

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT D'ELECTROMECHANIQUE



جامعة باجي مختار - عنابة
كلية علوم الهندسة
قسم الألكتروميكانيك

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

DOCTORAT

Thème

**Théorie des systèmes
de transport par câble**

Option

Electromécanique

Par

TOLBA Salah

Directeur de thèse : BOURAS Seddik Maître de Conférences U- Annaba

Jury de soutenance

Président : HADJAJ AOUEL Elias Maître de Conférences U- Annaba

Examineurs :

ASSAS	El Mekki	Maître de Conférences U- Batna
BOUGHOUAS	Hamlaoui	Maître de Conférences U- Constantine
HEROUS	Lazhar	Maître de Conférences U- Annaba
KHOCHEMANE	Lakhdar	Maître de Conférences U- Skikda

الرسالة

أهدي هذه الرسالة

إلى روح أمي
إلى أبي وأختي
إلى عاتكة طلبة وبالأخص احراج معيوف
إلى عائلة كنعان
إلى عائلة بن رويسي

صالح طلسي
2008

الأمم المتحدة

الأمم المتحدة
مقرها في نيويورك

الأمم المتحدة
مقرها في نيويورك

الأمم المتحدة
مقرها في نيويورك

مع تمنياتي الفعلىة بحياة عمارها الاستقامة والاعتناء وقطانها المعارة والتوفيق لأه نساء اللهن

بسم الله الرحمن الرحيم
صلى الله على سيدنا محمد
وآله الطيبين الطاهرين

Remerciements

A l'issue de cette thèse, je tiens à présenter mes vifs remerciements à Monsieur BOURAS Seddik, Maître de conférences au Département de Physique de l'Université Badji Mokhtar de Annaba d'avoir bien voulu encadrer ce travail et auprès duquel j'ai trouvé tous les encouragements.

L'Auteur profite de cette occasion pour remercier vivement Monsieur HADJAJ Aouel Elias, Maître de conférences au Département Electromécanique de l'Université Badji Mokhtar de Annaba qui nous a fait l'insigne honneur de présider le jury de soutenance et également pour ses remarques et son aide précieuse.

Monsieur ASSAS El Mekki, Maître de conférences à l'Université de Batna voudrait bien trouver ici l'expression de ma reconnaissance et mes remerciements pour avoir accepté d'examiner ce travail.

Je remercie également Monsieur BOUGHOUAS Hamlaoui, Maître de conférences à l'Université de Constantine pour sa disponibilité et sa diligence pour examiner cette thèse.

Mes chaleureux remerciements à Monsieur HEROUS Lazhar, Maître de conférences au Département Electromécanique de l'Université Badji Mokhtar de Annaba pour sa sollicitude et ses recommandations.

Mes remerciements vont également à Monsieur KHOCHEMANE Lakhdar, Maître de conférences à l'Université de Skikda pour sa disponibilité et son soutien.

Une aide de tout instant, des encouragements et des conseils précieux m'ont été apportés par Monsieur SAAD Salah, Maître de conférences au Département Electromécanique de l'Université Badji Mokhtar de Annaba ; qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude et de mes chaleureux remerciements.

Enfin, mes remerciements et ma reconnaissance sont exprimés à toute ma famille qui m'a soutenu et aidé ainsi qu'à tous mes amis et collègues pour leur encouragement et leurs précieux conseils.

Résumé :

Un des problèmes essentiels rencontrés dans les installations de descente à câble est le déséquilibre considérable entre les tensions des deux brins du câble provoqué par la variation de la charge. Cette variation causée principalement par la masse du brin de câble descendant induit une amplitude dans la variation du couple appliqué au groupe de commande.

Pour maintenir la vitesse du récipient dans les limites recommandées et limiter la puissance du moteur d'entraînement ainsi que son régime de fonctionnement, on réalise l'équilibrage dynamique du système de descente. Il consiste à agir de manière à limiter la différence entre les tensions des deux brins du câble du système de descente.

Dans cette thèse, on a analysé les paramètres essentiels de fonctionnement des installations de descente. On a abordé d'autre part, les différents moyens pour réaliser l'équilibrage dynamique de ces installations. Parmi ces moyens, on préconise l'application d'un tracé de descente à angle d'inclinaison variable pour la réalisation de l'équilibrage dynamique des systèmes de descente. Ainsi, grâce à la forme curviligne du tracé, la décomposition des forces agissant sur chaque brin du câble est telle qu'on réalise l'égalité des tensions entre les deux brins du câble. L'autre avantage de ce type d'équilibrage est l'application par la commande d'un couple résistant constant, ce qui constitue un facteur important pour le choix et l'utilisation rationnelle de la puissance de la commande.

Une étude expérimentale exécutée sur un stand construit spécialement pour cette étude nous a permis de voir l'influence des moyens d'équilibrage préconisés.

Enfin une étude comparative, avec les données d'une installation réelle, ont démontré l'efficacité de l'équilibrage dynamique par application d'un tracé curviligne sur la diminution de l'amplitude des efforts transmissibles ainsi que la réduction de la puissance du groupe de commande.

ملخص :

إن من أهم المشاكل التي تعترض استغلال وسائل النقل بالحبل المعدني على سفوح ومنحدرات المناجم تتمثل في عدم التوازن بين طرفي الحبل المتدرج من نقطة التعبئة من جهة والصاعد من نقطة التفريغ من جهة ثانية. هذا الاختلال الناتج أساساً عن ثقل الحبل المتدرج يخلق ارتفاع (مدى) قيمة عزم مجموعة التحكم الميكانيكي. لتحديد سرعة جهاز النقل في المجال المسموح به وكذلك تقليل قوة وطريقة عمل مجموعة التحكم، لا بد من إحرار التوازن الديناميكي. يتمثل هذا التوازن في التقليل من الفرق بين توتري الحبل الصاعد والحبل المتدرج. في هذه الرسالة، قمنا بتحليل المكونات الأساسية في تشغيل مركبات وسائل النقل بالحبل المعدني على سفوح ومنحدرات المناجم. تمت، من جهة أخرى، دراسة مختلف الوسائل للحصول على التوازن الديناميكي. من بين هذه الوسائل والطرق، اقترحنا استعمال مهبط أو منحدر ذو انحناء متغير. إذن بهذه الطريقة يستنتج، عن تقسيم القوة الفاعلة في مركب النقل، التوازن في توتر كل من الحبلين الصاعد والمتدرج. الفائدة الثانية من استعمال هذه الطريقة هي أن قوة الحبك أو الفرملة الناتجة عن مجموعة التحكم تكون ثابتة. وهو ما يمثل بالطبع اختياراً واستغلالاً أمثل لمجموعة التحكم.

في إطار هذه الدراسة، تم بناء منصة محاكاة عمل جهاز نقل على المنحدرات. لقد مكنت التجارب من مقارنة نتائج التحليل الرياضي مع النتائج المستخلصة من التجارب.

أخيراً، مكنت دراسة مقارنة بين مركبين يعملان الأول على منحدر مستقيم والثاني على منحدر مقوس من إبراز مزايا المنحدر المقوس في تقليص مدى توتر الحبلين أثناء عملية النقل وكذلك الحد من قوة مجموعة التحكم.

Abstract:

One of the most important met in cable descent installations is the considerable unbalance between tensions of the two bits of the cable provoked by load variation. This variation principally caused by the mass of descent cable bit which induce an amplitude in toque variation applied to control group.

To maintain the recipient speed in recommended limits and limit the power of motor drive as well as its operation mode, dynamic balancing of descent system is realized. This system acts as to limit the difference between tensions of the two cable bits of descent system.

In this thesis, it is recommended the application of a descent track curvilinear slope angle to realize dynamic balancing of descent systems. Because of track curvilnear shape, forces decomposition acting on each cable bit is such that tensions equality is made between the two cable bits. The other advantage of this balancing is the application by the control of constant resistant torque, which is an important factor for the choice and rational utilization of the power control.

THEORIE DES SYSTEMES DE TRANSPORT PAR CABLE

Sommaire

• Avant Propos	1
• Introduction	2
• Liste des figures	4
• Liste des tableaux	4
• Liste des symboles	5
<u>Chapitre 1</u> : ETAT ACTUEL, ARGUMENTATION DU PROBLEME ET DES AXES DE RECHERCHE	
1.1 Utilisation des installations de transport à l'extrémité des câbles dans les mines	6
1.2 Perspectives d'application des installations de descente du minerai par skips	16
1.3 Analyse des conceptions et des régimes d'exploitation des installations de descente	20
1.4 Analyse des procédés d'équilibrage des systèmes de descente.	25
<u>Chapitre 2</u> : PARAMETRES, REGIMES D'EXPLOITATION ET EQUILIBRAGE DES INSTALLATIONS DE DESCENTE A TRACE RECTILIGNE	
2.1 Equation du mouvement du système de descente	31
2.2 Hauteurs et descente limites de la descente libre	38
2.3 Equilibrage des systèmes de descente à tracé rectiligne	43
2.4 Détermination des paramètres intégraux de l'installation de descente	45
2.5 Variation des paramètres cinématiques de la descente libre	50
2.6 Conclusions	53
<u>Chapitre 3</u> : ETUDE DU MOUVEMENT DU SYSTEME DE DESCENTE A TRACE CURVILIGNE	
3.1 Position du problème	55
3.2 Choix de la forme du tracé	63
3.3 Equation du mouvement du système de descente à tracé curviligne	66
3.4 Détermination de la force de freinage	78
3.5 Evolution des paramètres intégraux	79
3.6 Conclusions	83

Chapitre 4: SIMULATION PHYSIQUE

4 .1 Problèmes essentiels, Simulation	84
4 .2 Schéma de construction du stand	88
4.3 Méthodologie d'essai	94
4.4 Traitements des résultats des essais	97
4.5 Résultats et interprétations des résultats des essais	101
4.6 Conclusion	103

Chapitre 5: EVALUATION DE L'APPLICATION DU TRACE CURVILIGNE POUR LES SYSTEMES DE DESCENTE

5.1 But de l'analyse comparative	104
5.2 Calcul du système de descente à tracé rectiligne	106
5.3 Calcul du système de descente à tracé curviligne	110
5.4 Conclusion	114

Conclusion générale et perspectives	115
--	------------

Références bibliographiques	117
------------------------------------	------------

Avant propos

Les travaux présentés dans cette thèse ont donné lieu à différentes publications et communications scientifiques :

- *Publication dans un journal international :*

TOLBA. S., SAAD. S, BOURAS S. Design of a haulage system operating on a downward curvilinear track , Journal of Engineering and Applied Sciences, January-Mach 2007 , pp 81-85

- *Publication dans une revue nationale :*

TOLBA. S., SAAD. S, BOURAS S. « Correction du déséquilibre dynamique dans les installations de descente à câble» Revue Synthèse N°15, Université Badji Mokhtar, Annaba, 2ème semestre 2006

- *Communications :*

1- TOLBA. S., SAAD. S, BOURAS S. Correction du déséquilibre dynamique dans les installations de descente à câble(Cas d'un tracé curviligne), aux « 1ères Journées pluridisciplinaires sur les Sciences de l'Ingénieur » JPSI'1-2002, Organisées Du 15 au 17 Décembre 2002 par l'Université Hassiba Benbouali – CHLEF

2- TOLBA. S., SAAD. S, BOURAS S., Simulation physique d'un système de descente par câble au « 1er Séminaire National sur les systèmes électromécaniques » organisé les 12 et 13 Octobre 2003 par le Département Electromécanique de l'Université Badji Mokhtar Annaba

3- TOLBA. S., SAAD. S, BOURAS S.,Correction du déséquilibre dynamique dans les installations de descente à câble(Cas d'un tracé curviligne)au « Séminaire sur les Technologies Mécaniques Avancées » STEMA 2003Organisé les 07 et 08 Décembre 2003 par Le Département de Génie Mécanique de l'Université Abou Bekr Belkaid – Tlemcen

Introduction

Les moyens de transport dans les entreprises minières jouent un rôle fondamental dans l'exploitation et la réalisation des performances de productivité et d'efficacité des conditions d'exploitation. Une attention particulière et des efforts continus tendent à augmenter leur efficacité et réduire les coûts d'exploitation.

Dans les conditions minières complexes, les moyens de transport à câble constituent un chaînon sensible et stratégique dans le fonctionnement de la chaîne de production. Des études sont continuellement menées pour augmenter la fiabilité de ces systèmes électromécaniques, optimiser la consommation d'énergie et assurer un haut degré de sécurité.

Le présent travail touche un des problèmes importants pour les installations de descente du minerai par skips qui le problème de l'équilibrage dynamique. Ce problème a pour origine la grande variation des efforts appliqués dans le système au cours du cycle de fonctionnement.

Dans cette étude, on a analysé l'influence des données géométriques et d'exploitation sur l'évolution des paramètres cinématiques et dynamiques de l'installation de descente. Cette analyse théorique nous a permis d'établir les lois générales de variation de la vitesse, de la durée de descente ainsi que la force de freinage pour arrêter le skip au point de déchargement. On se propose d'analyser les moyens pour assurer un équilibrage dynamique des installations de descente. Cette étude montre qu'il est possible de réduire considérablement l'amplitude de variation des efforts dynamiques en appliquant différentes méthodes. Ces méthodes ont un effet très positif sur l'installation puisqu'elles permettent de limiter la variation des efforts transmissibles et par conséquent augmenter la fiabilité de l'installation et diminuer la puissance des groupes moteurs.

L'étude a été effectuée au Département Electromécanique de l'Université Badji Mokhtar de Annaba. La partie expérimentale a été réalisée sur un stand conçu spécialement et monté dans le laboratoire de transport.

La thèse se compose de cinq chapitres :

Dans le premier chapitre, il est exposé la situation actuelle de ce type de transport par câble, son influence sur le coût du transport et son rôle fondamental dans certaines

conditions minières. Une description des moyens techniques pour réaliser l'équilibrage dynamique des systèmes de descente est également décrite. Dans ce chapitre, on considère aussi les tendances et les améliorations techniques pour améliorer les performances et la sécurité d'exploitation.

Le second chapitre est consacré à l'étude des systèmes de descente sur un tracé rectiligne. L'analyse se base sur une installation fonctionnant en descente libre. L'étude théorique du mouvement de descente libre aboutit à l'établissement des lois de variation de la vitesse et de l'accélération ainsi que la durée de descente. Enfin, l'interprétation de ces équations a permis d'établir les distances limites pour qu'un système puisse fonctionner en descente libre.

Le troisième chapitre traite, sur la base des conclusions du chapitre précédent, le moyen de réduire l'amplitude de variation des efforts transmissibles appliquées au système de descente en optant pour un tracé de descente curviligne. Cette analyse a abouti à la déduction des équations de variation des paramètres cinématiques et dynamiques du mouvement de descente. D'autre part, il est démontré la possibilité de réduire considérablement les efforts transmissibles et notamment l'application d'une force de freinage constante avec arrêt automatique au point de déchargement.

La simulation physique a été traitée dans le chapitre quatre. Une installation expérimentale a été construite exclusivement pour cette étude. Les essais réalisés et traités ont corroboré dans une large mesure les résultats obtenus dans l'analyse théorique et notamment la réalisation de la descente automatique avec une force de freinage constante.

Enfin le cinquième et dernier chapitre traite des résultats comparatifs de deux installations de descente. L'application des équations de calcul déduites dans le chapitre quatre, exploitant des données réelles de l'installation de la mine de Ouenza, a permis une évaluation quantitative de la réduction de l'amplification des efforts ainsi que la diminution de la puissance installée. L'autre avantage remarquable est la possibilité de faire fonctionner le système de descente avec une force de freinage constante, ce qui constitue un atout important que ce soit pour la fiabilité du groupe de commande ou bien pour un meilleur taux d'utilisation de la puissance installée.

Liste des figures

	<i>Page</i>
Fig. 1.1 Schéma de transport combiné à 2 chaînes	7
Fig. 1.2 Schéma de transport combiné à 3 chaînes	8
Fig. 1.3 Schéma général d'une Installation d'extraction	12
Fig. 1.4 Schémas des installations d'extraction	28
Fig. 2.1 Schéma du système de descente libre sur un tracé rectiligne	34
Fig. 2.2 Variation de la distance limite en fonction de l'angle d'inclinaison du tracé	43
Fig. 2.3 Schéma du système de descente libre sur un tracé rectiligne avec un câble queue	44
Fig. 2.4 Variation de la vitesse maximale en fonction de la longueur du tracé	52
Fig. 2.5 Variation de la vitesse maximale en fonction de l'angle d'inclinaison du tracé	52
Fig. 2.6 Variation de la durée de descente en fonction de la distance parcourue pour différentes pentes du tracé de descente	53
Fig. 3.1 Schéma du système de descente sur un tracé curviligne	58
Fig. 3.2 Schéma de calcul des forces statiques et de frottement pour le skip	69
Fig. 3.3 Schéma de calcul des forces statiques et de frottement pour le câble	69
Fig. 3.4 Diagramme de variation des vitesses pour $\alpha_0 = 3$ à 15°	80
Fig. 3.5 Diagramme de variation des accélérations	81
Fig. 3.6 Diagramme de variation des paramètres V_{max} , V_m , T et F_{fc} en fonction de α_0	82
Fig. 4.1 Schéma de construction du stand	90
Photo 4.2 : Vue générale du stand	91
Photo 4.3 : Rails et skips	91
Photo 4.4 : Poulies de guidage et système d'arrêt du skip	92
Photo 4.5 : Tête de commande	92
Fig. 4.2 Courbe expérimentale $v=f(t)$ pour $\alpha_0 = 6^\circ$	95
Fig. 4.3 Courbe expérimentale $v=f(t)$ pour $\alpha_0 = 9^\circ$	95
Fig. 4.4 Courbe expérimentale $v=f(t)$ pour $\alpha_0 = 12^\circ$	96
Fig. 4.5 Courbe expérimentale $v=f(t)$ pour $\alpha_0 = 15^\circ$	96
Fig. 4.6 Transformation de la courbe de tension en courbe de variation de la variation de la vitesse en m/s	98
Fig. 4.7 Dédution de la courbe d'accélération à partir de la courbe de vitesse	100
Fig. 4.8 Variation de la vitesse et de l'accélération en fonction de l'angle d'inclinaison α_0	102
Fig. 4.9 Evolution des paramètres généraux d'exploitation en fonction de l'angle d'inclinaison α_0	102
Fig. 5.1 Tachygramme du tracé rectiligne	108
Fig.5.2 Tachygramme du tracé curviligne	112

Liste des tableaux

	<i>Page</i>
Tableau 1.1 Caractéristiques techniques des installations d'extraction utilisées dans les carrières mondiales	17
Tableau 1.2 : Caractéristiques des carrières algériennes et	

des moyens de transport appliqués	18
Tableau 1.3 : Caractéristiques techniques des installations de descente dans les carrières	23
Tableau 3.1 : Expressions des constante	74
Tableau 4.1 : Variation de la force (masse) de freinage	94
Tableau 4,2 Détermination de la vitesse $v = f(S)$, $\alpha = 6^\circ$, $T = 9,2$ s, $L = 5$ m	99
Tableau 4,3 Détermination de la vitesse $v = f(S)$ $\alpha = 9^\circ$, $T = 6.1$ s, $L = 5$ m	99
Tableau 4,5 Détermination de la vitesse $v = f(S)$ $\alpha = 12^\circ$, $T = 4.$ s, $L = 5$ m	99
Tableau 4,6 Détermination de la vitesse $v = f(S)$ $\alpha = 15^\circ$, $T = 3.8$ s, $L = 5$ m	99
Tableau 4,7 Détermination des accélérations $a = f(S)$ $\alpha = 6^\circ$, $T = 9,2$ s, $L = 5$ m	100
Tableau 4,8 Détermination des accélérations $a = f(S)$ $\alpha = 9^\circ$, $T = 6.1$ s, $L = 5$ m	101
Tableau 4,9 Détermination des accélérations $a = f(S)$ $\alpha = 12^\circ$, $T = 4.$ s, $L = 5$ m	101
Tableau 4,10 Détermination des accélérations $a = f(S)$ $\alpha = 15^\circ$, $T = 3.8$ s, $L = 5$ m	101
Tableau 5.1 Calcul des efforts dans le système de descente	107
Tableau 5.2 : Calcul des puissances	109
Tableau 5.3 : Variation des vitesses	110
Tableau 5.4 : Variation des accélérations	111

Liste des symboles

a : accélération linéaire
 d_c : diamètre du câble
 D_p : diamètre de la poulie
 F_{ar} : Résistance de l'air
 F_{dyn} : Force dynamique
 F_{fc} : Force de freinage constante;
 F_{fr} : Force de frottement
 F_{fr1} : Force totale de frottement entre le tracé et les éléments mobiles sur le tracé ;
 F_{fr2} : Force totale de frottement dans les autres éléments du système de descente
 F_p : composante du frottement induit par les poulies
 F_{tr} : composantes du frottement entre le système de descente et le tracé.
 F_{st} : Force statique
 f_1 : coefficient de frottement entre les récipients et le tracé
 f_2 : coefficient de frottement entre le tracé et le câble.
 F_1 : composante tangentielle de la forces de pesanteur du récipient chargé
 F_2 : composante tangentielle de la forces de pesanteur du récipient vide
 F_3 : composante tangentielle de la forces de pesanteur du brin de câble descendant
 F_4 : composante tangentielle de la forces de pesanteur du brin de câble montant
 F_5 : force de frottement entre le tracé et le récipient chargé
 F_6 : force de frottement entre le tracé et le récipient vide
 F_7 : force de frottement entre le tracé et le brin du câble descendant
 F_8 : force de frottement entre le tracé et le brin du câble montant
 g : accélération de la pesanteur
 H_{lim} : Hauteur limite de descente libre
 $H = Y_0$: différence d'altitude du tracé
 $k = k_1 + K_2$: coefficient de proportionnalité qui exprime l'action des forces de frottement F_{ar} et F_p .
 k_c : coefficient qui tient compte de la longueur du câble enroulé sur les poulies
 k_{eq} : coefficient de degré d'équilibrage

k_{fr} : coefficient généralisé de frottement du système de descente
 k_1 : coefficient de proportionnalité entre la charge utile et les caractéristiques de l'installation de descente
 k_2 : coefficient de proportionnalité
 K_3 : coefficient caractéristique du type de câble
 L : longueur du tracé
 L_c : Longueur totale du câble
 L_{lim} : distance limite de descente libre α_{tr} : angle d'inclinaison du tracé de descente
 m : coefficient de réserve du câble
 m_{cp} : masse du contrepoids
 M_{dyn} : moment de rotation créés respectivement par les forces dynamiques
 m_i : masse réduite du système de descente
 m_r : masse réduite du système de descente
 m_{rp} : masse réduite des poulies
 m_{rv} : masse du récipients vide
 M_{st} : moment de rotation créé par les forces statiques
 m_u : masse de la charge utile
 P_{eq} : puissance équivalente
 P_{adm} : puissance admissible
 q : masse métrique du câble queue
 R : rayon de courbure du tracé
 S : longueur de l'arc du brin du câble
 \bar{S} : Distance parcourue relative
 T : durée totale de descente
 T_{dst} : Tension statique du brin de câble descendant
 T_{mst} : Tension statique du brin de câble montant
 $tg \alpha_{in}$: angle d'inclinaison au point initial (point de chargement)
 $tg \alpha_f$: angle d'inclinaison au point final (point de déchargement).
 V_{mi} : vitesse moyenne intégrale
 X_0 : projection horizontale de la longueur du tracé
 α : angle de la tangente au tracé au point considéré.
 α_m : angle moyen d'inclinaison du tracé
 α_0 : angle au point de départ du tracé curviligne
 β : angle d'inclinaison en un point quelconque du tracé curviligne
 β_r : coefficient de massivité du récipient
 δ : densité du câble
 ρ : masse métrique du câble
 ρ_0 : densité conventionnelle du câble
 λ_f : coefficient de proportionnalité dépendant de la forme aérodynamique du récipient;
 $[\sigma]$: contrainte admissible à la rupture;
 $\sum F_{st}$: somme des forces statiques
 $\sum F_{dyn}$: somme des forces dynamiques

Chapitre 1

**POSITION DU PROBLEME
ET AXES DE RECHERCHE**

POSITION DU PROBLEME ET AXES DE RECHERCHE

1.1 Utilisation et voies de développement des installations de transport à l'extrémité du câble :

Le transport du minerai constitue une phase essentielle dans le processus technologique de l'exploitation minière. On perçoit cette importance lorsqu'on sait que, dans le monde, 80 % des masses rocheuses sont transportées et que seulement 10 % sont déplacées par des excavateurs ou stockées. On estime, d'autre part que la progression annuelle de la masse des roches transportées varie entre 7 et 8 % /1/.

