
|---|---------|
| uy = 4 mm < uy max = L/600.00 = 14 mm | Vérifié |
| Cas de charge décisif : 61 ELS06 (1+2+3+22)*1.00 | |
| uz = 15 mm < uz max = L/500.00 = 17 mm | Vérifié |
| Cas de charge décisif : 61 ELS06 (1+2+3+22)*1.00 | |

Profil correct !!!

ANNEXE G

CALCUL DES STRUCTURES ACIER

NORME : *NF EN 1993-1:2005/NA:2007/AC:2009, Eurocode 3: Design of steel structures.*

PIECE : Sommier **POINT :** 1 **COORDONNEE :** $x = 0.50 L = 1.29 \text{ m}$

CHARGEMENTS :

Cas de charge décisif : 8 C3 3*1.35+(1+2)*1.50

MATERIAU :

ACIER $f_y = 235.00 \text{ MPa}$



PARAMETRES DE LA SECTION : HEB 300

| | | | |
|---------------------|--------------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| $h=30.0 \text{ cm}$ | $gM0=1.00$ | $gM1=1.00$ | |
| $b=30.0 \text{ cm}$ | $A_y=126.20 \text{ cm}^2$ | $A_z=47.43 \text{ cm}^2$ | $A_x=149.08 \text{ cm}^2$ |
| $tw=1.1 \text{ cm}$ | $I_y=25165.70 \text{ cm}^4$ | $I_z=8562.83 \text{ cm}^4$ | $I_x=186.00 \text{ cm}^4$ |
| $tf=1.9 \text{ cm}$ | $W_{ply}=1868.80 \text{ cm}^3$ | $W_{plz}=870.16 \text{ cm}^3$ | |

EFFORTS INTERNES ET RESISTANCES ULTIMES :

| | |
|--|----------------------------------|
| $M_{y,Ed} = 279.34 \text{ kN}\cdot\text{m}$ | |
| $M_{y,pl,Rd} = 439.17 \text{ kN}\cdot\text{m}$ | |
| $M_{y,c,Rd} = 439.17 \text{ kN}\cdot\text{m}$ | $V_{z,Ed} = -213.17 \text{ kN}$ |
| | $V_{z,c,Rd} = 643.49 \text{ kN}$ |
| $M_{b,Rd} = 434.10 \text{ kN}\cdot\text{m}$ | |
| | Classe de la section = 1 |



PARAMETRES DE DEVERSEMENT :

| | | | |
|-----------------------------|--|-------------------|------------------|
| $z = 1.00$ | $M_{cr} = 3159.32 \text{ kN}\cdot\text{m}$ | Courbe,LT - | $XLT = 0.97$ |
| $L_{cr,upp}=2.58 \text{ m}$ | $Lam_{LT} = 0.37$ | $f_{i,LT} = 0.58$ | $XLT,mod = 0.99$ |

PARAMETRES DE FLAMBEMENT :



en y :



en z :

FORMULES DE VERIFICATION :

Contrôle de la résistance de la section :

$M_{y,Ed}/M_{y,c,Rd} = 0.64 < 1.00 \quad (6.2.5.(1))$

$V_{z,Ed}/V_{z,c,Rd} = 0.33 < 1.00 \quad (6.2.6.(1))$

Contrôle de la stabilité globale de la barre :

$M_{y,Ed}/M_{b,Rd} = 0.64 < 1.00 \quad (6.3.2.1.(1))$

Profil correct !!!

ANNEXE H

Notes de calcul de la structure support du pont roulant : Poteau, corbeau et poutre de roulement

CALCUL DES STRUCTURES ACIER

NORME : NF EN 1993-1:2005/NA:2007/AC:2009, Eurocode 3: Design of steel structures.

PIECE : 3 Poteau_3

POINT : 50

COORDONNEE : x = 1.00 L = 11.70 m

CHARGEMENTS : Cas de charge décisif: 63 ACC01 (1+2+25)*1.00

MATERIAU : ACIER fy = 235.00 MPa



PARAMETRES DE LA SECTION : HEB 500

| | | | |
|-----------|------------------------------|------------------------------|---------------------------|
| h=50.0 cm | gM0=1.00 | gM1=1.00 | |
| b=30.0 cm | Ay=182.09 cm ² | Az=89.82 cm ² | Ax=238.64 cm ² |
| tw=1.5 cm | Iy=107176.00 cm ⁴ | Iz=12623.90 cm ⁴ | Ix=540.10 cm ⁴ |
| tf=2.8 cm | Wply=4814.57 cm ³ | Wplz=1291.65 cm ³ | |