De ce fait, la part des investissements destinés à l'acquisition des moyens techniques de transport atteint jusqu'à 2/3 de la somme totale investie pour l'équipement général de l'entreprise minière. D'autre part, il faut noter que le transport en tant que moyens techniques et processus absorbent la plus grande partie de l'énergie et mobilisent un nombre important du personnel.

L'efficacité de l'utilisation des moyens de transport dépend du choix du type de transport mais aussi du schéma de transport. C'est pourquoi lors de l'élaboration des solutions aux problèmes de transport, on se base le plus souvent sur l'application des schémas les plus simples et on cherche à appliquer les mêmes moyens de transport aussi bien dans le chantier que dans les autres étapes situées en dehors du chantier. Ceci est d'autant plus avantageux que tout schéma simple autorise une plus grande maîtrise de la planification du processus de transport et une utilisation rationnelle des moyens techniques de transport. D'autre part, ceci permet d'éviter les opérations de transbordement et les installations auxiliaires consommatrices d'énergie et d'investissements.

Transport combiné :

Dans certaines conditions minières, l'application des schémas simples de transport n'est pas efficace. Pour harmoniser le processus de transport et lui assurer une plus grande efficacité, on introduit des schémas plus compliqués qu'on appelle transport combiné. On comprend par transport combiné la connexion en série de différents moyens techniques de

transport interdépendants et complémentaires dont la liaison est réalisée par l'intermédiaire des points de transbordement.

Schémas de transport combiné :

Le transport combiné est largement utilisé dans les entreprises minières. Malgré les inconvénients induits par la diversité des moyens de transport, on estime que plus de 30 % du trafic dans les carrières, de par le monde, est assuré par l'application des schémas de transport combiné /1/. Ceci est dû à l'avantage essentiel du transport combiné qui est la possibilité d'introduire et d'exploiter chaque type de transport sur le tronçon où les conditions nécessaires d'utilisation efficace sont optimales.

Parmi les facteurs déterminants dans le choix du transport combiné dans les mines à ciel ouvert, on cite :

- Exigence d'assurer un rythme accéléré aux travaux d'avancement,
- Dimensions limitées du gisement dans le plan avec une distance considérable du trajet de transport.
- Disposition complexe du gisement.
- Différence d'altitude ou profondeur dépassant 60 m.

Selon la complexité du gisement, le transport combiné comprend 2 ou 3 éléments. Les critères déterminant le choix de la combinaison se rapportent aux propriétés physico-mécaniques de la roche, aux caractéristiques climatiques, géologiques et minières du gisement, au volume du trafic, à la profondeur ou la différence d'altitude maximale ainsi qu'à la distance totale et l'angle d'inclinaison des voies de circulation.

Le schéma de transport combiné peut être composé de 2 ou 3 éléments (chaînon), il est déterminé par la complexité du gisement. Les critères principaux pour le choix d'une combinaison des moyens techniques de transport sont :

- Le volume du trafic
- La profondeur ou la différence d'altitude maximale
- La distance totale de transport
- L'angle d'inclinaison des voies de circulation

- Les caractéristiques climatiques, géologiques et minières du gisement
- Les propriétés physico mécaniques de la roche

Schéma à 2 chaînons

Dans ce schéma (Figure 1.1), le premier moyen A est utilisé pour le transport à l'intérieur du chantier où il transborde la masse rocheuse dans une installation de jonction B (Trémie ou concasseur).

La charge transbordée est récupérée par le deuxième type de transport C qui effectue la montée ou la descente de la charge au delà des limites du chantier, c'est à dire la zone de stockage D ou l'usine de traitement.

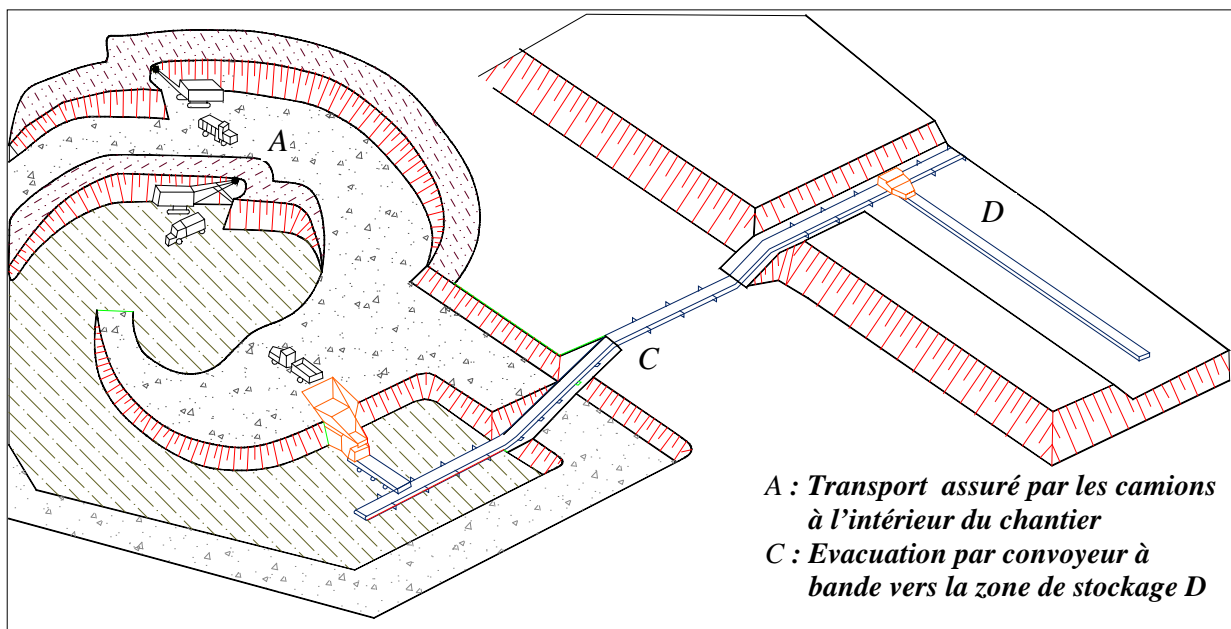


Fig. 1.1 Schéma de transport combiné à 2 chaînons

Schéma à 3 chaînons

Le schéma à 3 chaînons (Voir Figure 1.2) est particulièrement utilisé dans les mines souterraines ou les grandes carrières. Le premier chaînon constitue le transport à l'intérieur de la carrière ou dans les galeries de la mine souterraine. Il est assuré le plus souvent par les camions ou les locomotives et wagonnets. Le second chaînon assure la liaison entre l'intérieur du chantier de la mine et la surface au jour. Enfin, le dernier compose le transport magistral extérieur. Il déplace le minerai de la carrière jusqu'au dépôt ou bien l'usine de traitement.

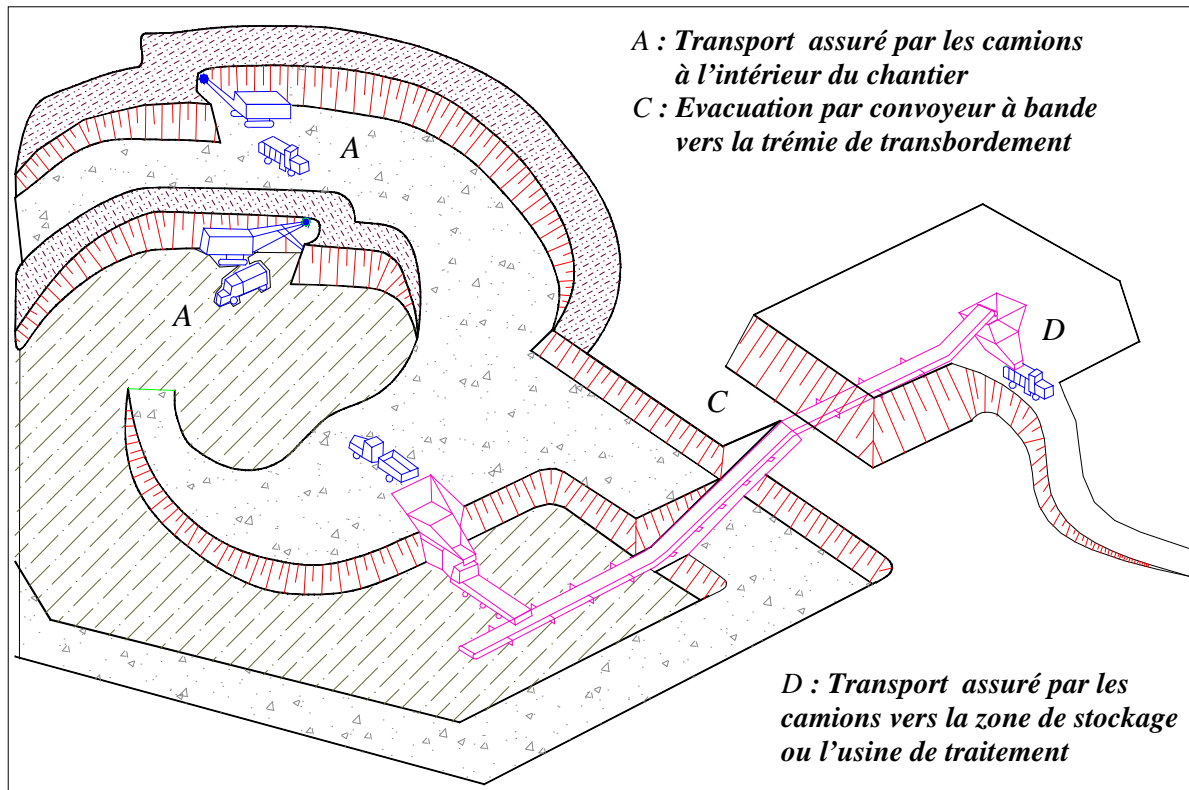


Fig. 1.2 Schéma de transport combiné à 3 chaînons

Un des exemples caractéristiques du transport combiné à trois chaînons utilisés dans l'exploitation en profondeur des gisements souterrains ou à ciel ouvert se compose :

- Du transport par locomotive ou convoyeur du minerai dans les galeries souterraines jusqu'à une ou plusieurs recettes installées sur un ou plusieurs niveaux d'un puits d'extraction.
- Transport du minerai jusqu'à la surface par une installation d'extraction munie de cages ou de skips.
- Transport du minerai remonté par l'installation d'extraction par convoyeur ou locomotive jusqu'à l'usine de traitement ou bien l'aire de stockage.

Le schéma à 3 chaînons est plus répandu surtout dans les mines souterraines. Dans ce cas, le premier chaînon joue le rôle de transport à l'intérieur de la carrière ou dans les galeries de la mine souterraine. Le deuxième assure la liaison entre l'intérieur du chantier de la mine et la surface au jour tandis que le dernier chaînon compose le transport magistral extérieur. Il déplace le minerai de la carrière jusqu'au dépôt ou bien l'usine de traitement.

Parmi les schémas à trois chaînons utilisés notamment dans l'exploitation en profondeur des gisements à ciel ouvert, mais surtout des gisements souterrains, on cite le schéma suivant :

- Transport par locomotive ou convoyeur du minerai dans les galeries souterraines jusqu'à une ou plusieurs recettes installées sur un ou plusieurs niveaux d'un puits d'extraction.
- Transport du minerai jusqu'à la surface par une installation d'extraction munie de cages ou de skips.
- Transport du minerai remonté par l'installation d'extraction par convoyeur ou locomotive jusqu'à l'usine de traitement ou bien l'aire de stockage.

Transport sur les voies fortement inclinées :

Plusieurs procédés sont utilisés pour effectuer le trafic du minerai sur des voies fortement inclinées ou verticales. Toutefois le moyen le plus répandu et le plus efficace est l'utilisation d'un système de transport à l'extrémité du câble qu'on appelle système ou installation d'extraction. C'est un ensemble d'équipements électromécaniques destinés à relier deux points d'altitudes différentes.

Dans la variante du transport combiné cité ci-dessus, l'installation d'extraction à l'extrémité du câble joue un rôle stratégique. Cette importance apparaît bien en évidence quand on sait que ce chaînon est un élément intermédiaire pratiquement impossible à remplacer en cas d'arrêt. Chaque défaillance au niveau de l'installation d'extraction paralyse les autres chaînons situés en amont et en aval et risque de provoquer de graves perturbations dans le processus d'exploitation.

Actuellement, il existe une grande diversité des systèmes d'extraction à l'extrémité du câble. Cette diversité est la conséquence, d'une part, de la destination de l'installation d'extraction et, d'autre part, des conditions particulières de chaque mine.

Outre la destination de l'installation d'extraction qui peut être le transport du minerai, du stérile, du personnel, des matériaux ou bien le fonçage du puits ; Celle-ci est déterminée également en fonction de plusieurs autres paramètres, à savoir les propriétés physico-

mécaniques de la roche, la productivité, la profondeur d'extraction et l'organisation du travail.

A titre d'exemple, on distingue selon la productivité de la mine :

- Les installations d'extraction principales servant à la remontée des minéraux utiles et des stériles dans les mines dont la productivité varie entre 2000 et 3000 t/j. Dans ce cas, on prévoit une installation secondaire pour le transport du personnel, des matériaux et des équipements nécessaires au processus d'exploitation.
- Si la productivité de la mine est inférieure à 2000 t/j, une seule installation effectue la remontée du minerai extrait ainsi que le transport du personnel, des matériaux et des équipements d'exploitation.

Le domaine d'application rationnelle des installations de transport par skips est déterminé par les critères suivants :

Premièrement, c'est une installation stationnaire, ceci demande une durée d'exploitation assez longue et par conséquent il est nécessaire de disposer des réserves importantes de minerai. En effet, il est clair que le changement des équipements de l'installation de transport par skips est problématique tant du point de vue technique (montage et démontage) qu'économique. En outre, les investissements pour la construction du tracé sont considérables et il est très difficile de les amortir sur une courte période.

L'immobilité des équipements conduit à un deuxième critère caractéristique de ce genre de transport. Il est impossible de l'utiliser dans le chantier ou sur les tronçons du transport magistral. C'est pourquoi, il ne peut exister que comme chaînon intermédiaire du transport combiné à 3 chaînons ; Ceci implique la nécessité d'avoir des points de transbordement.

Une autre particularité, de ces installations est la période de réalisation qui est relativement longue. Enfin, il faut prévoir des routes pour le transport du personnel s'il s'agit des mines à ciel ouvert.

Depuis quelques années, on observe deux tendances principales de développement des équipements miniers et leur utilisation intensive dans le processus d'exploitation des gisements des minéraux utiles.

D'une part, on remarque l'accroissement de la puissance et de la productivité unitaire des équipements miniers. L'accumulation des progrès techniques et l'acquisition puis la maîtrise progressive d'une longue et considérable expérience d'exploitation de ces équipements ont permis la conception d'équipements très puissants et très performants. Cette tendance est d'autant plus évidente que les conditions d'utilisation rationnelle sont actuellement réunies. Ainsi, de grands gisements souterrains ou à ciel ouvert sont mis en chantier. D'autre part, il a été démontré que l'accroissement de la puissance unitaire des équipements induit l'augmentation de la productivité en général et la diminution des frais d'exploitation, /2.3/.

D'autre part, la deuxième tendance est caractérisée par le développement des équipements de petite et moyenne productivité et leur unification progressive afin d'élargir leur domaine d'application. Cette dernière tendance est la conséquence de la réduction du nombre de gisements de grandes réserves exploitables où les conditions d'exploitation des équipements puissants sont optimales ; d'où la nécessité de mettre en chantier des gisements ayant de petites dimensions ou bien ceux dont les réserves ne permettent pas auparavant une exploitation rentable.

L'installation d'extraction (Figure1.3) est un ensemble composé de plusieurs éléments. Considérant le rôle et l'importance de ce système, une attention particulière doit être accordée dans le choix des éléments qui entrent dans sa constitution et son fonctionnement. L'une des particularités commune à ces éléments (Cages ou Skips, Câble, Tambour ou Poulie, Moteur de commande) est la masse propre importante. Aussi, une considération particulière est attribuée au choix de ces éléments et leur agencement pour obtenir une installation d'extraction compacte, sûre et fiable et ayant surtout, au vu des grandes masses en mouvement, une consommation minimale d'énergie.

Le développement des systèmes d'extraction, notamment ceux appliqués dans les mines souterraines est continu. Grâce à l'apport des perfectionnements et des progrès enregistrés dans les différents domaines des sciences techniques et à l'accumulation des expériences

d'exploitation, on peut dire que les installations d'extraction suivent actuellement les mêmes tendances de développement citées plus haut.

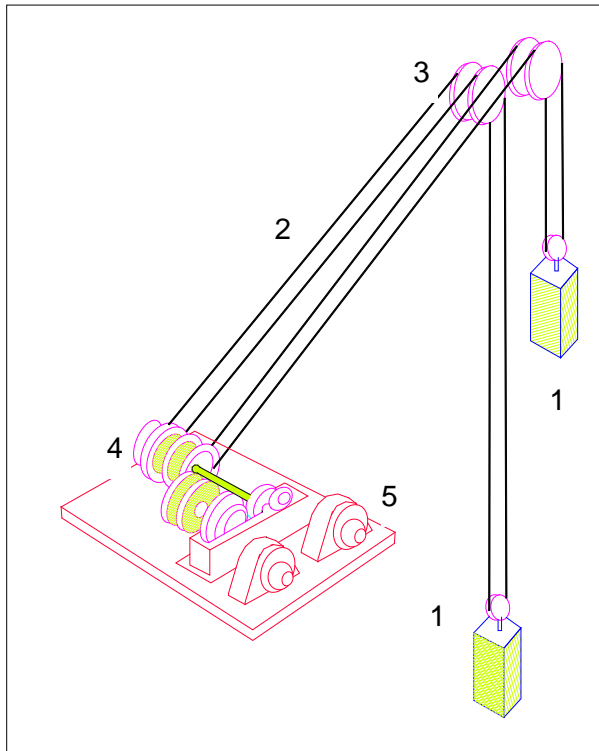


Fig. 1.3 Schéma général d'une Installation d'extraction

- 1 : Cages ou Skips
- 2 : Câble
- 3 : Poulie de guidage
- 4 : Tambour ou Poulie
- 5 : Moteur de commande

Le système d'extraction étant composé de plusieurs éléments ; Sa fiabilité dépend de la capacité de chaque organe d'assurer la fonction qui lui est impartie sans créer des perturbations qui risquent d'influer négativement sur les autres organes et gêner leur fonctionnement normal. En clair, l'efficacité et la fiabilité du système dépendent de celles de chaque élément composant ce système d'extraction. Dans ce sens, on remarque que les études concernant l'amélioration de la fiabilité de fonctionnement de l'installation d'extraction en général sont évidemment axées sur les éléments essentiels composant cette installation.

Le tambour est l'un des éléments essentiels de l'installation d'extraction. Un moteur électrique entraîne en rotation le tambour sur lequel s'enroule un câble d'extraction à l'extrémité duquel est attaché un récipient (Cage ou Skip) contenant la charge à transporter. L'enroulement ou le déroulement du câble autour du tambour assure la montée ou la descente du récipient.

L'une des causes de la détérioration des tambours est l'apparition des fissures sur la surface d'enroulement du câble. Ce défaut ou fissure peut se développer très rapidement à cause des contraintes très élevées appliquées par les spires du câble autour du tambour. La propagation du défaut ou de la fissure est d'autant plus rapide que la contrainte appliquée par le câble est cyclique (Enroulement et déroulement). Il est évident que la réparation de ce défaut est aussi chère que difficile. Pour éviter le risque d'arrêt de l'installation à cause de ce problème, différentes études /5/ ont été effectuées pour déterminer l'effet des contraintes appliquées, la nature des fissures qui apparaissent et leur mode de propagation. L'aboutissement de ces études basées notamment sur l'utilisation de la théorie des éléments finis et de l'analyse des structures des tambours réels permet de formuler des solutions qui éliminent ou réduisent fortement ce risque, /7,8/.

Dans une installation d'extraction, la résistance à la rupture du câble est capitale. Une attention extrême est accordée quotidiennement à la surveillance et à l'entretien des câbles d'extraction. Ce sont des éléments dont la souplesse permet le déroulement et l'enroulement autour du tambour ou de la poulie de friction selon un régime cinématique déterminé.

Dans n'importe quelle installation d'extraction, le régime cinématique comprend au moins deux périodes de régime transitoire c'est à dire un mouvement accéléré et un mouvement décéléré. Ces deux mouvements induisent des charges dynamiques supplémentaires au niveau des organes du système d'extraction et des oscillations au niveau du câble dont la nature élastique peut favoriser l'amplification et par conséquent provoquer la rupture du câble. Ceci constitue, sans doute, une catastrophe majeure pour l'installation d'extraction et l'entreprise minière ; surtout s'il s'agit d'un gisement souterrain. Pour éviter les conséquences d'une telle catastrophe, les câbles sont calculés avec un coefficient de sécurité élevé (généralement supérieur à 12), /5/. D'un autre côté, il est développé d'autres procédés pour écarter ce risque en utilisant par exemple des cosses auto-serrantes pour reprendre l'allongement initial ou l'utilisation des vérins hydrauliques pour équilibrer les tensions entre les brins du câble, /9/. Enfin, des mesures de sécurité telles que l'utilisation des parachutes et des patins de freinage qui équipent les récipients d'extraction.

Les axes de recherche cités ci-dessus visent l'amélioration de la sécurité de fonctionnement et l'augmentation de la résistance et de la durée de vie des organes de l'installation

d'extraction, /7/. Un autre axe est également développé : il s'agit des recherches pour l'augmentation de la productivité de ce moyen de transport. L'expression générale de la productivité d'un système d'extraction est une fonction de deux paramètres principaux :

$$Q_t = 3600 \mu / T_c \quad t/h$$

Où μ : capacité de charge et T_c : durée du cycle d'extraction.

Le premier paramètre dépend du type d'installation d'extraction et du récipient d'extraction : cage ou skip. D'autre part, la capacité de charge est déterminée par l'équilibre entre deux récipients, l'un chargé et l'autre vide ou bien entre un skip et son contrepoids ; c'est à dire entre la masse propre du récipient augmentée de la charge utile de minerai d'une part et la masse du contrepoids d'autre part. On déduit, dans ce cas, que pour augmenter la capacité de charge du récipient sans modifier l'équilibre du système, il n'y a d'autres voies que celle d'accroître la masse de la charge utile de minerai au détriment de celle du récipient. Ceci est devenu possible grâce à l'utilisation, depuis quelques années, dans les mines des USA et Canada des skips en aluminium entièrement soudés. Cette solution tend à se répandre vers d'autres pays, /8/. L'utilisation de l'aluminium dans la construction des récipients et notamment des skips permet, au regard de sa faible densité par rapport à l'acier, d'augmenter la capacité de charge sans modification de l'équilibre du système.

Pour améliorer la productivité d'une installation d'extraction, on agit également sur le deuxième paramètre qui est la durée du cycle d'extraction. La décomposition de la durée du cycle montre qu'il faut réduire la période de la montée ainsi que les durées des opérations de chargement et de déchargement. Dans ce sens, on utilise actuellement des commandes électriques capables d'entraîner les tambours d'enroulement du câble avec de grandes vitesses ainsi que l'utilisation de nouveaux procédés de chargement et de déchargement telles que les portes coulissantes qui équipent certains types de skips, /3/.

L'installation d'extraction étant un ensemble complexe tant du point de vue construction que de l'exploitation ; Ceci est d'autant plus évident quand il s'agit de desservir plusieurs recettes d'un puits d'extraction. Une exploitation rationnelle et efficace est aujourd'hui possible grâce à l'automatisation complète ainsi que l'utilisation des programmes informatiques pour la gestion et le contrôle.

1.2 Perspectives d'application des installations de descente du minerai par skips

Les installations de transport par skips sont connues en tant que chaînon intermédiaire du transport combiné. Elles jouent un rôle prépondérant et névralgique dans l'exploitation des mines souterraines. L'extension de leur application aux gisements exploités à ciel ouvert a permis d'élargir leur domaine d'utilisation et d'approfondir le développement de la technologie de ce genre de transport à câble. A l'inverse de la mine souterraine où l'installation d'extraction est généralement verticale, dans les gisements exploités en surface et ayant une configuration limitée dans le plan, le tracé d'extraction est incliné.

Dans les carrières, l'installation d'extraction sert à remonter la charge de minerai ou d'une autre matière d'un niveau inférieur (bas) vers un niveau supérieur (haut). L'analyse des caractéristiques techniques de quelques installations d'extraction (Tabl. 1.1) montre que dans la majorité des carrières, le nombre de niveaux de base desservis varie de 2 à 4, l'angle d'inclinaison du tracé varie de 18 à 45° et la productivité de 1200 à 1500 t/h, /1/. Le coefficient d'utilisation est relativement élevé, il est compris entre 0,78 et 0,85. Dans certaines installations, le tracé d'extraction est composé de deux tronçons ayant des angles d'inclinaison différents, /10/. Dans toutes ces carrières, l'installation d'extraction est utilisée en combinaison avec les camions.

Comme pour les entreprises mondiales, l'entreprise minière algérienne doit résoudre, dans le cadre de son développement, le problème de perfectionnement et de rationalisation des moyens de transport du minerai. Le Tableau 1.2 donne un aperçu sur les caractéristiques générales des entreprises minières algériennes à ciel ouvert, /11/. L'analyse de ce tableau révèle les conditions minières suivantes :

- Une productivité moyenne qui varie de 0,5 à 106 tonnes/an.
- Une diversité du minerai transport, et des propriétés physiques de ce minerai.
- Une hauteur appréciable des gisements.
- Un angle de pendage important qui varie de 17 à 80°.
- La prépondérance de l'utilisation des camions pour déplacer les masses rocheuses dans le chantier.
- L'existence de combinaisons différentes dans le transport magistral ou total.

- les camions les plus utilisés ont une capacité de charge de 35 tonnes.
- La variation de la distance de transport; en moyenne, elle est de 300 à 1400 m à l'intérieur de la carrière et de 800 à 14 000 m pour le trajet total.
- Une diversité des marques des moyens de transport.

D'après toutes ces remarques, il ressort que les entreprises nationales connaissent les mêmes tendances signalées précédemment concernant le développement des moyens de transport. Néanmoins, il faut mettre en relief les particularités des carrières algériennes aux points de vue de la production, de l'organisation et de l'équipement. Ainsi, toutes les carrières sont pourvues de moyens de production ayant des performances faibles ou moyennes mais suffisantes pour assurer la production. D'autre part, l'une des particularités des gîtes qu'il faut prendre en considération et qui détermine l'application du transport combiné est qu'ils sont exploités en altitude. C'est-à-dire que le minerai est ramené d'un niveau supérieur vers un niveau inférieur. Ainsi, la charge de minerai crée la force motrice et le mouvement de descente est réalisé grâce à la force de pesanteur.

Dans le monde il existe un nombre réduit d'installation de descente de minerai par skips ou par cages. Il est compris entre 8 et 10. Ce nombre réduit est dû principalement au fait que la majorité des carrières mondiales sont exploitées en profondeur ou bien les conditions topographiques (gisements plats) ne permettent pas l'application du transport par skips.

A notre avis, les avantages de l'application d'un système de descente en tant que chaînon intermédiaire du transport combiné sont nettement évidents sur certains tronçons du tracé de transport. Elle est d'autant plus efficace si la différence d'altitude est importante. Les principaux avantages sont :

Tableau 1.1 Caractéristiques techniques des installations d'extraction utilisées dans les carrières mondiales:

Carrières	Minerai	R _t (t/h)	H _e (m)	α (deg)	m _c (t)	m _u (t)	D _t (mm)	d _c (mm)	V (m/s)
Marmon (USA)	Min.fer	-	80	45	22	22	3760	-	8
Jefrey M (Can.)	Arbeste	-	90	45	40	36	4275	50,8	7
Colvezy (Zaire)	Cuivre	1400	100	35	20	20	6000	60	8,25
Liberty (USA)	Cuivre	1120	123	19	22	25	3352	47,6	8,3
Sibai (Russie)	-	-	-	39	-	40	-	54	7
Mercuesado (Espagne)	Min.fer	180	90	45	15	5	-	-	5
Nevada (USA)	Cuivre	1100	137	20	22	22,5	-	-	6,9
Morton (USA)	Min.fer	1200	92	35	20	36	2500	57	3,05
Chino (USA)	Cuivre	2000	210	28	40	40	3880	57	8

R_t: Rendement; **H_e**: Hauteur d'extraction; **α** : Angle d'inclinaison du tracé

m_c: Capacité de charge d'un camion; **m_u**: capacité de charge du récipient (skip);

D_t: Diamètre du tambour (poulie); **d_c**: Diamètre du câble; **V**: Vitesse d'extraction .

Tableau 1.2 : Caractéristiques des carrières algériennes et des moyens de transport appliqués:

Entreprises minières	Minerai	α deg	Rt t/an	H m	L km	Lc Km	SCT	MT	MJ
Ain El K'bira	Cal.	80	10 ⁶	1250/1100	2	6	Com	Ca+Cn	Tr+Cc
Hadjar Soud	Cal.	-	10 ⁶		4,4	2	Com	Ca+Cn	Tr+Cc
Zahana	Cal+Mar	-		470/330	-	-	Sim	Ca	-
Fleurus	Gypse	50		-	2	1,5	Com	Ca+Co	Co+St
Rais Hamidou	Cal	-		330/100	2,3	0,8	Com	Ca+Cn	Co
Oued Sly	Cal	-	-	230/100	-	-	Com	Ca+Cn	Co
Meftah	Cal	-	10 ⁶	-	0,8	0,3	Com	Ca+Cn	Co
Boukhadra	Min.fer	75		1195/866	3,8	3	Com	Lo+Ca	Co
Arzew	Grès	25		475	14	-	Sim	Ca	-
Ouenza	Min.fer	22		965/803	3,5	0,6	Com	Sk+Cn	Tr+Co
Ain Mimoun	Baryte	-		1930/1000	3,5	1	Com	Lo+Cn	St+Ch

α : angle d'inclinaison du gisement; **Rt** : production annuelle;

H :niveaux d'altitude du gisement; **L**: distance totale de transport

Lc : distance de transport dans le chantier; **SCT** : schémas de transport;

MT: moyens de transport (**Ca**:camion, **Cn** : convoyeur à bande; **Lo** : locomotive, **Sk** : installation de descente avec skip);

MJ: moyens de jonction (**Tr** : trémie, **Cc** : concasseur, **St** :stockage, **Ch**:chargeuse).

Cal : calcaire; **Mar** : marne.

- Une grande inclinaison des voies et par conséquent la diminution du volume des travaux de creusement pour les tranchées d'accès et de circulation.
- Une réduction considérable de la distance totale de transport.
- La simplicité de la construction ; d'où un montage facile.
- Une mise en exploitation et une maîtrise rapide des équipements.
- La possibilité d'automatiser complètement le fonctionnement de l'installation.
- La fiabilité et le fonctionnement efficace indépendamment des conditions climatiques.
- La capacité d'une même installation de desservir plusieurs niveaux et assurer également le transport du minerai et du stérile.
- La réduction du nombre d'engins dans le système de transport par rapport aux schémas simples.
- Un entretien et une réparation assez simples.

Ainsi et contrairement aux carrières mondiales, la majorité des carrières algériennes sont montagneuses. Dans ce cas, il est nécessaire d'appliquer un schéma de transport combiné. Sachant les avantages de l'utilisation d'une installation de descente, on estime que les perspectives d'application et de développement de ce moyen de transport dans les carrières algériennes sont favorables malgré certaines conditions de rentabilité, notamment la nécessité d'avoir de grandes réserves de minerai. Toutefois, il faut mettre en relief la particularité singulière des systèmes de descente du minerai et qui peut être un facteur déterminant dans la prise de décision : L'installation de descente du minerai est un système débiteur d'énergie et non-consommateur. L'énergie de fonctionnement provient de la charge utile de minerai combinée à l'accélération de la pesanteur. Le problème qui peut-être posé est de trouver la meilleure méthode pour une récupération optimale de l'énergie provenant de la descente du minerai par skips.

1.3 Analyse des conceptions et des régimes d'exploitation des installations de descente.

Les installations de descente du minerai par skips appartiennent à la même classe que les installations d'extraction : celle des moyens de transport à l'extrémité du câble.

L'histoire de leur application remonte à deux siècles. De ce fait, on remarque beaucoup de conceptions qui se sont développées en fonction des caractéristiques des gisements exploités et de l'enrichissement résultant de l'expérience. Actuellement, les systèmes d'extraction sont bien élaborés. On observe un perfectionnement dans tous les éléments composant le système d'extraction, son régime cinématique et les différentes méthodes pour réaliser l'équilibrage et diminuer la consommation d'énergie.

Les installations de descente du minerai par skips ou par cages possèdent des avantages importants en tant que moyen technique pour les opérations de transport dans les carrières. Toutefois, leur utilisation reste limitée dans les carrières mondiales. Ceci est dû au nombre limité des carrières où les conditions d'application rationnelles sont réunies, aux particularités de construction et de fonctionnement.

Le Tableau 1.3 permet de donner une appréciation sur les différentes conceptions et régimes d'exploitation de certaines installations de descente utilisées dans les carrières d'Algérie et du Viêt-nam.

Les trois premières installations (Taikécime, Kampha et Déonai) servent pour le transport du minerai de charbon. D'après leur capacité de charge, elles appartiennent à la classe moyenne des installations de transport à l'extrémité du câble. Ces installations de descente entrent dans un schéma de transport combiné : transport par locomotive - installation de descente - transport par locomotive. Ce schéma est imposé par la nature du minerai. En effet, il permet d'éviter les opérations de transbordement qui causent la fragmentation du charbon qui a un coefficient de dureté faible. C'est pourquoi, dans ces installations, le récipient est constitué d'une plate-forme. Cette conception permet de parquer directement les wagonnets remplis de charbon en les détachant de la locomotive. A la fin de la descente, les wagonnets sont déchargés de la plate-forme puis attelée à une locomotive pour former le dernier chaînon du schéma de transport. On peut dire que les wagonnets font partie des récipients de descente. Une plate-forme peut contenir de 2 wagonnets (Taikécime) jusqu'à 8 wagonnets (Kampha). Enfin, la capacité de charge d'un wagonnet est 0,8 t tandis que sa masse propre est 0,6 t.

L'installation de descente du minerai de la mine de l'Ouenza est beaucoup plus puissante /11/. Elle constitue le chaînon intermédiaire entre les transports par camions et par

convoyeur à bande. A l'opposé des installations précédentes, celle de Ouenza est équipée d'un skip de grande capacité de charge (50 tonnes) et d'un volume utile de 36 m³, sa masse propre étant de 35 tonnes. Le skip est constitué d'un châssis robuste monté sur un train de 4 roues de 1 000 mm de diamètre. Il est relié à un câble de longueur égale à 500 m à un contrepoids de 35 tonnes.

Le tracé de circulation du skip est composé de deux tronçons dont les pentes sont respectivement égales à 17 et 25°. Il est à remarquer les particularités de construction des voies et de la conception du skip. Ainsi et contrairement aux cas les plus connus notamment dans les systèmes d'extraction à ciel ouvert, les voies de circulation du skip et du contrepoids sont parallèles, dans le même plan mais la voie de circulation du contrepoids est installée entre celle du skip. C'est-à-dire que les axes de descente du skip et du contrepoids sont confondus. Pour éviter le télescopage du skip avec le contrepoids. Le skip a été conçu de manière à ce que le contrepoids passe sous sa coque lors de leur croisement. L'écartement des voies du skip est égal à 3000 mm et celui du contrepoids à 2800 mm.

Les voies de circulation des plates-formes de l'installation de Kampha sont disposées de la même manière que celles de Ouenza. Cependant pour éviter la rencontre entre la plate-forme montante et celle descendante au point de croisement, celles-ci divergent dans le plan vertical formant ainsi un pont pour le passage à deux niveaux différents des deux récipients. L'écartement de la première voie est 2,8 m, celui de la deuxième 4,2 m.

L'opération de montée ou de descente des récipients est réalisée par l'enroulement ou le déroulement du câble tracteur sur un organe relié à l'arbre d'entraînement. Il y a deux types d'organes d'enroulement : à tambour et à poulie de friction.

L'installation de Déonai est équipée avec un tambour cylindrique de 2 200 mm de diamètre. Des brins de câble indépendants ancrés par leurs extrémités au tambour sont fixés chacun par leurs autres extrémités soit à la plate-forme soit au contrepoids. Lorsque la commande est activée, le brin de câble montant commence à s'enrouler sur le tambour ; simultanément, le brin descendant commence à se dérouler. On obtient ainsi la montée ou la descente de la plate-forme suivant le sens de rotation du tambour.

Tableau 1.3 : Caractéristiques techniques des installations de descente dans les carrières:

Caractéristiques	Installations de descente			
	Taïkécime	Déonai	Kampha	Ouenza
Minerai	Charbon	Charbon	Charbon	Min.Fer
Rendement 10 ⁶ t/an	0,8	1,2	1,5	-
Longueur du tracé, m	300	130	280	450
Angle d'inclinaison	25°	32°	24°30'	17°/25°
Type de récipient	Cag+PI	Cag+PL	Cag+PI	Skip
Capacité de charge, t	3,0	8,4	12	50
Masse du récipient, t	3,5	-	4,8	35
Organe d'enroulement	Pli.Fr	Tbr.Cyl	Pli.Fr	Pli.Fr
Diamètres Org.enrlt	3m et 2m	2,2m	3m et 2m	5,5m
Vitesse max., m/s	5,5	-	5,0	4,5
Nbre de récipients	2	1	2	1
Diamètre du câble, mm	25	25	32	48

Pli.Fr: poulie de friction, **Org.enrlt:** organe d'enroulement;

Cag+pl: cage plate-forme; **Tbr.Cy l:** tambour cylindrique

Les trois autres installations (Kampha, Taikécime, Ouenza) sont dotées de poulies de friction. Un câble contourne la poulie de friction et relie à ses extrémités les éléments descendant ou montant. Dans les installations de Taikécime et Kampha, ce sont deux plates-formes. Dans celle de Ouenza, le câble relie le skip avec le contrepoids.

En plus des poulies d'entraînement dont les diamètres varient entre 3 000 et 5 500 mm, les installations de Taikécime et Kampha sont équipées de poulie de contrainte de 2 000 mm de diamètre. Le rôle de la poulie de contrainte est d'augmenter l'angle d'adhérence entre le câble et la poulie de friction et éviter par conséquent le glissement du câble sur la gorge de la poulie. Dans l'installation de Ouenza, on a appliqué un autre procédé : ce sont 60 griffes à auto-serrage disposées sur le pourtour de la poulie d'entraînement et qui appuient sur le câble lorsqu'il vient en contact avec la gorge de la poulie puis le libèrent au moment de la séparation.

Dans les installations de descente comme dans celles d'extraction, les processus de chargement et de déchargement doivent être élaborés attentivement parce que ces opérations occupent une part appréciable de la durée du cycle de descente. Dans l'installation de Ouenza, le chargement du skip se fait de la manière suivante : le skip arrive au-dessous de l'ouverture de la trémie puis un panneau rabattable en acier comble le vide entre le skip et l'ouverture de la trémie. La trappe fermant la trémie est déplacée. Le minerai se déverse par gravité dans le skip et le remplit jusqu'à la valeur nominale. Le rôle du panneau en acier est de canaliser le flot de minerai déversé dans le skip et éviter l'éjection des blocs de minerai sur les voies de circulation. Pour réaliser le déchargement, le skip est équipé de deux roues latérales. Lorsqu'il aborde la phase de déchargement, les voies de circulation s'incurvent vers l'arrière et les roues latérales placées à l'arrière du skip s'engagent sur une voie de 5 750 mm d'écartement installée au-dessus de la trémie, ce qui provoque le basculement du skip vers l'avant et donc son déchargement. Dans cette position, la masse du skip est, en grande partie, supportée par les roues latérales.

La commande d'entraînement de l'installation de Ouenza est composée d'un système Générateur-Moteur. Elle comprend un moteur de puissance 525 kW, un moteur ... courant continu de 470 kW dont la tension d'alimentation est 480 V et la vitesse de rotation 1480 tr/mn, enfin d'une génératrice de 498 KW et d'un réducteur. Cette installation dessert 4 recettes. Les paramètres des régimes de fonctionnement et d'exploitation sont

caractérisés par la vitesse du skip qui est égale à 4,5 m/s; la durée du cycle varie de 272 s pour la recette supérieure (Niveau 965) à 178 s pour la recette inférieure (Niveau 880). La trémie de chargement est située au niveau 613. La durée de chargement du skip est 60 s, celles des périodes d'accélération et de décélération 9 et 11 s.

Les trois autres installations sont dépourvues de commande d'entraînement. Le mouvement de descente se fait sous l'action de la pesanteur. Pour éviter la descente libre et l'accroissement direct de la vitesse des plates-formes, il est utilisé un freinage mécanique pour ralentir le mouvement et également pour ralentir les plates-formes aux points de chargement et de déchargement

1.4 Analyse des procédés d'équilibrage des systèmes de descente :

Le système de descente du minerai par skips peut être assimilé, à une machine simple composée d'une poulie sur laquelle s'enroule un câble. Aux deux extrémités du câble sont fixées deux charges. Pour réaliser l'équilibrage de ce système, il faut que les masses des deux charges soient égales, c'est-à-dire les tensions des deux brins du câble soient de même grandeur.

Dans une installation de descente, le déséquilibre entre les tensions des deux brins du câble est dû à la variation de la charge. Celle-ci est causée principalement par la masse du câble de descente qui change progressivement en fonction de la distance parcourue. On sait que dans une installation de descente, la masse du brin descendant (Câble + Récepteur + Charge de minerai) crée grâce à l'accélération de la pesanteur la force de descente. Puisque la masse du brin du câble descendant augmente en fonction de la distance, la force de descente croît également en imprimant une vitesse de plus en plus élevée au récepteur. Ceci constitue la première contrainte pour ce moyen de transport puisque pour des raisons de sécurité et de résistance, la vitesse du récepteur ne doit pas dépasser une valeur déterminée.

Pour respecter cette condition, il faut prévoir un mécanisme qui assure la limitation de la vitesse du récepteur. Si l'installation est équipée d'une commande d'entraînement, cette dernière doit fournir un couple résistant pour limiter la vitesse de descente.

D'autre part, lorsque le récipient doit être remonté, du point de déchargement au point de chargement, le moteur d'entraînement doit développer un couple moteur très élevé à cause des résistances au mouvement dues aux masses du récipient vide et du câble. Il est donc nécessaire d'installer une commande très puissante pour surmonter le déséquilibre entre les tensions des brins du câble.

On remarque ainsi que la commande d'un système de descente doit fonctionner parfois selon deux régimes distincts : régime moteur où elle fournit un couple actif et régime générateur où elle crée un couple résistant.

Pour maintenir la vitesse du récipient dans les limites recommandées et limiter la puissance de la commande d'entraînement ainsi que son régime de fonctionnement, on réalise l'équilibrage du système de descente. Il consiste à agir de manière à limiter la différence entre les tensions des deux brins du câble du système de descente.

D'autre part, la différence de tension détermine la force appliquée sur l'organe d'entraînement. Dans ce cas, le problème essentiel est l'amplitude de variation de cette force en fonction des positions extrêmes du récipient. Plus l'amplitude de variation est élevée, plus la puissance installée de la commande est importante.

Dans une installation de descente, il s'agit d'appliquer une commande pour récupérer la quantité maximale d'énergie résultant du mouvement de descente. Mais à cause de l'amplitude de variation de la force de descente, la puissance récupérée est faible par rapport à la puissance installée. Cette récupération varie entre 15 et 25 % pour les installations à freinage électrique de faible capacité /13/. Dans ce sens, l'équilibrage d'un système de descente vise à limiter la puissance de la commande installée mais améliorer le taux de récupération de l'énergie.

Les installations de descente considérées précédemment sont dépourvues d'équilibrage. L'installation de Ouenza est composée d'un skip avec le contrepoids dont le rôle est de limiter la différence entre les tensions des brins du câble. Le maintien de la vitesse de descente dans les limites recommandées est réalisé par une commande électrique qui crée un couple résistant. Dans les autres installations, le mouvement de descente est libre. Pour éviter le dépassement de la vitesse limite, un freinage mécanique à sabot agit

sur la jante de la poulie d'enroulement du câble assurant ainsi un ralentissement de la plate-forme au cours de la descente et l'arrêt au point de déchargement. Ce procédé de freinage est inadapté à cause de l'usure rapide des sabots. Pour prolonger la durée de vie des récipients et des sabots et diminuer les efforts de freinage, des compensateurs aérodynamiques sont montés dans les installations de Kampha et Taickécime.

Équilibrage par compensateurs aérodynamiques :

Le compensateur ou équilibreur aérodynamique permet de réaliser un équilibrage partiel du système de descente [3]. C'est une roue à aubes solidaire avec l'arbre de la poulie. Ce moyen d'équilibrage est généralement utilisé dans les installations à mouvement de descente libre et dépourvue de commande électrique. Il permet de limiter la vitesse du récipient grâce au couple résistant appliqué à l'organe d'enroulement. Mais il ne permet pas de réaliser l'aplanissement de l'amplitude de variation de la force appliquée à la poulie d'entraînement par le système de descente. D'autre part, l'énergie due au mouvement de descente ne sera pas récupérée.

Équilibrage par application d'un câble queue :

Dans les installations de descendre de grande capacité comme celle de Ouenza, il est préférable d'utiliser les câbles queues pour équilibrer le système (Figure 1.4); c'est-à-dire un câble qui relie, en contournant une poulie installée au point de déchargement, les deux récipients. Dans ce cas, on agit sur la répartition des charges appliquées aux brins du câble. Une commande électrique entraînée par l'arbre de la poulie récupère l'énergie due au mouvement de descente.

On distingue deux variantes d'équilibrage des systèmes de descente par application du câble queue :

- Par câble queue équipondérant où la masse du câble queue est égale à celle du câble tracteur ($q = p$). Le système de descente obtenue est à équilibrage statique puisque la différence entre les tensions des brins du câble est constante quelle que soit la position considérée.