EFFORTS INTERNES ET RESISTANCES ULTIMES :

| | | | |
|--------------------|-------------------------|------------------------|--------------------------|
| N,Ed = 285.23 kN | My,Ed = -66.23 kN*m | Mz,Ed = 87.05 kN*m | Vy,Ed = -9.68 kN |
| Nc,Rd = 5608.04 kN | My,pl,Rd = 1131.42 kN*m | Mz,pl,Rd = 303.54 kN*m | Vy,T,Rd = 2466.73 kN |
| Nb,Rd = 1539.37 kN | My,c,Rd = 1131.42 kN*m | Mz,c,Rd = 303.54 kN*m | Vz,Ed = 8.14 kN |
| | MN,y,Rd = 1131.42 kN*m | MN,z,Rd = 303.54 kN*m | Vz,T,Rd = 1217.68 kN |
| | | | Tt,Ed = -0.10 kN*m |
| | | | Classe de la section = 1 |

PARAMETRES DE FLAMBEMENT :



en y :

| | |
|-----------------|--------------|
| Ly = 11.70 m | Lam_y = 0.59 |
| Lcr,y = 11.70 m | Xy = 0.89 |
| Lamy = 55.21 | kzy = 0.55 |



en z :

| | |
|-----------------|--------------|
| Lz = 11.70 m | Lam_z = 1.71 |
| Lcr,z = 11.70 m | Xz = 0.27 |
| Lamz = 160.86 | kzz = 1.13 |

FORMULES DE VERIFICATION :

Contrôle de la résistance de la section :

$N_{Ed}/N_{c,Rd} = 0.05 < 1.00$ (6.2.4.(1))
 $(M_{y,Ed}/M_{N,y,Rd})^{2.00} + (M_{z,Ed}/M_{N,z,Rd})^{1.00} = 0.29 < 1.00$ (6.2.9.1.(6))
 $V_{y,Ed}/V_{y,T,Rd} = 0.00 < 1.00$ (6.2.6-7)
 $V_{z,Ed}/V_{z,T,Rd} = 0.01 < 1.00$ (6.2.6-7)
 $\tau_{y,Ed}/(\tau_y/(\sqrt{3} \cdot gM0)) = 0.00 < 1.00$ (6.2.6)
 $\tau_{z,Ed}/(\tau_z/(\sqrt{3} \cdot gM0)) = 0.00 < 1.00$ (6.2.6)

Contrôle de la stabilité globale de la barre :

$\lambda_{y} = 55.21 < \lambda_{y,max} = 210.00$ $\lambda_{z} = 160.86 < \lambda_{z,max} = 210.00$ STABLE
 $N_{Ed}/(X_y \cdot N_{Rk}/gM1) + k_{yy} \cdot M_{y,Ed}/(XLT \cdot M_{y,Rk}/gM1) + k_{yz} \cdot M_{z,Ed}/(M_{z,Rk}/gM1) = 0.31 < 1.00$ (6.3.3.(4))
 $N_{Ed}/(X_z \cdot N_{Rk}/gM1) + k_{zy} \cdot M_{y,Ed}/(XLT \cdot M_{y,Rk}/gM1) + k_{zz} \cdot M_{z,Ed}/(M_{z,Rk}/gM1) = 0.54 < 1.00$ (6.3.3.(4))

DEPLACEMENTS LIMITES



Déplacements

| | |
|--|--------|
| $v_x = 62 \text{ mm} < v_{x,max} = L/150.00 = 78 \text{ mm}$ | Vérfié |
| Cas de charge décisif : 41 ELS6 (1+2+3+11)*1.00 | |
| $v_y = 20 \text{ mm} < v_{y,max} = L/150.00 = 26 \text{ mm}$ | Vérfié |
| Cas de charge décisif : 75 ELS1y (1+2+13+69)*1.00 | |

Profil correct !!!

CALCUL DES STRUCTURES ACIER

NORME : NF EN 1993-1:2005/NA:2007/AC:2009, Eurocode 3: Design of steel structures.

TYPE D'ANALYSE : Vérification des pièces

FAMILLE :

PIECE : 4 Corbeau

POINT : 1

COORDONNEE : x = 0.00 L = 0.00 m

CHARGEMENTS : Cas de charge décisif: 63 ACC01 (1+2+25)*1.00

MATERIAU : ACIER fy = 235.00 MPa



PARAMETRES DE LA SECTION : HEB 450

| | | | |
|-----------|------------------------------|------------------------------|---------------------------|
| h=45.0 cm | gM0=1.00 | gM1=1.00 | |
| b=30.0 cm | Ay=169.82 cm ² | Az=79.66 cm ² | Ax=217.98 cm ² |
| tw=1.4 cm | Iy=79887.60 cm ⁴ | Iz=11721.30 cm ⁴ | Ix=441.92 cm ⁴ |
| tf=2.6 cm | Wply=3982.37 cm ³ | Wplz=1197.66 cm ³ | |