- Par câble queue lourd ($q > p$) où la masse métrique du câble queue est supérieure à celle du câble tracteur. Dans ce système, la différence entre les tensions statiques varie linéairement au cours du cycle de descente. Elle est maximale au point de démarrage et minimale au point d'arrêt. Si on adopte une variation opposée des charges dynamiques de façon à obtenir une valeur constante de la somme des charges statiques et dynamiques, le couple appliqué à la commande sera constant au cours de la descente. Ceci présente une situation favorable pour une utilisation rationnelle de la puissance installée.

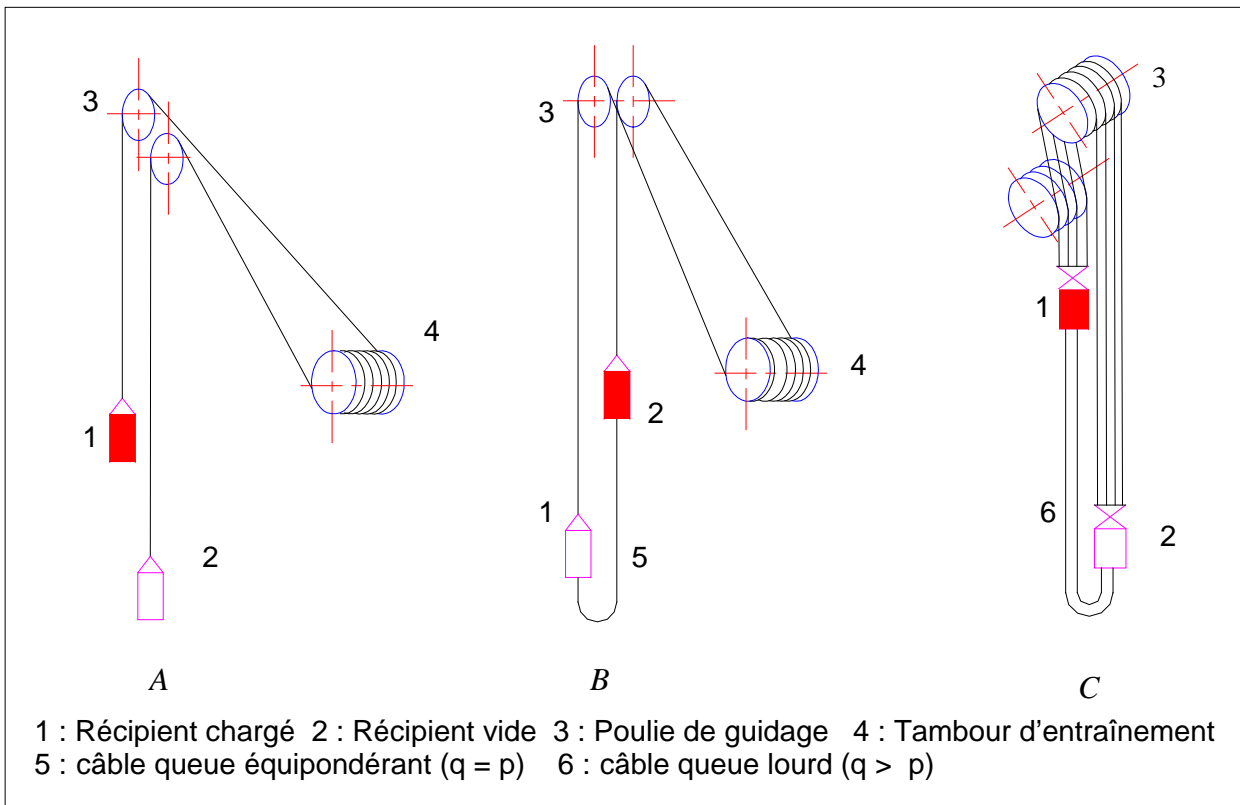


Fig. 1.4 Schémas des installations d'extraction

A : Installation non équilibrée ;

B : Installation équilibrée avec câble queue équilibrant ($q = p$).

C : Installation équilibrée avec câble queue lourd ($q > p$)

Équilibrage par application d'un tracé curviligne :

L'utilisation d'un tracé de descente à angle d'inclinaison variable constitue une autre voie pour la réalisation de l'équilibrage dynamique des systèmes de descente. Avec ce tracé, la décomposition des forces agissant au niveau du système est telle qu'on obtient une

force de descente importante au démarrage puis cette force diminue à l'approche du point de déchargement. Dans ce cas, le tracé aura un angle d'inclinaison très important au point de chargement qui diminue progressivement jusqu'à la valeur minimale au point de déchargement. Ainsi, grâce à la forme du tracé, la décomposition des forces agissant sur chaque brin du câble est telle qu'on réalise l'égalité des tensions entre les deux brins du câble. L'autre avantage de ce type d'équilibrage est l'application par la commande d'un couple résistant constant, ce qui constitue un facteur important pour le choix et l'utilisation rationnelle de la puissance de la commande.

Les avantages d'une installation de descente sont très importants notamment s'il s'agit de l'exploitation des gisements à ciel ouvert ayant un angle de pendage très important. Toutefois, on a constaté l'application limitée de ce type de transport dans le monde. Pour faire une analyse objective de leurs capacités et par conséquent assurer leur développement, il faut poser tout d'abord les lois fondamentales de fonctionnement, de choix et d'exploitation. Cette théorie faciliterait par la suite le développement de l'industrie des équipements et des éléments composant l'installation de descente. Ainsi, on peut concevoir de nouveaux équipements adaptés aux systèmes de descente tels que les câbles et les récipients. Actuellement, on remarque l'utilisation dans ce type de transport des éléments connus pour les systèmes d'extraction. Par exemple, l'utilisation du câble tracteur prévu pour les systèmes d'extraction verticale bien qu'il soit évident que les conditions d'exploitation des câbles dans les puits verticaux des mines ou dans les téléphériques diffèrent nettement de celles des installations de descente. Dans le dernier cas, le contact est inévitable entre le câble et le tracé de descente ce qui impose des critères complémentaires dans la construction et le choix du câble. La même remarque peut être faite du groupe de commande où on utilise des organes destinés aux installations d'extraction. Mais pour une installation de descente, la question essentielle quand on choisit le type de commande n'est pas la puissance mais le régime de fonctionnement et la récupération optimale de l'énergie créée par le mouvement de descente.

Le développement de la théorie des systèmes de descente vise à répondre aux questions principales pour une conception, une construction et une exploitation efficace. On peut se baser pour développer cette théorie sur celle des systèmes d'extraction notamment la méthodologie générale de l'analyse.

Le but de la recherche qu'on se propose de réaliser est de contribuer à poser la théorie des installations de descente et leur équilibrage. Outre la recherche bibliographique réalisée dans ce chapitre, on doit faire l'analyse cinématique et dynamique de la descente libre et déterminer les conditions de fonctionnement et les critères de choix. Le deuxième axe concerne l'étude des différents moyens d'équilibrage ainsi que leur efficacité en fonction des paramètres de construction et d'exploitation. On procédera par la suite à la simulation physique et mathématique pour comparer les résultats théoriques et expérimentaux. Enfin, on étudiera les conditions nécessaires pour une exploitation correcte de l'organe de traction qui est le câble. Les résultats de l'étude des axes cités devraient nous permettre de proposer des conceptions et des idées pour la construction des éléments composant le système de descente tels que la commande, les procédés de chargement et de déchargement ainsi que l'automatisation de l'installation de descente.

Chapitre 2

**PARAMETRES ET REGIMES
D'EXPLOITATION DES INSTALLATIONS
DE DESCENTE A TRACE RECTILIGNE**

PARAMETRES ET REGIMES D'EXPLOITATION DES INSTALLATIONS DE DESCENTE A TRACE RECTILIGNE

2.1 Equation du mouvement du système de descente

Systèmes monomassique et multimassique

Les installations de descente comme celles d'extraction sont des systèmes mécaniques composés de plusieurs éléments. Deux méthodes d'analyse /12/ sont appliquées pour l'étude et la résolution des problèmes essentiels de ce genre de système :

- Détermination des forces qui définissent le mouvement du système d'extraction et par conséquent déterminer la durée maximale du cycle et la loi générale de la variation de la vitesse. Dans ce cas, le système d'extraction est considéré comme un système monomassique avec les liaisons rigides entre les différents composants de l'installation ; l'inertie de chaque élément ainsi que les efforts statiques sont réduits à la circonférence de l'organe d'enroulement (poulie ou tambour) par rapport auquel on considère l'équation d'équilibre dynamique.
- Détermination des efforts qui agissent à l'extérieur ainsi qu'à l'intérieur (interaction) des éléments du système. Dans ce cas, le système d'extraction ou de descente est pris comme un système multimassique en tenant compte de l'élasticité relative entre les éléments du système. Ceci permet de calculer les charges réelles dans les éléments pour les vérifier aux conditions de rupture. En outre, elle sert à calculer le processus transitoire dans les commandes automatiques des systèmes mécaniques, notamment au cours des périodes de démarrage et de freinage.

Il est à noter que pour faire l'analyse d'un système multimassique, il faut connaître obligatoirement les caractéristiques mécaniques de la commande. Ces dernières ne peuvent être connues que sur la base de l'étude du système monomassique.

Pour résoudre le problème qu'on se propose d'étudier, on procédera du système monomassique.

Descente libre

On considérera une installation de descente fonctionnant sans commande de freinage. Cette hypothèse est justifiée pour résoudre le problème de la détermination des paramètres géométriques limites de la descente sous l'action de la pesanteur puisqu'il est évident que l'obtention du mouvement de descente n'est possible que pour certains rapports entre l'angle d'inclinaison et la longueur du tracé. Ces rapports déterminent la valeur du couple moteur créé par les forces de pesanteur ainsi que les forces résistantes au mouvement de descente. Ces dernières sont les forces statiques du brin montant et les forces de frottement agissant dans le système de descente. D'autre part, la valeur de la vitesse maximale à la fin de la descente donnera une appréciation de l'énergie cinétique accumulée au cours de la descente. A partir de cette énergie, on peut estimer la valeur de la force de freinage nécessaire pour arrêter le skip au point de déchargement. Ceci permettra de choisir les caractéristiques de la commande et la détermination de l'évolution réelle de la vitesse du skip. Enfin, pour les besoins de l'analyse, on procédera à la variation sur un large intervalle des paramètres géométriques du tracé de descente et il est très difficile de déterminer à chaque fois une valeur de la force de freinage.

Le schéma principal de l'installation de descente du minerai par skip est présenté sur la Figure 2.1. Il se compose de deux récipients 1 et 5 reliés entre eux par un câble 6 qui passe à travers les poulies de guidage 2 et 3 et de renversement 4. Les récipients se déplacent sur des tracés distincts. Lorsque le récipient chargé 1 est libéré, la charge de minerai ainsi que le poids propre du récipient conjugués à l'accélération de la pesanteur amorcent le mouvement de descente. A ce moment, une tension est appliquée au niveau de la liaison entre le récipient chargé et le bout du câble. Cette tension est transmise à l'autre bout du câble et imprime un mouvement de montée au récipient vide.

Soient les données de départ suivantes:

L : longueur du tracé
 α_{tr} : angle d'inclinaison du tracé de descente
 m_u : masse de la charge utile

Ces paramètres peuvent varier en fonction des conditions minières concrètes.

Considérons le mouvement de descente à l'instant t où les 2 récipients ont parcouru une égale distance x . Pour analyser le mouvement de descente, on applique la loi de d'Alembert [12, 15]. En considérant l'équilibre dynamique du système de descente par rapport à l'axe de la poulie de renversement 5, on écrit:

$$M_{st} = M_{dyn} \quad (2.1)$$

où

M_{st} et M_{dyn} moments de rotation créés respectivement par les forces statiques et dynamiques.

Le rayon d'enroulement du câble étant constant et égal au rayon de la poulie de renversement 5, on a:

$$F_{st} = F_{dyn} \quad (2.2)$$

La force F_{st} est déterminée comme la différence des tensions entre les brins descendant et montant:

$$F_{st} = T_{dst} - T_{mst} \quad (2.3)$$

Les expressions (2.1) et (2.2) ne sont valables que pour un système parfait ; c'est à dire fonctionnant sans frottement.

Dans une installation concrète, on doit prendre évidemment en considération les forces de frottement qui apparaissent entre les éléments mobiles du système de descente ainsi qu'entre ce dernier et le tracé. Dans ce cas, l'équation d'équilibre dynamique devient:

$$F_{st} - F_{fr} = F_{dyn} \quad (2.4)$$

où F_{fr} : force réduite à la circonférence de la poulie de renversement et qui a la même effet que toutes les forces de frottement agissant dans le système de descente.

Déterminons maintenant F_{st} , F_{dyn} et F_{fr} . En se basant sur la décomposition des forces d'après la Figure 2.1, on trouve à partir de l'expression (2.3) et après développement et simplification :

$$F_{st} = g \cdot \sin \alpha_{tr} [m_u - \rho(L - 2x)] \quad (2.5)$$

où

g : accélération de la pesanteur

ρ : masse métrique du câble

- 1 : Récipient chargé
- 2 et 3 : Poulies de guidage
- 4 : poulie de renversement
- 5 : Récipient vide
- 6 : câble

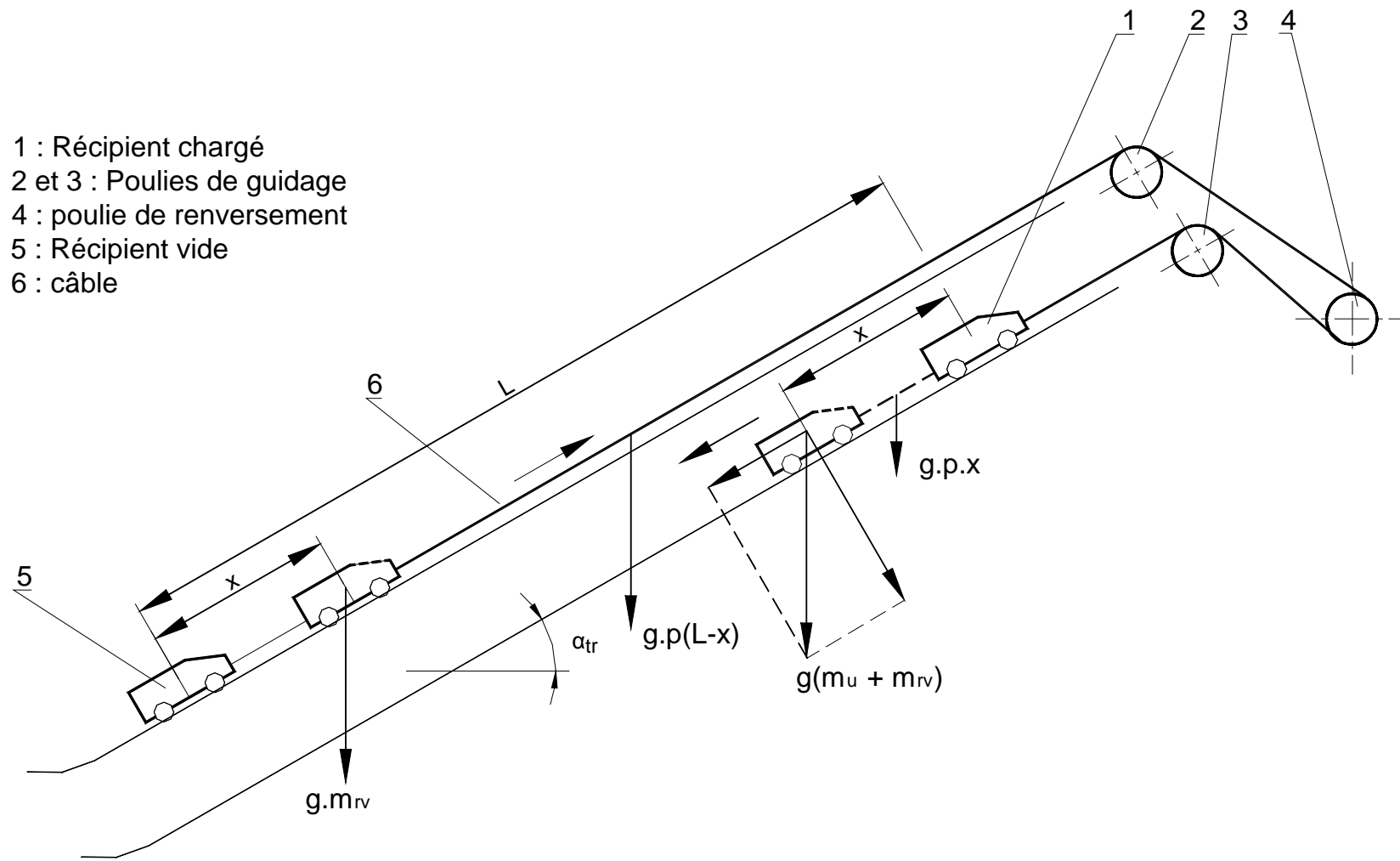


Fig. 2.1 Schéma du système de descente libre sur un tracé rectiligne

L'expression (2.5) exprime la force statique pour un système à deux récipients (skips). S'il s'agit d'un système de descente avec un seul skip et contrepoids, la force statique sera:

$$F_{st} = g \cdot \sin \alpha_{tr} [0.5m_u - \rho(L - 2x)] \quad (2.6)$$

Cette expression est obtenue en considérant un contrepoids optimal /12/ qui donne la même différence des charges totales appliquées aux extrémités du câble au moment de la montée et de la descente du récipient.

Le système de descente étudié est considéré comme un système monomassique, pour déterminer les forces dynamiques F_{dyn} , toutes les masses des éléments mobiles de l'installation seront réduites conventionnellement à une masse dite masse réduite située sur la circonférence de la poulie de renversement et qui a la même action que les masses remplacées. on écrit donc:

$$F_{dyn} = m_r \cdot a \quad (2.7)$$

où

m_r : masse réduite du système de descente

a : accélération linéaire sur la circonférence de la poulie de renversement. Elle est égale à celle du skip si on ne tient pas compte du glissement du câble sur la gorge de la poulie

D'après la Figure 2.1, la masse réduite est déterminée par l'expression suivante:

$$m_r = 2m_{rv} + m_u + \rho \cdot L_c + \Sigma m_{rp} \quad (2.8)$$

où

m_{rv} , m_{rp} , m_u : respectivement masse des récipients vides, masse réduite des poulies et charge utile

L_c : Longueur totale du câble

S'il s'agit d'une installation de descente avec un seul skip et contrepoids, la masse réduite sera:

$$m_r = 2m_{rv} + 1.5m_u + \rho \cdot L_c + \Sigma m_{rp} \quad (2.9)$$

On détermine maintenant l'expression de la force de frottement. Celle-ci peut être écrite sous la forme générale suivante:

$$F_{fr} = F_p + F_{ar} + F_{tr} \quad (2.10)$$

où F_p , F_{ar} et F_{tr} sont les composantes de frottement induites respectivement par les poulies, par la résistance de l'air et entre le système de descente et le tracé.

La force de frottement F_p tient compte du frottement dans les paliers des poulies de guidage et de renversement ainsi qu'entre les gorges des poulies et le câble. Précisons que ce dernier type de frottement est dû au glissement relatif et local du câble sur la gorge de la poulie au moment de l'entrée et de la sortie et aussi par la contraction et la décontraction du câble pendant l'enroulement et le déroulement. La force F_p dépend de la construction de la poulie, du câble et de l'état des surfaces en contact.

En considérant la relation entre les dimensions de la construction des différents éléments du système de descente d'une part et sa capacité d'autre part, on suppose que

$$F_p = k_1 g m_u \sin \alpha_{tr} \quad (2.11)$$

où k_1 : coefficient de proportionnalité.

De la même manière, on exprime la résistance de l'air

$$F_{ar} = k_2 g m_u \sin \alpha_{tr} \quad (2.12)$$

La force F_{ar} est proportionnelle à la force statique créée par la charge utile. Dans le cas des installations de transport à l'extrémité du câble /1;16/, on peut écrire:

$$F_p + F_{ar} = k g m_u \sin \alpha_{tr} \quad (2.13)$$

où $k = k_1 + k_2$: coefficient de proportionnalité qui exprime l'action des forces de frottement F_{ar} et F_p .

Il est à noter que la force de frottement F_{ar} dépend d'une part de la forme du récipient et notamment de sa surface frontale qui est caractérisée par la qualité dite aérodynamique d'un récipient mobile /18, 19/. D'autre part, elle est fonction de la vitesse du récipient et précisément de sa vitesse relative V par rapport à l'air atmosphérique.

Il est recommandé /17/ de calculer la résistance aérodynamique d'un récipient d'après l'expression suivante :

$$F_{ar} = \lambda_f \cdot S \cdot V^2 \quad (2.14)$$

où S : surface frontale du récipient, m^2 .

λ_f : coefficient de proportionnalité qui tient compte de la qualité aérodynamique du récipient; λ_f varie entre 5,5 et 7 pour les véhicules utilisés dans les mines à ciel ouvert /15/

D'autre part, la résistance aérodynamique dépend également du régime d'écoulement de l'air; c'est pourquoi la force aérodynamique F_{ar} doit être prise en considération si la vitesse de l'air dépasse 4,5 m/s.

Cependant, le facteur essentiel dans la détermination de la force aérodynamique F_{ar} reste la vitesse relative du récipient. On recommande d'appliquer l'expression (2.13) pour calculer $F_p + F_{ar}$ si la vitesse du récipient ne dépasse pas 14 m/s, /16/. Dans ce cas, k est compris entre 0,15 et 0,2 /12/.

L'action des forces de frottement entre le système de descente et le tracé F_{tr} est exprimée par la relation suivante déduite de la décomposition des forces présentées sur la figure 2.1:

$$F_{tr} = [(m_u + 2m_{rv})f_1 + \rho \cdot L \cdot f_2]g \cdot \cos \alpha_{tr} \quad (2.15)$$

où f_1 et f_2 : respectivement coefficients de frottement entre les récipients et le tracé et entre ce dernier et le câble.

En remplaçant les termes de l'expression générale des forces de frottement (2.10) par les expressions correspondantes (2.13) et (2.15), on obtient finalement:

$$F_{fr} = \left(k + \frac{(m_u + 2m_{rv})f_1 + \rho.L.f_2}{m_u \operatorname{tg} \alpha_{tr}} \right) g.m_u \sin \alpha_{tr} \quad (2.16)$$

ou bien

$$F_{fr} = k_{fr}.g.m_u \sin \alpha_{tr} \quad (2.17)$$

où k_{fr} : coefficient généralisé de frottement du système de descente, il est égal à :

$$k_{fr} = k + \frac{(m_u + 2m_{rv})f_1 + \rho.L.f_2}{m_u \operatorname{tg} \alpha_{tr}} \quad (2.18)$$

s'il s'agit d'une installation de descente à deux récipients; et

$$k_{fr} = k + \frac{(1.5m_u + 2m_{rv})f_1 + \rho.L.f_2}{m_u \operatorname{tg} \alpha_{tr}} \quad (2.19)$$

pour une installation de descente à un seul récipient avec contrepoids.

Les termes de l'équation de base (2.4) étant définis, on les remplace par les expressions correspondantes (2.5), (2.6), (2.7), (2.8), (2.9), (2.13) et (2.17), on obtient l'équation d'équilibre dynamique:

- d'un système à deux récipients :

$$m_u.g.\sin \alpha_{tr}(1 - k_{fr}) - \rho.g.\sin \alpha_{tr}(L - 2x) = a(2m_{rv} + m_u + \rho L_c + \sum m_{rp}) \quad (2.20)$$

- d'un système à un seul récipient avec le contrepoids:

$$m_u.g.\sin \alpha_{tr}(0.5 - k_{fr}) - \rho.g.\sin \alpha_{tr}(L - 2x) = a(2m_{rv} + 1.5m_u + \rho L_c + \sum m_{rp}) \quad (2.21)$$

En examinant les équations (2.20) et (2.21), on remarque que si on remplace un système de descente à deux récipients avec un autre à un seul récipient avec contrepoids, on aura la diminution de la force motrice et l'augmentation de la masse réduite. Ce qui implique la diminution des accélérations et des vitesses et l'augmentation de la durée totale de descente.

2.2 Hauteurs et angles limites de la descente libre:

Le mouvement de descente libre dans une installation de descente du minerai par skips n'est réalisable que pour certaines valeurs de la hauteur de descente et de

l'angle d'inclinaison du tracé. La descente libre est possible si la force de pesanteur due à la charge utile et à la masse du câble descendant est supérieure aux forces résistantes.

Dans les équations (2.20) et (2.21), la force motrice est représentée par les parties gauches des équations. En supposant que la force motrice est nulle, on écrit:

$$V = 0 \quad \text{si} \Rightarrow \begin{cases} F_{st} = 0 \\ x = 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

Il est évident que les paramètres géométriques correspondant à cette condition sont les paramètres limites qu'il ne faut pas dépasser si on veut réaliser la descente libre.

Considérons une installation de descente à deux récipients, on pose:

$$m_u \cdot g \cdot \sin \alpha_{tr} (1 - k_{fr}) - \rho \cdot g \cdot L \sin \alpha_{tr} = 0 \quad (2.23)$$

Dans cette équation, on a trois inconnues m_u , p et m_{rv} dans l'expression de k_{fr} . Pour résoudre cette équation, exprimons m_{rv} et p en fonction de m_u . On présente la relation entre m_u et m_{rv} par l'expression :

$$m_{rv} = \beta_r \cdot m_u \quad (2.24)$$

où β_r : coefficient de massivité du récipient, il est calculé d'après la formule suivante /20/:

$$\beta_r = \frac{4.5}{\sqrt{m_u}} \quad (2.25)$$

ici m_u est exprimée en tonnes.

Dans la majorité des installations d'extraction à câble, la charge utile m_u varie généralement entre 10 et 40 tonnes. Pour ces deux valeurs de m_u , le coefficient β_r varie entre 0,71 et 1,42 avec une valeur moyenne égale à 1,06. Pour simplifier les transformations des équations, on prend $\beta_r = 1$; donc:

$$m_{rv} = m_u \quad (2.26)$$

Exprimons maintenant le poids métrique du câble p en fonction de la charge utile μ .
 Considérons le cas où le câble supporte une charge à son extrémité. D'après les conditions de calcul du câble, il faut que sa résistance soit suffisante pour supporter son propre poids et le poids de la charge fixée à son extrémité. En partant du fait que l'influence du poids propre du câble sur sa solidité est exprimée par le coefficient de réserve m et en examinant la fig.2.1, on peut écrire:

$$g \cdot \sin \alpha_{tr} (m_u + m_{rv}) = [\sigma] S \quad (2.27)$$

où

$[\sigma]$: contrainte admissible à la rupture; $[\sigma] = \frac{\sigma}{m}$

m : coefficient de réserve qui tient compte des actions des forces dynamiques et des forces de flexion et de torsion du câble

S : section du câble qu'on peut exprimer en fonction du poids métrique par la relation suivante:

$$S = \frac{\rho}{\rho_0 \cdot 1} \quad (2.28)$$

Où ρ_0 : densité conventionnelle du câble

1: unité de la longueur du câble en mètre

En remplaçant S par l'expression (2.27) dans l'équation (2.26), on déduit p en fonction de μ :

$$\rho = \frac{2g}{k_3} m_u \cdot \sin \alpha_{tr} \quad (2.29)$$

où :

$k_3 = \frac{\sigma}{m\rho_0}$: coefficient dépendant des paramètres de construction du câble.

Considérons les valeurs moyennes suivantes obtenues d'après les données de fabrication des câbles des systèmes d'extraction :

$$m = 11,5 \quad \sigma = 160 \text{ daN/mm}^2 \quad \text{et} \quad \rho_0 = 10\,000 \text{ Kg/m}^3$$

on trouve $k_3 = 14\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2$

Finalement l'expression (2.28) devient:

$$\rho = 1.43 \cdot 10^3 \cdot m_u \cdot \sin \alpha_{tr} \quad (2.30)$$

En considérant l'équation (2.23) et en remplaçant m_{rv} et ρ par les expressions (2.26) et (2.30), on obtient après développement et simplification l'expression de la distance limite L_{lim} de descente libre pour une installation de descente à deux récipients :

$$L_{lim1} = 700 \frac{1 - k - \frac{3f_1}{\operatorname{tg} \alpha_{tr}}}{\sin \alpha_{tr} + f_2 \cos \alpha_{tr}} \quad (2.31)$$

En procédant de la même manière, on déduit l'expression de la distance limite pour une installation de descente à un seul récipient avec le contrepoids :

$$L_{lim2} = 700 \frac{0.5 - k - \frac{3f_1}{\operatorname{tg} \alpha_{tr}}}{\sin \alpha_{tr} + f_2 \cos \alpha_{tr}} \quad (2.32)$$

Pour le cas particulier de la descente verticale ($\alpha_{tr} = 90^\circ$), les hauteurs limites de descente libre seront respectivement:

$$H_{lim1} = 700 (1 - k) \quad (2.33)$$

et

$$H_{lim2} = 700 (0.5 - k) \quad (2.34)$$

Analysons les équations (2.31) et (2.32) et déterminons les valeurs limites des distances et des angles correspondants pour avoir le mouvement de descente libre.

Pour trouver la distance limite maximale, on pose:

$$\frac{dL_{lim}}{d\alpha_{tr}} = 0 \quad \text{ce qui donne :}$$

$$af_1f_2 \cdot \cos^3 \alpha_{tr} + (b - k)f_2 \cdot \sin^3 \alpha_{tr} + 3f_1 \cdot \sin \alpha_{tr} (1 + \cos^2 \alpha_{tr}) - (b - k) \sin^2 \alpha_{tr} \cos \alpha_{tr} = 0 \quad (2.35)$$

où a et b: constantes dépendant du type d'installation de descente:

$a = 3 ; b = 1$ pour le système de descente à deux récipients

$a = 3,5 ; b = 0,5$ pour le système de descente à un seul récipient avec le contrepoids.

L'équation (2.33) est transcendante, en utilisant une méthode numérique de résolution, on trouve les valeurs suivantes:

Pour une installation de descente à deux récipients:

$$L_{lim.max} = 1767 \text{ m} \quad \text{pour} \quad \alpha_{tr} = 6^\circ 30'$$

pour une installation à un récipient avec contrepoids:

$$L_{lim.max} = 332,5 \text{ m} \quad \text{pour} \quad \alpha_{tr} = 14^\circ 30'$$

Il est à noter que pour trouver ces valeurs, on a pris /12, 21/

$$k = 0,2, \quad f_1 = 0,01 \quad \text{et} \quad f_2 = 0,2$$

$$\text{Si} \quad \alpha_{tr} \Rightarrow 0 \quad ; \quad L_{lim} \Rightarrow -\infty$$

Pour les valeurs de α_{tr} variant de 90° vers 0 , L_{lim} augmente puis diminue, on déduit ainsi que pour un angle donnée, la distance limite est nulle. Pour trouver la valeur de ces angles, on écrit en se référant aux équations (2.31) et (2.32):

$$L_{lim1} = 0 \quad \text{si} \quad 1 - k - \frac{3f_1}{\text{tg}\alpha_{tr}} = 0$$

et

$$L_{lim2} = 0 \quad \text{si} \quad 0,5 - k - \frac{3f_1}{\text{tg}\alpha_{tr}} = 0$$

on obtient:

$$\alpha_{tr \text{ lim1}} = 2^\circ 8' \quad \text{et} \quad \alpha_{tr \text{ lim2}} = 6^\circ 39'$$

Ayant déterminé les points particuliers des équations de la distance limite, on trace sur la Figure 2.2 les graphes de variation de la distance limite de descente libre en fonction de l'angle d'inclinaison du tracé.

On remarque sur les courbes de variation $L_{lim} = f(\alpha_{tr})$ que pour l'installation de descente à un seul récipient avec le contrepoids, il existe une valeur minimale de la distance limite pour $\alpha_{tr} = 90^\circ$. Elle est égale à $L_{lim.min} = 205 \text{ m}$ pour $\alpha_{tr} = 78^\circ 24'$.

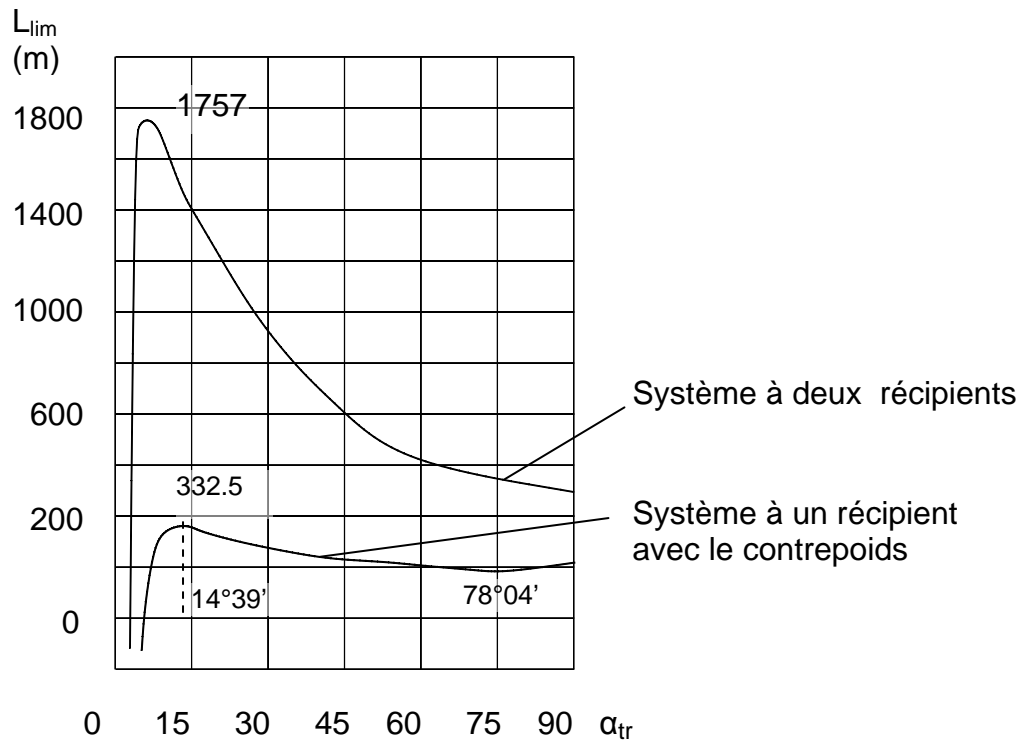


Fig. 2.2 Variation de la distance limite en fonction de l'angle d'inclinaison du tracé

2.3 Equilibrage des systèmes de descente à tracé rectiligne

Application du câble queue

On a établi précédemment l'équation d'équilibre dynamique (2.4) en se référant à l'équation de d'Alembert

$$F_{st} - F_{fr} = F_{dyn}$$

Dans le cas d'une installation de descente à câble queue présentée dans la figure 2.3, la somme des forces statiques est la différence entre les tensions des brins de câble descendant et montant :

$$F_{st} = T_{dst} - T_{mst}$$

La force sera définie en décomposant les forces agissant dans le système de descente. Pour une position considérée, la force statique est définie par l'équation :

$$F_{st} = g \cdot \sin \alpha_{tr} [m_u + (q - \rho)(L - 2x)] \quad (2.36)$$

Avec q : masse métrique du câble queue

- 1 : Récipient chargé
- 2 et 3 : Poulies de guidage
- 4 : poulie de renversement
- 5 : Récipient vide
- 6 : câble de traction
- 7 : Câble queue

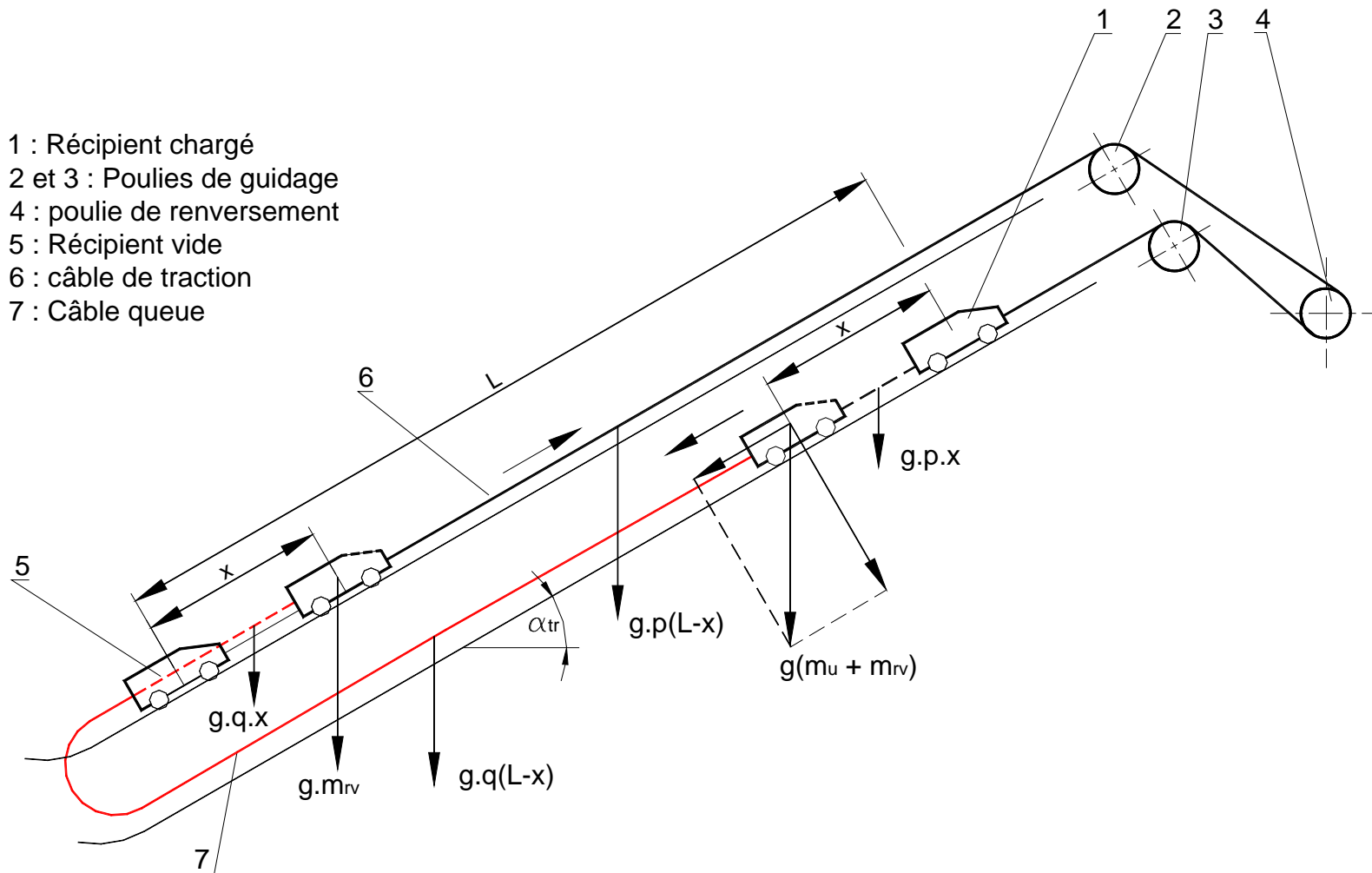


Fig. 2.3 Schéma du système de descente libre sur un tracé rectiligne avec un câble queue

La force dynamique exprimée par l'équation (2.7) devient dans le cas d'un système avec câble queue :

$$F_{dyn} = a.m_r$$

Où m_r : masse réduite qui sera exprimée par l'équation

$$m_r = 2m_{rv} + m_u + \rho L_c + q.L + \Sigma m_{rp} \quad (2.37)$$

Enfin pour la force de frottement exprimée par l'équation générale (2.10), elle sera définie, en suivant le même développement et en intégrant l'effet du câble queue, par l'équation :

$$F_{fr} = [(m_u + 2m_{rv})f_1 + f_2 L(\rho + q)] \cos \alpha \quad (2.38)$$

Analogiquement à l'expression (2.17), on écrira la force de frottement sous la forme

$$F_{fr} = k_{fr} . g . m_u \sin \alpha_{tr}$$

Ici le coefficient généralisé de frottement sera exprimé par l'équation :

$$k_{fr} = k + \frac{(m_u + 2m_{rv})f_1 + (\rho + q).L.f_2}{m_u \operatorname{tg} \alpha_{tr}} \quad (2.39)$$

Finalement l'équation d'équilibre dynamique pour une installation de descente avec câble queue deviendra après développement et simplification :

$$m_u . g . \sin \alpha_{tr} (1 - k_{fr}) + g(q - \rho)(L - 2x) \sin \alpha_{tr} = a(2m_{rv} + m_u + \rho L_c + qL + \Sigma m_{rp}) \quad (2.40)$$

2.4 Détermination des paramètres intégraux de l'installation de descente

Pour développer l'équation de base (2.40) et déduire les paramètres de fonctionnement de l'installation de descente (vitesse, durée de descente), il est nécessaire de définir les paramètres inconnus. Cette approche permettra de faciliter la résolution de cette équation tout en généralisant les résultats de l'analyse.

Parmi les paramètres à définir, on a :

Masse réduite des poulies m_{rp} :

L'analyse des caractéristiques techniques et constructives permet d'établir une relation entre la masse réduite de la poulie et son diamètre D_p . Cette relation est du type :

$$m_{rp} = aD_p^2$$

Le traitement des données constructives $m_{rp}=f(D_p)$ aboutit à l'équation suivante /16 / :

$$m_{rp} = 116.4D_p^2$$

D'autre part, pour établir une relation entre la masse réduite de la poulie et la charge utile, on utilisera la condition de sécurité liant le diamètre de la poulie et celui du câble de traction / 17 /. Ce coefficient vise à définir un rayon limite d'enroulement du câble afin d'éviter une déformation permanente. Dans ce cas, on a :

$$D_p = 120d_c$$

d_c : diamètre du câble

qui est intégré dans l'expression de la masse métrique du câble

$$\rho = \delta \frac{\pi}{4} d_c^2.$$

Avec δ : densité du câble ; en moyenne $\delta = 10^4 \text{ kg/m}^3$

En considérant cette expression ainsi que l'équation (2.30) donnant la relation entre la charge utile m_u et la masse métrique du câble ρ , on déduira pour les trois poulies :

$$m_{rp} = 0.6m_u \sin \alpha_{tr} \quad (2.41)$$

1- Longueur totale du câble L_c :

Exprimons la longueur totale du câble L_c en fonction de la longueur du tracé L en utilisant l'expression suivante

$$L_c = k_c L$$

k_c : coefficient qui tient compte de la longueur du câble enroulé sur les poulies. En pratique /15 / k_c varie entre 1.05 et 1.1. Soit $k_c = 1.1$ et

$$L_c = 1.1L \quad (2.42)$$

2- Relation entre les masses métriques du câble de traction et du câble queue :

Le rapport entre ces deux paramètres permet d'établir le degré d'équilibrage de la station de descente. L'examen de l'équation (2.40) montre qu'on peut réaliser l'équilibrage du système de descente. Dans ce cas, il existe trois situations possibles :

3.1 Installation équilibrée $\rho=q$

Ceci représente la solution optimale puisque la force statique est constante pendant tout le cycle. L'avantage principal de cette solution est le dimensionnement précis du groupe de commande et son exploitation avec un rendement élevé.

3.2 Installation suréquilibré $\rho < q$

Dans ce cas, la force statique est constante est plus importante au début du cycle et plus faible à la fin.

3.3 Installation sous équilibrée $\rho > q$

C'est la situation inverse. L'effort statique sera plus faible au départ et plus important à la fin du cycle.

Pour analyser l'influence du degré d'équilibrage, on exprimera la relation entre ρ et q par l'expression :

$$q = k_{eq} \rho \quad (2.43)$$

Où k_{eq} : coefficient de degré d'équilibrage

En remplaçant les paramètres m_{rp} , L_c , q et ρ par les expressions respectives (2.41), (2.42), (2.43) et (2.30) dans l'équation d'équilibre dynamique (2.20), on obtient :

$$10(1 - k_{fr}) \sin \alpha_{tr} + 1.43 \cdot 10^{-2} (k_{eq} - 1) L \sin^2 \alpha - 2.86 \cdot 10^{-2} (k_{eq} - 1) x \sin^2 \alpha_{tr} = \left[3 + 1.43 \cdot 10^{-3} L(1.1 + k_{eq}) + 0.6 \sin \alpha_{tr} \right] \frac{dv}{dt}$$

C'est l'équation généralisée d'équilibre dynamique d'un système de descente à câble queue. Elle décrit la cinématique de la descente libre quelque soit la charge utile m_u . C'est une équation différentielle de premier ordre.

Représentons cette équation sous la forme

$$B \frac{dv}{dt} - Cx = A \quad (2.44)$$

A, B et C : constantes pour un système de descente donné. Elles dépendent des paramètres constructifs de l'installation et de son degré d'équilibrage.

$$A = 10(1 - k_{fr}) \sin \alpha_{tr} + 1.43 \cdot 10^{-2} (k_{eq} - 1) L \sin^2 \alpha$$

$$B = 3 + 1.43 \cdot 10^{-3} L(1.1 + k_{eq}) + 0.6 \sin \alpha_{tr}$$

$$C = 2.86 \cdot 10^{-2} (k_{eq} - 1) \sin^2 \alpha_{tr}$$

Déterminons la solution de l'équation différentielle 252 en procédant au changement de variable ; on écrit :

$$v = \frac{dx}{dt} \quad \text{et} \quad a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dx} \frac{dx}{dt} = v \frac{dv}{dx}$$

L'équation différentielle (2.44) devient

$$B v \frac{dv}{dx} - Cx = A \quad \Rightarrow \quad B v dv - Cx dx - A dx = 0$$

Soit en intégrant, on a :

$$B v^2 - Cx^2 - 2A x = C_1$$

Dans les conditions de fonctionnement de l'installation de descente, on sait que pour

$$t = 0 \quad , \quad v = 0 \quad \text{et} \quad x = 0 \quad \Rightarrow \quad C_1 = 0$$

Finalement l'équation du mouvement du skip sera :

$$B v^2 - Cx^2 - 2A x = 0 \quad (2.45)$$

La résolution de cette équation permet de déterminer les paramètres de fonctionnement de l'installation de descente, notamment :

1- la vitesse de descente en fonction de la distance parcourue :

$$v = \sqrt{\frac{Cx^2 + 2A x}{B}} \quad (2.46)$$

2- la durée de descente :

qui constitue un paramètre déterminant dans l'estimation de la productivité de la installation ; considérons :

$$dt = \frac{dx}{v} \Rightarrow T = \int_{x=0}^{x=x} \frac{dx}{\sqrt{\frac{Cx^2 + 2Ax}{B}}} + C_2 \quad (2.47)$$

Ecrivons cette équation sous la forme

$$T = \int_{x=0}^{x=x} \frac{dx}{\sqrt{Dx^2 + 2Fx}} + C_2 \quad \text{où} \quad D = \frac{C}{B} \quad \text{et} \quad F = \frac{A}{B}$$

Ou bien

$$T = \frac{1}{\sqrt{D}} \int_{x=0}^{x=x} \frac{dz}{\sqrt{Z^2 - k^2}} + C_2 \quad (2.48)$$

avec $Z = \frac{F}{D}$ et $k^2 = \frac{F^2}{D^2}$

L'intégration de l'équation 253 donne :

$$T = \frac{1}{\sqrt{D}} \ln \left(Z + \sqrt{Z^2 - k^2} \right) + C_2$$

En remplaçant Z et k puis D et F par les expressions correspondantes, on déduit la formule de calcul de la durée de descente :

$$T = \frac{1}{\sqrt{\frac{C}{B}}} \ln \left(x + \frac{A}{C} + \sqrt{\left(x + \frac{A}{C} \right)^2 - \left(\frac{A}{C} \right)^2} \right) - \frac{1}{\sqrt{\frac{C}{B}}} \ln \frac{A}{C} \quad (2.49)$$

Dans cette dernière équation, le terme C_2 égale à

$$-\frac{1}{\sqrt{\frac{C}{B}}} \ln \frac{A}{C}$$

a été déterminé d'après les conditions du problème : pour une installation horizontale

$$\alpha_{tr} = 0 \quad \text{si } x = 0 \quad \text{donc } T=0$$

2.5 Variation des paramètres cinématiques de la descente libre

Pour analyser les paramètres cinématiques de la descente libre, on considérera l'équation de la vitesse (2.46). En remplaçant A, B et C par les expressions correspondantes, cette équation deviendra :

$$v = \sqrt{\frac{(2.86 \cdot 10^{-2}(k_{eq}s - 1) \sin^2 \alpha_{tr})x^2 + 20((1 - k_{fr}) \sin \alpha_{tr} + 1.43 \cdot 10^{-2}(k_{eq} - 1) \sin^2 \alpha) x}{3 + 1.43 \cdot 10^{-3}L(1.1 + k_{eq}) + 0.6 \sin \alpha_{tr}}}$$

L'examen de cette équation montre que la vitesse de frottement dépend de l'angle du tracé α_{tr} , du coefficient de frottement généralisé k_{fr} , du coefficient du degré d'équilibrage k_{eq} , de la longueur totale du tracé et de la position x du récipient.