EFFORTS INTERNES ET RESISTANCES ULTIMES :

| | | | |
|--------------------|------------------------|------------------------|--------------------------|
| N,Ed = 8.14 kN | My,Ed = -88.28 kN*m | Mz,Ed = 2.32 kN*m | Vy,Ed = -9.68 kN |
| Nc,Rd = 5122.53 kN | My,pl,Rd = 935.86 kN*m | Mz,pl,Rd = 281.45 kN*m | Vy,T,Rd = 1574.84 kN |
| Nb,Rd = 5122.53 kN | My,c,Rd = 935.86 kN*m | Mz,c,Rd = 281.45 kN*m | Vz,Ed = 256.20 kN |
| | MN,y,Rd = 935.86 kN*m | MN,z,Rd = 281.45 kN*m | Vz,T,Rd = 912.69 kN |
| | Mb,Rd = 935.86 kN*m | | Tt,Ed = -15.36 kN*m |
| | | | Classe de la section = 1 |



PARAMETRES DE DEVERSEMENT :

| | | | |
|----------------|----------------------|--------------|----------------|
| z = 1.00 | Mcr = 255812.37 kN*m | Courbe,LT - | XLT = 1.00 |
| Lcr,low=0.60 m | Lam_LT = 0.06 | fi,LT = 0.46 | XLT,mod = 1.00 |

FORMULES DE VERIFICATION :

Contrôle de la résistance de la section :

$$N_{Ed}/N_{c,Rd} = 0.00 < 1.00 \quad (6.2.4.(1))$$

$$(M_{y,Ed}/M_{N,y,Rd})^{2.00} + (M_{z,Ed}/M_{N,z,Rd})^{1.00} = 0.02 < 1.00 \quad (6.2.9.1.(6))$$

$$V_{y,Ed}/V_{y,T,Rd} = 0.01 < 1.00 \quad (6.2.6-7)$$

$$V_{z,Ed}/V_{z,T,Rd} = 0.28 < 1.00 \quad (6.2.6-7)$$

$$\tau_{xy,Ed}/(f_y/(\sqrt{3})gM0) = 0.67 < 1.00 \quad (6.2.6)$$

$$\tau_{tz,Ed}/(f_y/(\sqrt{3})gM0) = 0.36 < 1.00 \quad (6.2.6)$$

Contrôle de la stabilité globale de la barre :

$$M_{y,Ed}/M_{b,Rd} = 0.09 < 1.00 \quad (6.3.2.1.(1))$$

$$N_{Ed}/(X_y \cdot N_{Rk}/gM1) + k_{yy} \cdot M_{y,Ed}/(XLT \cdot M_{y,Rk}/gM1) + k_{yz} \cdot M_{z,Ed}/(M_{z,Rk}/gM1) = 0.09 < 1.00 \quad (6.3.3.(4))$$

$$N_{Ed}/(X_z \cdot N_{Rk}/gM1) + k_{zy} \cdot M_{y,Ed}/(XLT \cdot M_{y,Rk}/gM1) + k_{zz} \cdot M_{z,Ed}/(M_{z,Rk}/gM1) = 0.06 < 1.00 \quad (6.3.3.(4))$$

DEPLACEMENTS LIMITES



Flèches

$$u_y = 0 \text{ mm} < u_{y \text{ max}} = L/600.00 = 1 \text{ mm}$$

Vérfié

Cas de charge décisif : 75 ELS1y (1+2+13+69)*1.00

$$u_z = 0 \text{ mm} < u_{z \text{ max}} = L/500.00 = 1 \text{ mm}$$

Vérfié

Cas de charge décisif : 42 ELS7 (1+2+12)*1.00



Déplacements Non analysé

Profil correct !!!

Note de calcul poutre de roulement :

CALCUL DES STRUCTURES ACIER

NORME : NF EN 1993-1:2005/NA:2007/AC:2009, Eurocode 3: Design of steel structures.

TYPE D'ANALYSE : Vérification des pièces

PIECE : 9 Poutre de roulement

POINT : 1

COORDONNEE : $x = 0.37 L = 6.55 \text{ m}$

CHARGEMENTS : Cas de charge décisif : 87 ELU05y (1+2)*1.35+(22+69)*1.50

MATERIAU : ACIER $f_y = 235.00 \text{ MPa}$



PARAMETRES DE LA SECTION : HEB 600

| | | | |
|---------------------|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------|
| $h=60.0 \text{ cm}$ | $gM0=1.00$ | $gM1=1.00$ | |
| $b=30.0 \text{ cm}$ | $A_y=194.63 \text{ cm}^2$ | $A_z=110.81 \text{ cm}^2$ | $A_x=269.96 \text{ cm}^2$ |
| $tw=1.6 \text{ cm}$ | $I_y=171041.00 \text{ cm}^4$ | $I_z=13530.20 \text{ cm}^4$ | $I_x=669.18 \text{ cm}^4$ |
| $tf=3.0 \text{ cm}$ | $W_{ply}=6425.14 \text{ cm}^3$ | $W_{plz}=1391.06 \text{ cm}^3$ | |