Pour $\alpha_{tr} = 0^\circ$, le numérateur du radical est nul, donc

$$v = 0$$

En effet, pour un tracé horizontal, il n'y a pas de mouvement pour un système non entraîné.

Pour $\alpha_{tr} = 90^\circ$, on a :

$$v = \sqrt{\frac{(2.86 \cdot 10^{-2}(k_{eq}s - 1))x^2 + 20[(1 - k_{fr}) + 1.43 \cdot 10^{-2}(k_{eq} - 1)]x}{3.6 + 1.43 \cdot 10^{-3}L(1.1 + k_{eq})}}$$

- Pour l'installation de descente à un seul récipient avec le contrepoids te sans câble queue

$$\text{Pour } \alpha_{tr} = 0^\circ, \quad v = 0$$

Pour $\alpha_{tr} = 90^\circ$, on aura la vitesse en un point considéré. Cette vitesse sera déterminée pour le cas d'une installation sans câble queue par la formule suivante :

$$v = \sqrt{\frac{(2.86 \cdot 10^{-2}(k_{eq}s - 1))x^2 + 20((1 - k_{fr}) + 1.43 \cdot 10^{-2}(k_{eq} - 1))x}{3.6 + 1.43 \cdot 10^{-3}L(1.1 + k_{eq})}}$$

Pour montrer l'évolution de la vitesse de descente, on a tracé une famille de courbes $v = f(x)$ pour une distance de transport et un angle d'inclinaison donnés.

Les résultats de calcul montrent que pour une distance supérieure à 600 m, il n'y a pas de mouvement si l'angle du tracé atteint une certaine valeur. Ceci est expliqué en comparant les résultats obtenus avec le graphe de la variation de la distance limite (Fig. 2.2). En effet, pour certains angles, la distance totale du tracé dépasse la valeur limite de descente libre. Le mouvement commence si le récipient est posé ou ramené à un point X_{lim} . A partir du point de départ jusqu'au point X_{lim} , il est nécessaire de disposer d'un groupe d'entraînement pour assurer le mouvement du récipient.

L'évolution des vitesses et notamment la vitesse maximale est mise en évidence sur les figures 2.4 et 2.5. Tout d'abord, on remarque l'évolution progressive de la vitesse maximale en fonction de la distance totale et de l'angle d'inclinaison. Mais, le taux d'accroissement de la vitesse maximale diminue avec l'augmentation des paramètres en question.

La durée de descente est l'un des paramètres essentiels pour estimer la productivité d'une installation de descente. Analysons la variation du temps total de descente en fonction des paramètres de construction de l'installation en utilisant l'équation (2.49) tout en tenant compte des constantes A, B et C, Les graphes correspondants sont indiqués sur la figure 2.6

L'examen de ces graphes montre une même loi d'évolution pour toutes les courbes. On remarque néanmoins trois tronçons qui se différencient par le mode de variation de la durée de descente.

Dans le premier tronçon (0 à 100m), la variation est rapide au début et lente à la fin ; dans le deuxième tronçon, la variation du temps est presque linéaire. Dans le troisième tronçon, l'accroissement est plus rapide et à la frontière droite, il tend vers l'infini. La frontière droite est déterminée par l'asymptote correspondant à la longueur limite du tracé et qui dépend de l'angle d'inclinaison. Elle est déterminée à partir de la figure 2.2.

L'évolution du temps total en fonction de la longueur du tracé est expliquée par l'influence du câble sur la valeur de la force motrice. Pour les petites distances, cette influence n'est pas importante. Au fur et à mesure de l'accroissement de la distance

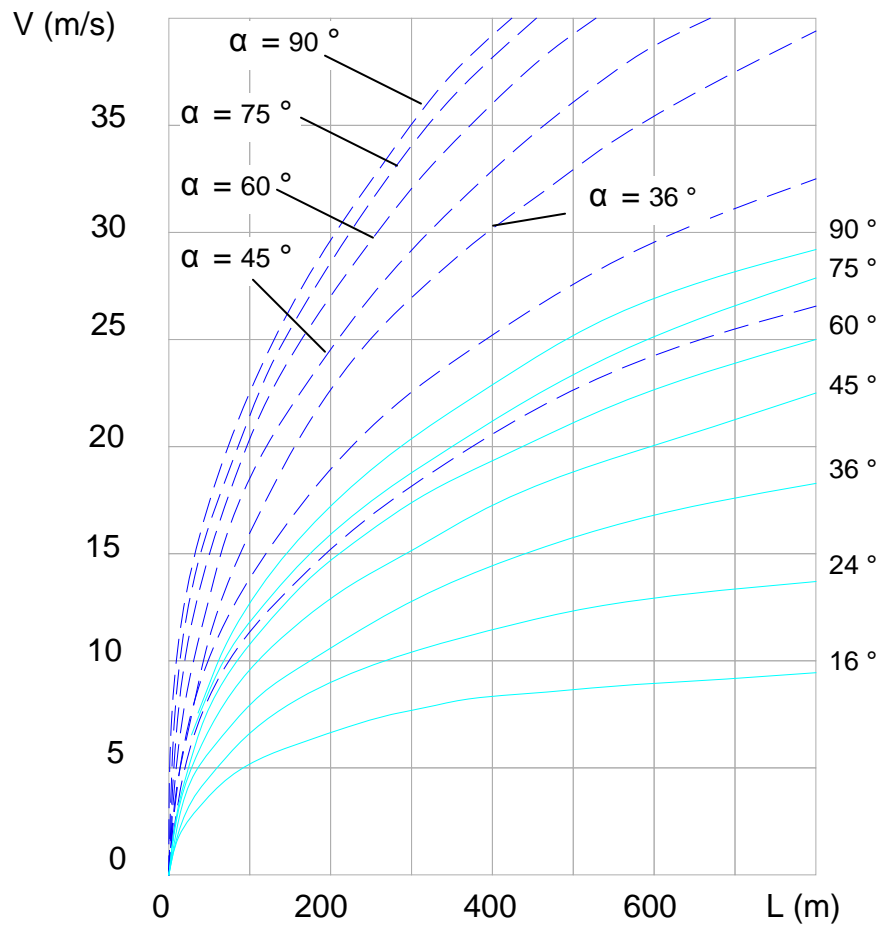


Fig. 2.4 Variation de la vitesse maximale en fonction de la longueur du tracé

----- Système à deux récipients

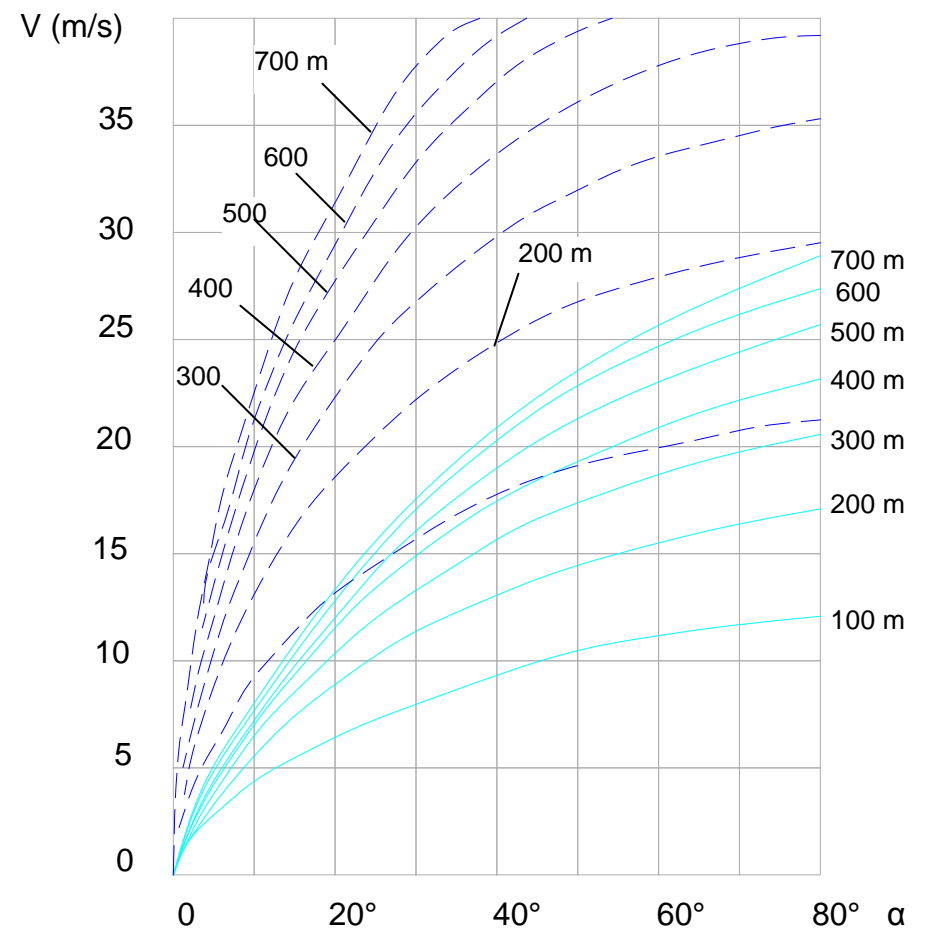


Fig. 2.5 Variation de la vitesse maximale en fonction de l'angle d'inclinaison du tracé

----- Système à un récipient et contrepoids

totale sur le deuxième tronçon, un équilibre est établi entre les actions du brin descendant et celles réactives du brin montant. Lorsque la distance de descente tend vers la valeur limite, l'action réactive du câble devient prépondérante et représente une force importante de l'équilibre dynamique du système.

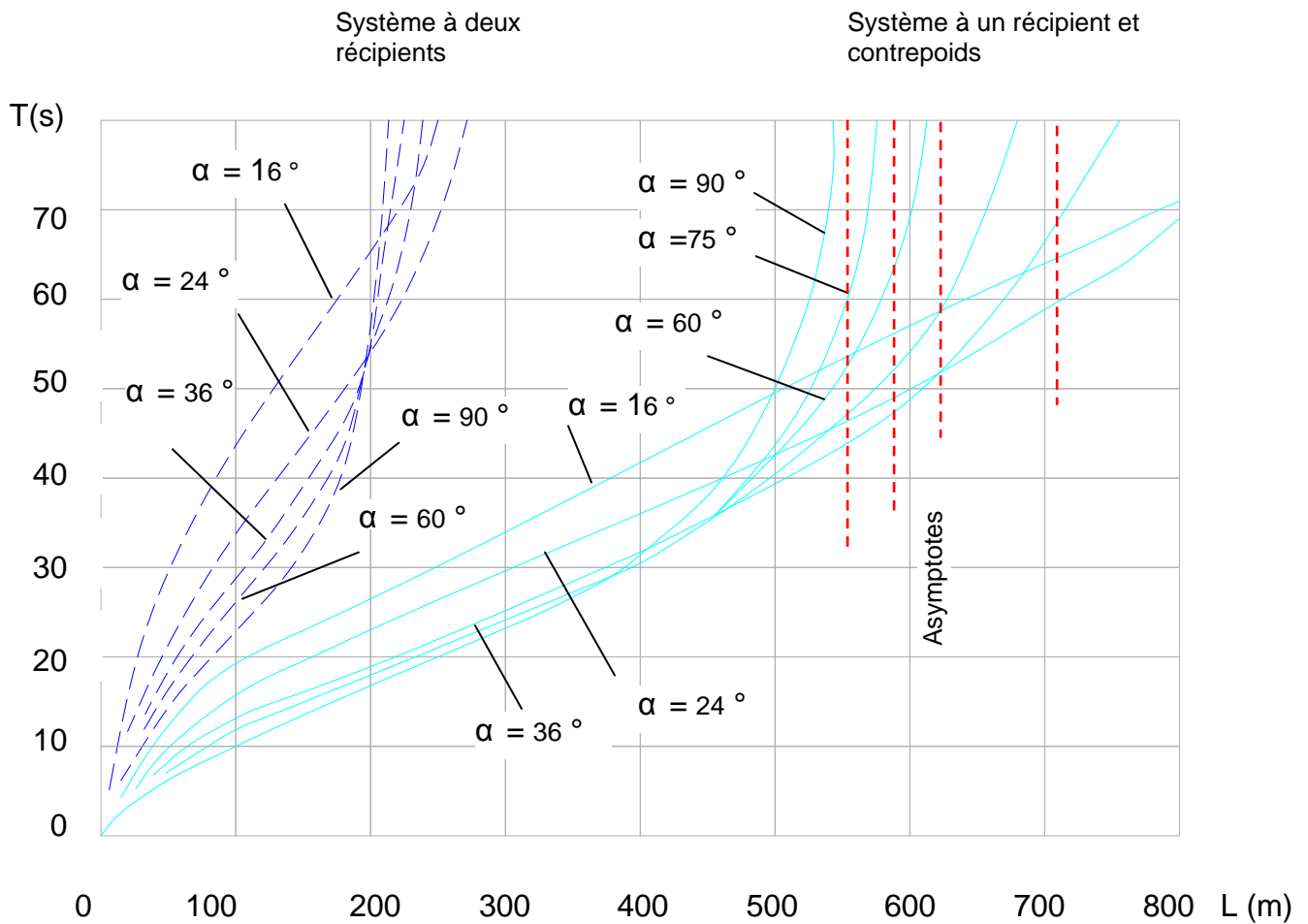


Fig. 2.6 Variation de la durée de descente en fonction de la distance courue pour différentes pentes du tracé de descente

2.6 Conclusion

Pour la descente libre, un système à deux récipients assure des accélérations et des vitesses plus importantes que dans le cas d'un récipient avec contrepoids.

La distance libre n'est possible que si la distance totale ne dépasse pas la distance limite définie sur la figure 2.2.

L'analyse des paramètres intégraux de la descente libre en fonction des caractéristiques géométriques du tracé a montré que la loi de variation des vitesses est la même pour les deux types d'installation

L'évolution des vitesses maximales en fonction des paramètres de construction est rapide au départ pour les petites valeurs de l'angle d'inclinaison et de la longueur du tracé. Elle diminue avec l'augmentation de ces paramètres.

L'évolution du temps total de descente en fonction de la longueur totale est caractérisée par trois étapes de variation qui se différencient par le taux d'accroissement du temps de descente.

Chapitre 3

**ETUDE DU MOUVEMENT DU SYSTEME
DE DESCENTE A TRACE CURVILIGNE**

Chapitre 3

ETUDE DU MOUVEMENT DU SYSTEME DE DESCENTE A TRACE CURVILIGNE

3.1 Position du problème

L'étude du système de descente sur le tracé rectiligne nous a permis de relever les points suivants :

- Dans un tel système, on obtient toujours un accroissement progressif de la vitesse dont les valeurs maximales dépassent les valeurs limites recommandées.
- Dans certains cas, le mouvement de descente est limité par certaines valeurs de la longueur du tracé ou son angle d'inclinaison (Chapitre 2).
- Il est nécessaire d'appliquer une force externe, soit pour limiter la valeur de la vitesse du récipient, soit pour l'arrêter soit pour réaliser l'entraînement si le mouvement de descente spontané n'est pas réalisable.
- Pour les installations de grande capacité de charge, la force externe doit être importante. Dans ce cas, il n'est pas recommandé d'utiliser un système mécanique pour freiner et arrêter le récipient au point de déchargement. Une commande électrique est plus indiquée parce qu'elle peut fonctionner en tant que système d'entraînement ou de freinage. En outre, elle permet de récupérer l'énergie potentielle de descente sous forme d'énergie électrique en la réinjectant au réseau électrique.
- La puissance du groupe moteur mais surtout son taux d'utilisation dépendent, dans le cas d'une installation de descente libre, du diagramme des forces transmissibles et notamment de l'intervalle de variation de ces forces. Dans certains cas /3/, le taux de récupération qu'on définit comme le rapport entre la puissance installée et la puissance récupérée reste faible. Ceci est dû à la grande variation des efforts transmissibles au cours du mouvement de descente sur le tracé rectiligne. Cette variation est causée principalement par l'influence de la masse propre du câble qui fait diminuer la force transmissible au début du mouvement et l'augmente à la fin de la descente.

Un autre procédé qui permet de réaliser l'équilibrage dynamique du système de descente est l'application du tracé curviligne. On considère le tracé curviligne comme un moyen qui assure la limitation de la variation des forces transmissibles/23/. Ainsi, si on augmente l'angle d'inclinaison du tracé pour la partie supérieure (point de chargement) puis on le diminue sur la partie inférieure (point de déchargement), les forces de pesanteur agissant sur le système de descente vont subir une variation au cours de la descente telle qu'on aura l'accroissement de la force motrice au début du cycle et sa diminution à la fin. Un tel procédé peut même favoriser l'autofreinage du système à la fin du cycle de descente.

En général, on peut tracer une infinité de courbes passant par deux points, le problème essentiel est de trouver une courbe (tracé) qui assure une répartition régulière et convenable des forces de pesanteur agissant dans le système de descente. Cette répartition doit garantir un fonctionnement du système selon le principe de la descente libre mais avec l'application d'une force de freinage constante ou quasi-constante.

Sur la Figure 3.1, on considère les points A(0, Y₀) et B(X₀, 0) qui constituent les points de chargement et de déchargement des récipients. Soit l'instant t après le début du mouvement, le récipient chargé se trouve au point C(X, Y) et le récipient vide au point D(X₁, Y₁) ; les deux récipients se déplaçant à la même vitesse v.

Comme base de données, on a :

- La différence d'altitude du tracé H = Y₀
- La projection horizontale de la longueur du tracé X₀
- L'angle moyen d'inclinaison du tracé α_m

$$\alpha_m = \arctg \frac{Y_0}{X_0} \quad (3.1)$$

- La durée totale de descente T qui sera déterminée à partir de la productivité demandée et de la charge utile optimale. Notons que la charge utile optimale dépend des installations (chaînes) situés en amont et en aval de l'installation de descente.

Ecrivons l'équation d'équilibre dynamique de d'Alembert /12, 15/ pour ce système en supposant qu'il doit fonctionner avec une force de freinage constante F_{fc} ; on a :

$$\sum F_{st} - \sum F_{fr} - F_{fc} = F_{dyn} \quad (3.2)$$

La somme des forces statiques $\sum F_{st}$ étant la différence entre les brins descendant et montant ; présentons en se référant à la figure 4.1 sous la forme suivante :

$$\sum F_{st} = F_1 - F_2 + F_3 - F_4 \quad (3.3)$$

où F_1, F_2, F_3 et F_4 : respectivement composantes tangentielles des forces de pesanteur déterminées par les récipients chargé et vide et les brins de câble descendant et montant.

Comme on l'a noté auparavant, l'angle d'inclinaison du tracé est variable. Pour développer les termes de l'équation (3.3), on doit définir l'angle d'inclinaison en n'importe quel point considéré. la relation entre l'angle d'inclinaison du tracé en un point quelconque de la courbe et l'équation de cette courbe est :

$$\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = \operatorname{tg} \alpha = \frac{dy}{dx} \quad \square \quad \alpha = \operatorname{arctg} y' \quad (34.4)$$

ou bien

$$\sin \alpha = \frac{y'}{\sqrt{1+y'^2}} \quad (3.5)$$

D'après la décomposition des forces sur la Figure 3.1, on a :

$$F_1 = g(m_{rv} + m_u) \sin \alpha = g(m_{rv} + m_u) \operatorname{arctg} y' \quad (3.6)$$

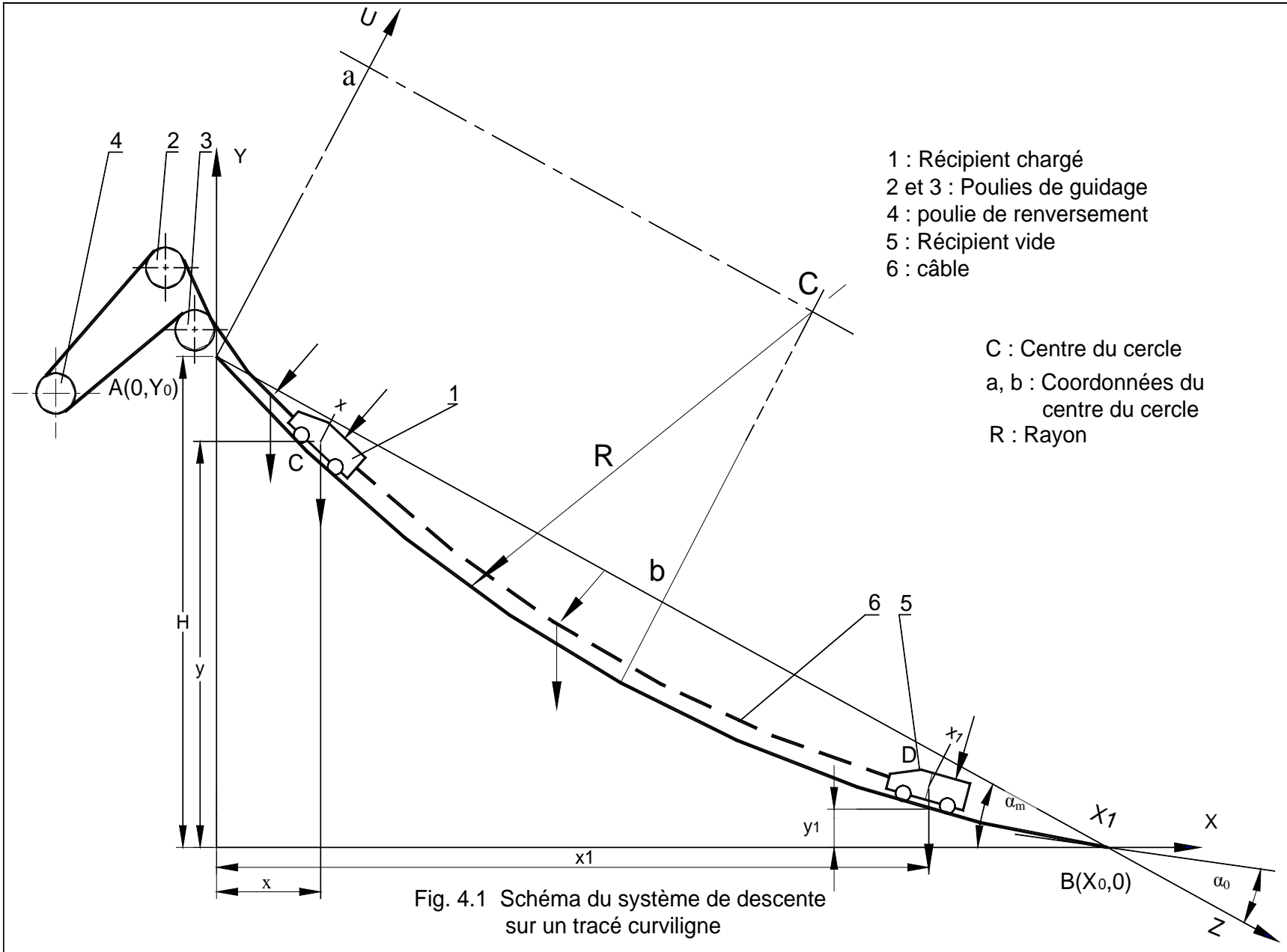
ou tout simplement

$$F_1 = g(m_{rv} + m_u) \frac{y'}{\sqrt{1+y'^2}} \quad (3.7)$$

y' étant la dérivée (valeur) au point considéré C.

De la même façon, on détermine la composante F_2 due au récipient vide

$$F_2 = gm_{rv} \frac{y_1'}{\sqrt{1+(y_1')^2}} \quad (3.8)$$



y_1' étant la dérivée (valeur) au point considérée D.

F_3 et F_4 étant les composantes induites par l'action des brins du câble. Dans le cas considéré, on suppose que les brins du câble suivent la courbe du tracé. F_3 et F_4 seront déterminées comme les différentielles des composantes tangentielles des brins des câbles respectifs ; on a dans le cas général :

$$dF = dS \cdot \rho \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3.9)$$

S : longueur de l'arc du brin du câble qu'on peut calculer à partir de l'expression :

$$dS = \sqrt{1 + (y')^2} \, dx \quad (3.10)$$

A partir des expressions (3.5) et (3.10) et en considérant l'expression (3.9), on déduira après simplification :

$$dF = \rho \cdot g \cdot y' \, dx = \rho \cdot g \cdot dy \quad (3.11)$$

En se basant sur cette expression générale de la différentielle de la composante tangentielle du brin du câble, on déduit :

$$F_3 = \rho \cdot g \cdot y \Big|_y^{y_0} = \rho \cdot g \cdot (Y_0 - y) = \rho \cdot g \cdot Y_0 - \rho \cdot g \cdot f(x) \quad (3.12)$$

et

$$F_4 = \rho \cdot g \cdot y \Big|_{y_1}^{y_0} = \rho \cdot g \cdot (Y_0 - y_1) = \rho \cdot g \cdot Y_0 - \rho \cdot g \cdot f(x_1) \quad (3.13)$$

L'expression de la somme des forces statiques (3.3) devient :

$$\sum F_{st} = g(m_{rv} + m_u) \frac{y'}{\sqrt{1 + (y')^2}} - gm_{rv} \frac{y_1'}{\sqrt{1 + (y_1')^2}} + \rho \cdot g \cdot (y_1 - y) \quad (3.14)$$

Présentons la somme des forces de frottement $\sum F_{fr}$ sous la forme suivante :

$$\sum F_{fr} = F_{fr1} + F_{fr2} \quad (3.15)$$

Où

F_{fr1} : force totale de frottement entre le tracé et les éléments se déplaçant sur le tracé ; à savoir les récipients chargé et vide et les brins de câble descendant et montant.

F_{fr2} : force totale de frottement dans les autres éléments du système , y compris celle due à la résistance aérodynamique qui sera exprimée par l'expression :

$$F_{fr2} = k g.m_u \sin \alpha_m \quad (3.16)$$

Précisons ici que les forces de frottement F_{fr1} dépendent non seulement des composantes normales des forces de pesanteur des éléments se déplaçant sur le tracé mais également des composantes dues aux forces centrifuges. Les éléments considérés (récipients, charge utile, câble) suivent une trajectoire curviligne. Soit :

$$F_{fr1} = F_5 + F_6 + F_7 + F_8 \quad (3.17)$$

F_5, F_6, F_7 et F_8 : forces de frottement entre le tracé et respectivement les récipients chargé et vide et les brins du câble descendant et montant.

En se référant à la Figure 4.1, on écrit après développement et simplification :

$$F_5 = f_1(m_{rv} + m_u)(g \cdot \cos \alpha + \frac{v^2}{R}) \quad (3.18)$$

Le cosinus de l'angle de courbure en un point de la courbe $y = f(x)$ ainsi que le rayon de courbure en ce point sont exprimés par les relations suivantes /24/ :

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + (y')^2}} \quad (3.19)$$

et

$$R = \frac{[1 + (y')^2]^{3/2}}{y''} \quad (3.20)$$

y' et y'' étant les dérivées première et seconde au point considéré.

En remplaçant les termes de l'équation (4.18) par les expressions correspondantes (3.19) et (3.20), on obtient :

$$F_5 = f_1(m_{rv} + m_u) \left(g \frac{1}{\sqrt{1 + (y')^2}} + v^2 \frac{y''}{[1 + (y')^2]^{3/2}} \right) \quad (3.21)$$

En procédant de la même manière, on déduit pour le récipient vide :

$$F_6 = f_1 m_{rv} \left(g \frac{1}{\sqrt{1 + (y_1')^2}} + v^2 \frac{y_1''}{[1 + (y_1')^2]^{3/2}} \right) \quad (3.22)$$

Pour déterminer les composantes des forces de frottement dues aux brins du câble F_7 et F_8 , on se base sur la différentielle de la composante normale déterminée par les brins du câble et par la force centrifuge, à savoir :

$$dF = \rho \cdot g \cdot f_2 \, dS \cos \alpha + \rho \cdot f_2 \, dS \frac{v^2}{R} \quad (3.23)$$

En remplaçant dS , $\cos \alpha$ et R par les expressions correspondantes puis en intégrant, on trouve :

$$F_7 = \rho \cdot g \cdot f_2 \, x + \rho \cdot f_2 \, dS \, v^2 \int_0^x \frac{y''}{1 + (y')^2} \, dx \quad (3.24)$$

et

$$F_8 = \rho \cdot g \cdot f_2 \, x_1 + \rho \cdot f_2 \, v^2 \int_0^{x_1} \frac{y''}{1 + (y')^2} \, dx \quad (3.25)$$

Ayant défini les termes de l'équation d'équilibre dynamique, notamment $\sum F_{st}$ et $\sum F_{fr}$, on déduit finalement l'équation d'équilibre dynamique d'un système de descente à tracé curviligne /23, 24/ :

$$\begin{aligned}
 & g(m_{rv} + m_u) \frac{y' - f_1}{\sqrt{1+(y')^2}} - gm_{rv} \frac{y_1' + f_1}{\sqrt{1+(y_1')^2}} - (m_{rv} + m_u) f_1 v^2 \frac{y''}{[1+(y')^2]^{3/2}} - \\
 & m_{rv} f_1 v^2 \frac{y_1''}{[1+(y_1')^2]^{3/2}} - \rho \cdot g \cdot f_2 (x + x_1) - k \cdot g \cdot m_u \sin \alpha_m - F_{fc} - m_r \frac{dv}{dt} = \quad (3.26) \\
 & \rho \cdot g \left(\int_0^{x_1} y' dx - \int_0^x y' dx \right) + \rho \cdot f_2 \cdot v^2 \left(\int_0^{x_1} \frac{y''}{1+(y')^2} dx + \int_0^x \frac{y''}{1+(y')^2} dx \right)
 \end{aligned}$$

L'analyse de l'équation ci-dessus permet de faire les remarques suivantes :

- 1- C'est une équation différentielle de second ordre avec une partie sous forme intégrale. La résolution, dans ce cas, nécessite généralement l'application d'une méthode numérique.
- 2- Pour déterminer la forme de la courbe $y = f(x)$ qui assure une répartition régulière et appropriée des forces de pesanteur, on doit connaître les dépendances entre x et x_1 et entre y et y_1 . ceci est impossible puisque la détermination des liaisons des liaisons entre x et x_1 et entre y et y_1 suppose la connaissance préalable de la courbe de l'équation $y = f(x)$.
- 3- On ne peut trouver la solution de cette équation puisque les paramètres v et F_{fc} sont inconnus, de même que la masse réduite m_i du système puisqu'une partie de cette dernière est déterminée par la masse réduite de la commande.

Après toutes ces remarques, il convient pour obtenir une solution analytique de l'équation d'équilibre dynamique (3.26) de donner soit :

- Une valeur à la force de freinage F_{fc} ceci permettra de déterminer les caractéristiques de la commande et notamment sa masse réduite, puis de définir la loi de variation de la vitesse. Ensuite, on cherche l'équation de la

courbe du tracé. Mais dans ce cas, on sera obligé d'appliquer une méthode numérique pour trouver les liaisons entre x et x_1 et entre y et y_1 . D'autre part, il n'y a aucun critère de détermination de la force de freinage F_{fc} ; on devra répéter plusieurs fois les calculs en affectant des valeurs aléatoires pour obtenir la force de freinage constante convenable.

- L'équation de la courbe ; on trouvera donc directement les liaisons entre x et x_1 et entre y et y_1 . Ensuite, on déterminera la masse réduite de la commande, puis on déduira enfin la loi de variation de la vitesse ainsi que la force de freinage constante.

3.2 Choix de la forme du tracé

Le critère fondamental qui définit le choix de la forme du tracé et par conséquent l'équation de la courbe du tracé est la variation progressive de l'angle d'inclinaison. Ceci assurera une décomposition adéquate des forces de pesanteur agissant dans le système de descente. La courbe choisie doit permettre, d'une part, l'exclusion des variations brusques des efforts au cours du mouvement de descente et la réalisation, d'autre part, du mouvement de descente avec une force de freinage constante.

Les courbes qui répondent à ce critère sont celles dont l'angle d'inclinaison est proportionnel soit :

- à la projection de la distance parcourue sur l'axe des abscisses :

$$tg \alpha \approx x$$

- à la distance parcourue S

$$tg \alpha \approx S$$

Considérons la première hypothèse, on écrira :

$$tg \alpha = tg \alpha_{in} - \frac{tg \alpha_{in} - tg \alpha_f}{X_0} x \quad (3.27)$$

$\text{tg } \alpha_{\text{in}}$ et $\text{tg } \alpha_{\text{f}}$: respectivement angles d'inclinaison au point initial (point de chargement) et au point final (point de déchargement).

L'équation de la courbe satisfaisant à cette hypothèse est obtenue en écrivant l'expression (3.27) sous la forme :

$$\frac{dy}{dx} = a - \frac{b}{X_0} x \quad (3.28)$$

où

$$a = \text{tg } \alpha_{\text{in}} \quad \text{et} \quad b = - \text{tg } \alpha_{\text{f}}$$

Après intégration et sachant que $x=0$ et $y=Y_0$, on trouve :

$$y = Y_0 + a x - 0.5 b x^2 \quad (3.29)$$

Connaissant l'équation de la courbe du tracé (3.29), on doit avant de résoudre l'équation différentielle d'équilibre dynamique (3.26) déterminer la relation entre x et x_1 . Pour cela, on part de l'égalité des arcs parcourus par les récipients chargé et vide durant le laps de temps t , à savoir $S = S'$, ou bien :

$$\int_0^x \sqrt{1+(y')^2} dx = \int_{x_1}^{x_0} \sqrt{1+(y')^2} dx$$

Après intégration, on obtient l'équation:

$$\left[\left[((a-bx)\sqrt{1+(a-bx)^2}) + \ln(a-bx)\sqrt{1+(a-bx)^2} - \left((a\sqrt{1+a^2}) + \ln a\sqrt{1+a^2} \right) \right] \right] =$$

$$\left((a-bX_0)\sqrt{1+(a-bX_0)^2} + \ln(a-bX_0)\sqrt{1+(a-bX_0)^2} \right) -$$

$$\left((a-bX_1)\sqrt{1+(a-bX_1)^2} + \ln(a-bX_1)\sqrt{1+(a-bX_1)^2} \right) \quad (3.30)$$

C'est une équation transcendante. Une solution numérique est possible mais inappropriée pour la suite de la résolution de l'équation différentielle (3.26).

Considérons maintenant la seconde hypothèse où $\text{tg } \alpha$ est proportionnelle à l'arc parcouru S . On remarque tout d'abord que cette hypothèse définit une courbe sous

forme d'un arc de cercle. Pour développer cette hypothèse, on choisit les axes des coordonnées UOZ tels qu'ils sont présentés sur la Figure 3.1. Notons que la référence à ces coordonnées permet de dire que l'égalité des distances parcourues ($S = S'$) implique l'égalité de leurs projections sur l'axe des abscisses OZ.

$$x = x_1 \quad (3.31)$$

On a donc trouvé la liaison entre x et x_1 , ceci facilitera la résolution de l'équation différentielle (3.26).

En considérant la Figure 3.1, on peut écrire que l'équation de la courbe (arc) dans le cas général sera :

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = R^2 \quad (3.32)$$

où a et b : coordonnées du centre du cercle et R : son rayon

Il est clair que pour les points $(0,0)$ et $(X_0, 0)$, on peut tracer un nombre illimité de cercles. Limitons le problème en supposant que la valeur de l'angle α_0 au point $(0,0)$ est connue. Précisons que par rapport aux axes des coordonnées α_0 est négative et varie dans l'intervalle :

$$0 \leq \alpha_0 \leq \alpha_m \quad (3.33)$$

α_m : angle moyen d'inclinaison. Il correspond à l'angle du tracé rectiligne reliant les points $(0,0)$ et $(X_0, 0)$.

Les coordonnées du centre du cercle a et b sont déterminées en considérant la Figure 3.1 et en prenant en considération la valeur négative de l'angle d'inclinaison, on a :

$$a = 0.5 X_0 \quad (3.33a)$$

et

$$b = -0.5 X_0 \operatorname{ctg} \alpha_0 \quad (3.33b)$$

La valeur du rayon de courbure R est :

$$R = -\frac{X_0}{2 \sin \alpha_0} \quad (3.33c)$$

Finalement, en se référant à l'équation (3.32) et en remplaçant a, b et R par les expressions correspondantes, l'équation de l'arc (0, X₀) peut être décrite sous la forme suivante :

$$y = -\sqrt{\frac{X_0^2}{4 \sin^2 \alpha_0} - (x - 0.5 X_0)^2} - 0.5 X_0 \operatorname{ctg} \alpha_0 \quad (3.34)$$

ou bien

$$y = b - \sqrt{R^2 - (x - a)^2} \quad (3.35)$$

3.3 Equation du mouvement du système de descente à tracé curviligne

Le choix de la forme du tracé sous la forme d'un arc de cercle décrit par l'expression (4.34) permet de définir les forces agissant dans le système de descente et notamment les lois d'évolution de ces forces. Par conséquent, on pourra déterminer l'équation du mouvement de descente du skip.

Considérons le système de coordonnées (Y,0,X), on remarque que l'angle d'inclinaison (Figure 3.1) est égal à :

$$\beta = \alpha_m + |\alpha| \quad (3.36)$$

α : angle de la tangente au tracé au point considéré.

On déduit d'après la Figure 3.1 que l'angle β augmente au point initial (de chargement) jusqu'au milieu du tracé, ensuite il commence à diminuer jusqu'au point final (de déchargement), on écrira donc :

- Pour la première moitié du tracé :

$$\beta = \alpha_m - \alpha \quad (3.37)$$

- Pour la deuxième moitié du tracé :

$$\beta = \alpha_m + \alpha \quad (3.38)$$

Définissons maintenant les termes de l'équation d'équilibre dynamique (3.2) d'un système de descente sur un tracé curviligne ayant la forme d'un arc de cercle.

Considérons la première moitié du tracé où $\beta = \alpha_m - \alpha$

- **Forces statiques :**

- 1 – Récipient chargé**

En considérant la Figure 3.2, on écrit :

$$F_1 = g(m_{rv} + m_u) \sin \beta = g(m_{rv} + m_u) \sin (\alpha_m - \alpha) \quad (3.39)$$

ou bien

$$F_1 = g(m_{rv} + m_u) (\sin \alpha_m \cos \alpha - \cos \alpha_m \sin \alpha) \quad (3.40)$$

D'après la Figure 4.1, on a :

$$\sin \alpha_m = \frac{H}{X_0} \quad \text{et} \quad \cos \alpha_m = \frac{X_1}{X_0} \quad (3.41)$$

où H, X_1 et X_0 sont connues.

Pour la position considérée, on exprime $\sin \alpha$ et $\cos \alpha$ par les expressions (3.5) et 3.19). Sachant que l'équation de la courbe est donnée par l'équation (3.35), on obtiendra après développement et simplification :

$$F_1 = g(m_{rv} + m_u) \left(\frac{H}{X_0} \sqrt{1 - \left(\frac{x-a}{R}\right)^2} - \frac{X_1}{X_0} \frac{x-a}{R} \right) \quad (3.42)$$

- 2 – Brin de câble descendant :**

$$dF_2 = \rho.g.dS \sin \beta = \rho.g.dS \sin (\alpha_m - \alpha) \quad (3.43)$$

Connaissant l'équation de la courbe et en se référant à la Figure 3.3, on déterminera l'action du brin de câble descendant du point initial (de chargement) jusqu'à la position considérée. En se référant à l'expression de la différentielle de l'arc dS (3.10), on écrira :

$$dS = \frac{dx}{\sqrt{1 - \left(\frac{x-a}{R}\right)^2}} \quad (3.44)$$

En remplaçant dS par l'expression (3.43), on obtient

$$dF_2 = \rho \cdot g \left(\frac{H}{X_0} \sqrt{1 - \left(\frac{x-a}{R}\right)^2} - \frac{X_1}{X_0} \frac{x-a}{R} \right) \frac{dx}{\sqrt{1 - \left(\frac{x-a}{R}\right)^2}}$$

donc

$$F_2 = \rho \cdot g \frac{H}{X_0} \int_0^x dx + \rho \cdot g \frac{X_1}{X_0} \int_0^x \frac{x-a}{\sqrt{1 - \left(\frac{x-a}{R}\right)^2}} dx$$

Finalement

$$F_2 = \rho \cdot g \left(\frac{H}{X_0} x - \frac{X_1}{X_0} \sqrt{R^2 - (x-a)^2} + \frac{X_1}{X_0} \sqrt{R^2 - a^2} \right) \quad (3.45)$$

3 – Récipient (contrepoids) montant

Par analogie au récipient descendant, on écrira :

$$F_3 = g \cdot m_{rv} \sin \beta \quad (3.46)$$

la position du récipient vide est déterminé par le point X_1 (projection sur l'axe OZ). La relation entre les positions des récipients chargé (point X) et vide (point X_1) est :

$$x_1 = X_0 - x \quad (3.47)$$

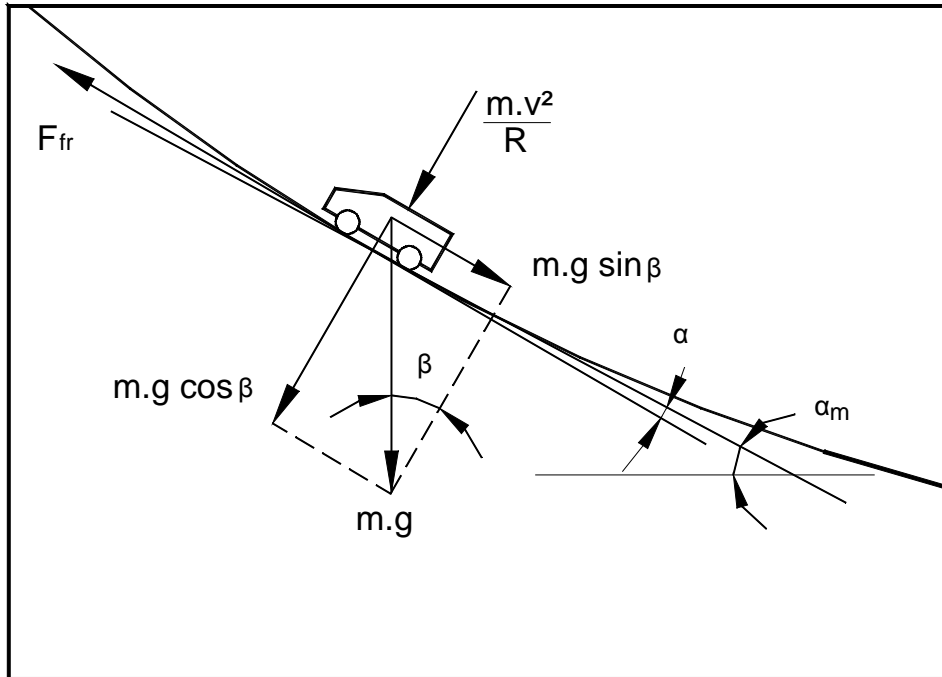


Fig. 3.2 Schéma de calcul des forces statiques et de frottement pour le skip

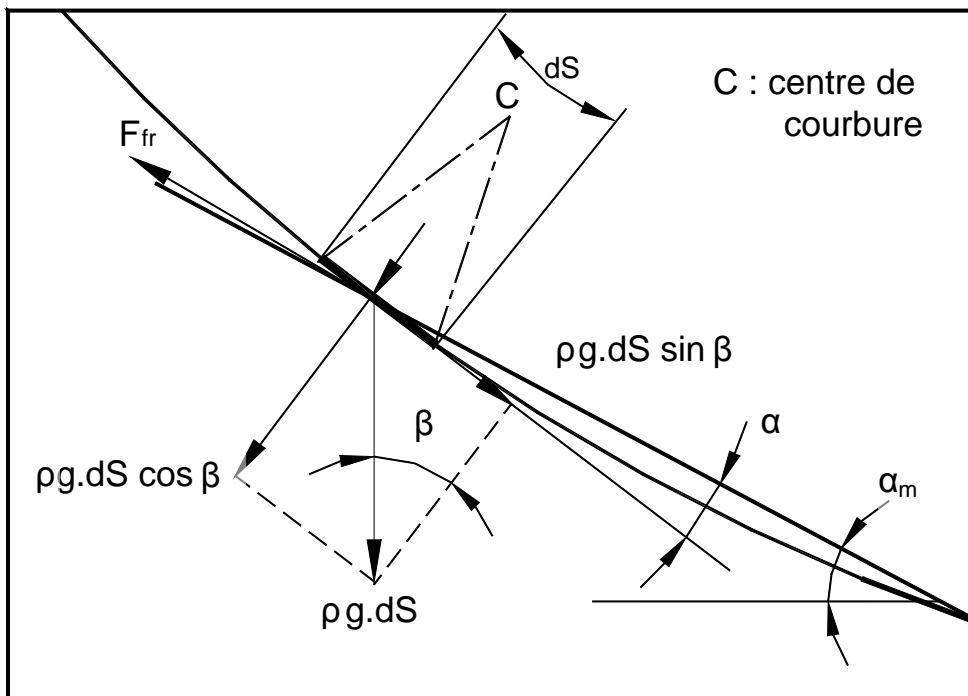


Fig. 3.3 Schéma de calcul des forces statiques et de frottement pour le câble

la position du récipient vide est déterminé par le point x_1 (projection sur l'axe OZ). La relation entre les positions des récipients chargé (point X) et vide (point x_1) est :

$$x_1 = X_0 - x \quad (3.47)$$

Les deux récipients ont parcouru des arcs égaux, par conséquent les projections de ces arcs sur l'axe OZ sont égales.