EFFORTS INTERNES ET RESISTANCES ULTIMES :

| | | | |
|---------------------------------|--|---|---|
| $N_{,Ed} = 1.67 \text{ kN}$ | $M_{y,Ed} = 306.69 \text{ kN}^*\text{m}$ | $M_{z,Ed} = 102.98 \text{ kN}^*\text{m}$ | $V_{y,Ed} = 13.90 \text{ kN}$ |
| $N_{c,Rd} = 6344.06 \text{ kN}$ | $M_{y,pl,Rd} = 1509.91 \text{ kN}^*\text{m}$ | $M_{z,pl,Rd} = 326.90 \text{ kN}^*\text{m}$ | $V_{y,T,Rd} = 2510.39 \text{ kN}$ |
| $N_{b,Rd} = 6344.06 \text{ kN}$ | $M_{y,c,Rd} = 1509.91 \text{ kN}^*\text{m}$ | $M_{z,c,Rd} = 326.90 \text{ kN}^*\text{m}$ | $V_{z,Ed} = -41.92 \text{ kN}$ |
| | $MN_{,y,Rd} = 1509.91 \text{ kN}^*\text{m}$ | $MN_{,z,Rd} = 326.90 \text{ kN}^*\text{m}$ | $V_{z,T,Rd} = 1465.58 \text{ kN}$ |
| | $M_{b,Rd} = 602.23 \text{ kN}^*\text{m}$ | | $T_{t,Ed} = -3.64 \text{ kN}^*\text{m}$ |
| | | | Classe de la section = 1 |



PARAMETRES DE DEVERSEMENT :

| | | | |
|--------------------------------|--|-------------------|---------------------|
| $z = 1.00$ | $M_{cr} = 704.90 \text{ kN}^*\text{m}$ | Courbe,LT - | $X_{LT} = 0.40$ |
| $L_{cr,upp} = 17.80 \text{ m}$ | $\lambda_{m,LT} = 1.46$ | $f_{i,LT} = 1.68$ | $X_{LT,mod} = 0.40$ |

FORMULES DE VERIFICATION :

Contrôle de la résistance de la section :

$$N_{,Ed}/N_{c,Rd} = 0.00 < 1.00 \quad (6.2.4.(1))$$

$$(M_{y,Ed}/MN_{,y,Rd})^{2.00} + (M_{z,Ed}/MN_{,z,Rd})^{1.00} = 0.36 < 1.00 \quad (6.2.9.1.(6))$$

$$V_{y,Ed}/V_{y,T,Rd} = 0.01 < 1.00 \quad (6.2.6-7)$$

$$V_{z,Ed}/V_{z,T,Rd} = 0.03 < 1.00 \quad (6.2.6-7)$$

$$\tau_{xy,Ed}/(f_y/(\sqrt{3} * gM0)) = 0.12 < 1.00 \quad (6.2.6)$$

$$\tau_{xz,Ed}/(f_y/(\sqrt{3} * gM0)) = 0.06 < 1.00 \quad (6.2.6)$$

Contrôle de la stabilité globale de la barre :

$$M_{y,Ed}/M_{b,Rd} = 0.51 < 1.00 \quad (6.3.2.1.(1))$$

$$N_{,Ed}/(X_y * N_{,Rk}/gM1) + k_{yy} * M_{y,Ed}/(X_{LT} * M_{y,Rk}/gM1) + k_{yz} * M_{z,Ed}/(M_{z,Rk}/gM1) = 0.63 < 1.00 \quad (6.3.3.(4))$$

$$N_{,Ed}/(X_z * N_{,Rk}/gM1) + k_{zy} * M_{y,Ed}/(X_{LT} * M_{y,Rk}/gM1) + k_{zz} * M_{z,Ed}/(M_{z,Rk}/gM1) = 0.59 < 1.00 \quad (6.3.3.(4))$$

DEPLACEMENTS LIMITES



Flèches

$$u_y = 27 \text{ mm} < u_{y \text{ max}} = L/600.00 = 30 \text{ mm}$$

Vérfié

Cas de charge décisif : 61 ELS06 (1+2+3+22)*1.00

$$u_z = 8 \text{ mm} < u_{z \text{ max}} = L/500.00 = 36 \text{ mm}$$

Vérfié

Cas de charge décisif : 61 ELS06 (1+2+3+22)*1.00



Déplacements Non analysé

Profil correct !!!

Note de calcul assemblage poutre-corbeau

ANNEXE I