Connaissant la relation (3.47) d'une part et $X_0 = 2a$, on écrira :

$$\sin \alpha = \frac{x_1 - a}{R} = \frac{a - x}{R}$$

et

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{x_1 - a}{R}\right)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{a - x}{R}\right)^2}$$

Finalement, la force statique due au récipient vide F_3 sera :

$$F_3 = g.m_{rv} \left(\frac{H}{X_0} \sqrt{1 - \left(\frac{a - x}{R}\right)^2} + \frac{X_1}{X_0} \frac{a - x}{R} \right) \quad (3.48)$$

4 – Brin de câble montant :

Sachant que $x_1 = X_0 - x$ on déduit par analogie au cas précédent :

$$F_4 = \rho.g \left(\frac{H}{X_0} x + \frac{X_1}{X_0} \sqrt{R^2 - (x - a)^2} - \frac{X_1}{X_0} \sqrt{R^2 - a^2} \right) \quad (3.49)$$

- **Forces de frottement entre le tracé et les éléments du système de descente**

Considérons maintenant l'influence du frottement sur le mouvement des éléments du système de descente.

Les forces de frottement sont déterminées par les composantes normales au tracé. Dans le cas du tracé curviligne (Fig. 3.2 et Fig. 3.3) ces composantes sont de deux types :

- Composantes normales dues à la force de pesanteur
- Composantes dues à l'action de la force centrifuge

Considérons l'action de ces composantes sur les différents organes du système de descente :

1 – Récipient chargé

$$F_5 = (m_{rv} + m_u) \left(g \cos \beta + \frac{V^2}{R} \right) f_1 \quad (3.50)$$

En remplaçant les termes de $\cos \beta$ par les expressions correspondantes (3.5), (3.19) et (4.41), puis en simplifiant, on obtiendra :

$$F_5 = (m_{rv} + m_u) \frac{V^2}{R} f_1 + (m_{rv} + m_u) f_1 g \left(\frac{X_1}{X_0} \sqrt{1 - \left(\frac{x-a}{R} \right)^2} + \frac{H}{X_0} \frac{x-a}{R} \right) \quad (3.51)$$

2 – Pour le brin de câble descendant :

$$dF_7 = dS \rho \left(g \cos \beta + \frac{V^2}{R} \right) f_2 = dS \cdot \rho \cdot f_2 \cdot \frac{V^2}{R} + \rho \cdot g \cdot f_2 \cdot dS \cos(\alpha_m - \alpha)$$

Après avoir intégré, développé puis simplifié, on obtient :

$$F_7 = \rho \cdot f_2 \cdot V^2 \cdot \arcsin \frac{x-a}{R} + \rho \cdot f_2 \cdot V^2 \cdot \arcsin \frac{a}{R} + \rho \cdot g \cdot f_2 \cdot \frac{X_1}{X_0} x - \rho \cdot g \cdot f_2 \cdot \frac{H}{X_0} \sqrt{R^2 - (a-x)^2} + \rho \cdot g \cdot f_2 \cdot \frac{H}{X_0} \sqrt{R^2 - a^2} \quad (3.52)$$

3 – Récipient vide (contreponds) :

$$F_6 = m_{rv} \frac{V^2}{R} f_1 + m_{rv} f_1 g \left(\frac{X_1}{X_0} \sqrt{1 - \left(\frac{a-x}{R} \right)^2} + \frac{H}{X_0} \frac{a-x}{R} \right) \quad (3.53)$$

4 – Pour le brin de câble montant :

Sachant que $x_1 = X_0 - x$, on déduit par analogie au cas précédent :

$$F_8 = \rho \cdot f_2 \cdot v^2 \cdot \arcsin \frac{a - x}{R} + \rho \cdot f_2 \cdot v^2 \cdot \arcsin \frac{a}{R} + \rho \cdot g \cdot f_2 \frac{X_1}{X_0} (X_0 - x) - \rho \cdot g \cdot f_2 \frac{H}{X_0} \sqrt{R^2 - (a - x)^2} + \rho \cdot g \cdot f_2 \frac{H}{X_0} \sqrt{R^2 - a^2} \quad (3.54)$$

Après avoir déterminé les principales forces agissant dans le système de descente, on revient à l'équation d'équilibre dynamique

$$\sum F_{st} - \sum F_{fr} - F_{fc} = F_{dyn}$$

écrivons cette équation sous la forme :

$$m_i \frac{d^2 S}{dt^2} = m_i v \frac{dv}{dS} = \sum F_{st} - \sum F_{fr1} - \sum F_{fr2} - F_{fc} \quad (3.55)$$

où m_i : masse réduite du système de descente.

Comme il est indiqué dans le chapitre 2 , la somme des forces de frottement $\sum F_{fr}$ dues aux frottements dans le système d'entraînement et à la résistance aérodynamique des récipients ne peut être exprimé par une formule exacte, c'est pourquoi, on utilise la formule approchée /12/ :

$$\sum F_{fr} = k \cdot g \cdot m_u \sin \alpha_m \quad (3.56)$$

où k : coefficient de proportionnalité /12/ qui varie de 0.1 à 0.2. Soit $k = 0.15$

En remplaçant les termes de l'équation (3.55) par les expressions correspondantes, on obtient l'équation différentielle suivante :

$$m_i v \frac{dv}{dS} = A_1 + B_1 x + C_1 \sqrt{1 - \left(\frac{x - a}{R}\right)^2} + D_1 v^2 \quad (3.57)$$

où A_1 , B_1 , C_1 , D_1 sont des constantes dont les valeurs sont déterminées à partir du Tableau 4.1,

Transformons l'expression générale (4.57) :

$$v \frac{dv}{dS} = A + Bx + C\sqrt{1 - \left(\frac{x-a}{R}\right)^2} + Dv^2 \quad (3.58)$$

avec

$$A = \frac{A_1}{m_i} \quad B = \frac{B_1}{m_i} \quad C = \frac{C_1}{m_i} \quad D = \frac{D_1}{m_i}$$

Dans cette équation, on a 3 variables inconnues mais dépendantes v , x et S . Pour trouver la solution de cette équation différentielle, on va exprimer une variable en fonction d'une autre. Pour notre cas, il est préférable d'exprimer x en fonction de S , ainsi, on aura la vitesse en fonction de la distance réelle parcourue, à savoir S .

A partir de l'expression (3.44), on trouve :

$$S = \arcsin \frac{x-a}{R} \Big|_a^x = R \arcsin \frac{x-a}{R} + R \arcsin \frac{a}{R} \quad (3.59)$$

En se référant aux expressions (3.33a) et (3.33c) , on écrit :

$$\frac{a}{R} = -\sin \alpha_0 \quad (3.60)$$

Transformons l'expression (4.59) en tenant compte de (3.60) :

$$S = R \arcsin \frac{x-a}{R} - R \alpha_0 \quad , \quad \text{soit} \quad R \alpha_0 = d$$

$$\text{d'où} \quad \frac{S+d}{R} = \arcsin \frac{x-a}{R} \quad \Rightarrow \quad \sin \frac{S+d}{R} = \frac{x-a}{R}$$

ou bien

$$x = R \sin \frac{S+d}{R} + a \quad (3.61)$$

En substituant x par l'expression (4.61) dans l'équation d'équilibre dynamique (4.58), on obtiendra :

$$v \frac{dv}{dS} = A_0 + B R \sin \frac{S+d}{R} + C R \sin \frac{S+d}{R} + D v^2 \quad (3.62)$$

où $A_0 = A + B.a$

Tableau 3.1

Expressions des constante

Constante	Expressions
A ₁	$g(m_{rv} + m_u + m_{cp}) \cos \alpha_m \cdot \sin \alpha_0 - \rho g H + (m_{rv} + m_u - m_{cp}) f_1 \cdot g \cdot \sin \alpha_m \cdot \sin \alpha_0 - \rho g f_2 X_1 - \rho g f_2 H \operatorname{tg} \alpha_0 - k m_u \cdot \sin \alpha_m - F_{fc}$
B ₁	$2 \rho g \sin \alpha_m - \frac{2g}{X_0} (m_{rv} + m_u + m_{cp}) \cos \alpha_m \cdot \sin \alpha_0 - \frac{2g}{X_0} (m_{rv} + m_u - m_{cp}) f_1 \cdot \sin \alpha_m \cdot \sin \alpha_0$
C ₁	$-2 g \rho \cdot f_2 \alpha_0 - \frac{2 f_1}{X_0} (m_{rv} + m_u + m_{cp}) \sin \alpha_0$
D ₁	$g (m_{rv} + m_u - m_{cp}) \sin \alpha_m - (m_{rv} + m_u + m_{cp}) f_1 \cdot \cos \alpha_m + \rho \cdot g f_2 \frac{H}{\sin \alpha_0}$

Trouvons la solution de l'équation différentielle (3.62) afin de déduire l'expression de la vitesse de descente, soit $v^2 = y$ tout en sachant que $y = y(S)$ et $v = v(S)$, dans ce cas

$$y' = 2v \cdot v' \quad \text{ou bien} \quad \frac{dy}{dS} = 2v \frac{dv}{dS}$$

L'équation (4.62) devient :

$$\frac{1}{2} y' = A_0 + B R \sin \frac{S+d}{R} + C R \sin \frac{S+d}{R} + D y$$

ou encore

$$\frac{1}{2}y' - D y = A_0 + B R \sin \frac{S+d}{R} + C R \sin \frac{S+d}{R} \quad (3.63)$$

C'est l'équation différentielle linéaire et de premier ordre. Pour résoudre cette équation, considérons la méthode de la variation de la constante arbitraire.

Cherchons la solution pour la partie gauche en la représentant sous la forme suivante :

$$\frac{1}{2}y' - D y = 0$$

d'où

$$\frac{dy}{y} = 2.D.ds$$

Après intégration, on aura :

$$\ln y - \ln C_0 = 2.D.S \quad \text{avec} \quad y = C_0 e^{2DS}$$

où $C_0 = C_0(s)$ est une fonction qu'on doit trouver et qui doit vérifier l'équation (3.63).

Pour la dérivée de y , on a :

$$y' = C_0' e^{2DS} + 2C_0 .D e^{2DS}$$

En revenant à l'équation (3.63), on aura :

$$\frac{1}{2}C_0' e^{2DS} = A_0 + B R \sin \frac{S+d}{R} + C \cos \frac{S+d}{R} \quad (3.64)$$

Finalement

$$C_0' e^{2DS} = 2A_0 e^{-2DS} + 2B R^{-2DS} \sin \frac{S+d}{R} + 2C^{-2DS} \cos \frac{S+d}{R}$$

Déduisons maintenant l'expression pour $C_0(s)$

$$C_0 = 2A_0 \int e^{-2DS} dS + 2BR \int e^{-2DS} \sin \frac{S+d}{R} dS + 2C \int e^{-2DS} \cos \frac{S+d}{R} dS$$

ou bien

$$C_0 = 2A_0 \frac{1}{D} e^{-2DS} + 2BR I_1 + 2C I_2$$

Trouvons les solutions des intégrales I_1 et I_2 en utilisant la méthode d'intégration par partie, on obtiendra :

$$I_1 = \frac{-R e^{-2DS}}{1+4R^2 D^2} \left(\cos \frac{S+d}{R} + 2RD \sin \frac{S+d}{R} \right)$$

et

$$I_2 = \frac{R e^{-2DS}}{1+4R^2 D^2} \left(\sin \frac{S+d}{R} - 2RD \cos \frac{S+d}{R} \right)$$

Trouvons maintenant l'expression pour C_0 (s)

$$C_0 = -\frac{A_0}{D} e^{-2DS} + 2B.R \frac{-R e^{-2DS}}{1+4R^2 D^2} \left(\cos \frac{S+d}{R} + 2RD \sin \frac{S+d}{R} \right) + \quad (3.65)$$

$$+ 2C \frac{R e^{-2DS}}{1+4R^2 D^2} \left(\sin \frac{S+d}{R} - 2RD \cos \frac{S+d}{R} \right) + \bar{C}_0$$

où \bar{C}_0 : constante d'intégration.

En tenant compte de l'expression précédente, on peut écrire :

$$y = C_0 e^{2DS} = -\frac{A_0}{D} - 2B.R \frac{-R}{1+4R^2 D^2} \left(\cos \frac{S+d}{R} + 2RD \sin \frac{S+d}{R} \right) +$$

$$+ \frac{2CR}{1+4R^2 D^2} \left(\sin \frac{S+d}{R} - 2RD \cos \frac{S+d}{R} \right) + \bar{C}_0 e^{2DS}$$

ou bien

$$y = -p - q \cos \frac{S+d}{R} + K \sin \frac{S+d}{R} + \bar{C}_0 e^{2DS} \quad (3.66)$$

avec

$$K = \frac{2R(C - 2R^2.D.B)}{1 + 4R^2 D^2} \quad p = \frac{A_0}{D} \quad q = \frac{2R^2(B + 2CD)}{1 + 4R^2 D^2}$$

Déterminons maintenant la valeur de la constante d'intégration \bar{C}_0 en considérant les conditions aux frontières :

$$y = v^2 \quad S = 0 \quad \Rightarrow \quad v = 0$$

$$\text{Donc} \quad -p - q \cos \frac{d}{R} + K \sin \frac{d}{R} + \bar{C}_0 = 0$$

$$\text{D'où} \quad \bar{C}_0 = p + q \cos \frac{d}{R} - K \sin \frac{d}{R} \quad (3.67)$$

Sachant que $R \alpha_0 = d$, on déduit :

$$\bar{C}_0 = p + q \cos|\alpha| - K \sin|\alpha| \quad (3.68)$$

En remplaçant \bar{C}_0 par l'expression (3.68) dans l'équation (3.62), on trouve enfin

$$y = p(e^{2DS} - 1) + q(e^{2DS} \cdot \cos \alpha_0 - \cos \frac{S+d}{R}) + K(e^{2DS} \cdot \sin|\alpha_0| + \sin \frac{S+d}{R})$$

De là, on déduit l'expression pour la vitesse de descente en fonction de la distance parcourue (arc parcouru) S :

$$v = \sqrt{p(e^{2DS} - 1) + q(e^{2DS} \cdot \cos \alpha_0 - \cos \frac{S+d}{R}) + K(e^{2DS} \cdot \sin|\alpha_0| + \sin \frac{S+d}{R})} \quad (3.69)$$

Transformons cette expression en sachant que $d = -R|\alpha_0|$ et en passant aux valeurs relatives \bar{S} pour les distances parcourues, à savoir :

$$S = \bar{S} \cdot S_0 = \bar{S} \cdot 2R |\alpha_0| = 2R \bar{S} |\alpha_0|$$

où S : longueur totale du tracé.

Ainsi, on obtiendra l'expression suivante (3.70) pour le calcul de la vitesse :

$$v = \sqrt{p(e^{m\bar{S}} - 1) + q(e^{m\bar{S}} \cos \alpha_0 - \cos((2\bar{S} - 1)\alpha_0)) + K(e^{m\bar{S}} \sin \alpha_0 + \sin((2\bar{S} - 1)\alpha_0))}$$

avec

$$m = \frac{2D X |\alpha_0|}{\sin |\alpha_0|}$$

Déterminons maintenant l'expression, pour le calcul de l'accélération en se référant à la relation suivante :

$$a = \frac{dv}{dt} = v \frac{dv}{dS}$$

d'où l'expression pour le calcul de l'accélération :

$$a = \frac{1}{2} m e^{m\bar{S}} (p - q \cos \alpha_0 + K \sin |\alpha_0|) + |\alpha_0| (q \sin((2\bar{S} - 1)\alpha_0) + K \cos((2\bar{S} - 1)\alpha_0)) \quad 3.71$$

Pour trouver l'expression de la variation de la durée de descente, on utilise la relation suivante :

$$v = \frac{dS}{dt} \Rightarrow dt = \frac{dS}{v} \Rightarrow t = \int_0^S \frac{dS}{v}$$

En revenant à l'expression (4.70) pour le calcul de la vitesse, on conclut que la formule pour la détermination du temps de descente $t = f(S)$ sera une équation transcendante pour laquelle une solution numérique sera recherchée.

3.4 Détermination de la force de freinage

L'approche suivie au début de ce chapitre consiste à trouver un tracé curviligne dont la courbure assure une répartition des forces transmissibles agissant dans le système de manière à appliquer une force de freinage constante.

On a déduit précédemment Les expressions pour le calcul de la vitesse et de l'accélération du système de descente ; on aborde ci-après la détermination pour le l'expression du calcul de la force de freinage constante F_{fc} . Dans ce cas, considérons l'expression de la vitesse (3.70) avec la condition de l'arrêt automatique du skip à la fin de la descente, c'est à dire :

$$v = 0 \quad \text{si} \quad \bar{S} = 1$$

donc, on écrit l'expression suivante (3.71) :

$$v = \sqrt{p(e^{m\bar{S}} - 1) + q(e^{m\bar{S}} \cos \alpha_0 - \cos((2\bar{S} - 1)\alpha_0)) + K(e^{m\bar{S}} \sin \alpha_0 + \sin((2\bar{S} - 1)\alpha_0))} = 0$$

Dans cette expression, c'est le terme p qui contient la force de freinage F_{fc} :

En se référant aux expressions (3.57), (3.58), (3.62) et (3.66) et à l'expression de A_1 dans le Tableau 4.1, on écrira le terme p sous la forme suivante :

$$p = \frac{A_2 - F_{fc}}{m_i \cdot D} + \frac{B \cdot a}{D} \quad (3.72)$$

Notons ici que $A_2 = A_1 + F_{fc}$

D'autre part, d'après la condition (4.71), le terme p sera égal a :

$$p = K \cdot \sin |\alpha_0| \left| \frac{1 + e^m}{1 - e^m} \right| - q \cos \alpha_0 \quad (3.73)$$

Egalisons les expressions (3.72) et (3.73) puis déduisons la force de freinage F_{fc} :

$$F_{fc} = A_2 + m_i \left(\frac{B \cdot X_0}{2} - K \cdot D \frac{1 + e^m}{1 - e^m} + q D \cos \alpha_0 \right) \quad (3.74)$$

3.5 Evolution des paramètres intégraux

Pour comprendre et estimer l'évolution des paramètres intégraux (Vitesse, Accélération, Force de freinage) déduits dans cette analyse théorique, on utilise les

données d'une installation réelle, à savoir celle de la mine de Ouenza en Algérie. On a considéré cinq formes de tracé en variant l'angle α_0 de 3 à 15° avec un pas de 3°.

Pour montrer l'évolution de ces paramètres intégraux, on utilisera les données d'une installation réelle, en l'occurrence celles de la mine de Ouenza dont les caractéristiques techniques sont :

- Différence d'altitude $H = 162 \text{ m}$
- Hauteur totale $X_0 = 432.5 \text{ m}$
- Angle d'inclinaison $\alpha_m = 22^\circ$
- Charge utile $m_U = 50 \text{ tonnes}$
- Masse du skip $m_S = 35 \text{ tonnes}$
- Masse du contrepoids $m_C = m_S + 0.5 m_U = 57 \text{ tonnes}$
- Masse métrique du câble $\rho = 13.65 \text{ Kg/m}$
- Masse réduite du système $m_i = 250 \text{ tonnes}$

a – évolution de la vitesse :

On remarque sur le diagramme de variation des vitesses (Fig. 3.4) que la vitesse de descente du skip a une allure sinusoïdale avec un accroissement progressif jusqu'à une valeur maximale correspondant au milieu du tracé. Ensuite la vitesse diminue régulièrement jusqu'au point de déchargement où elle devient égale à 0. Ainsi, on obtient l'arrêt automatique du skip à la fin de la descente $V = 0$ si $\bar{S} = 1$.

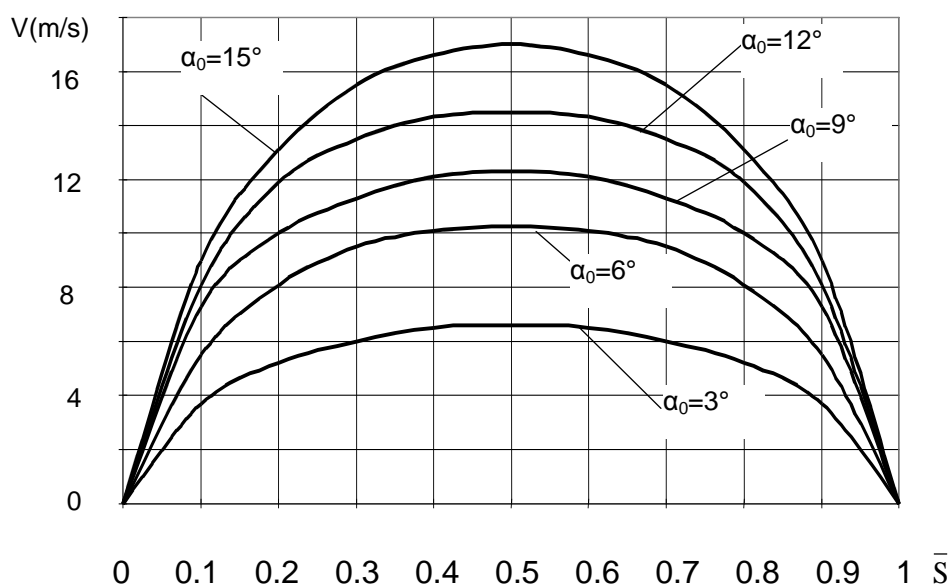


Fig. 3.4 Diagramme de variation des vitesses pour $\alpha_0 = 3$ à 15°

La vitesse maximale se situe au milieu du tracé ; elle augmente avec l'accroissement

b – évolution des accélérations :

Dans une installation à tracé rectiligne, les périodes transitoires sont situées au début et à la fin du cycle de descente; pour un tracé curviligne, on remarque que la phase transitoire est répartie sur tout le cycle avec une diminution progressive de l'accélération jusqu'à la position médiane du tracé où elle devient nulle puis négative jusqu'à l'arrêt du skip au point final (Fig. 3.5). Cette allure du mouvement transitoire aura inévitablement un effet positif sur la fiabilité de l'installation puisque les à coups et les chocs dynamiques apparaissant au moment du passage du mouvement transitoire au mouvement uniforme sont supprimés.

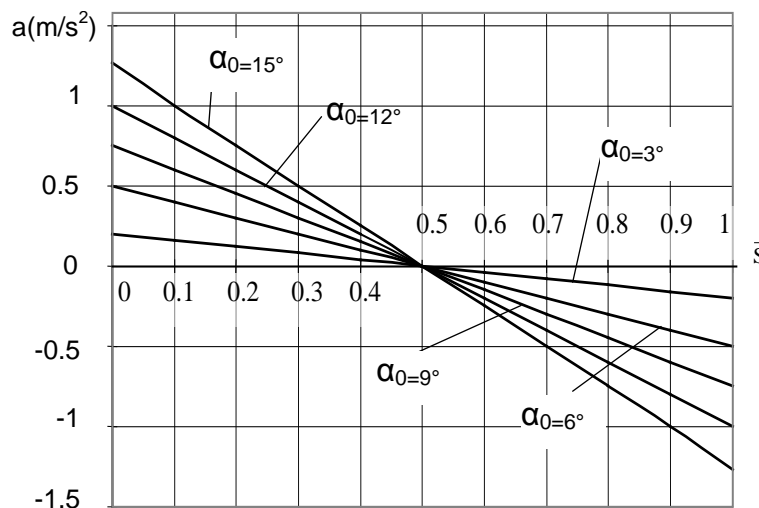


Fig. 3.5 Diagramme de variation des accélérations

Les valeurs des accélérations augmentent en fonction de l'angle d'inclinaison. Ainsi, pour $\alpha_0 = 15^\circ$, elle est égale à 1.5 m/s². Il faut noter que les valeurs des accélérations ne dépassent pas les limites recommandées pour ce type d'installation (1.5÷2 m/s²). En considérant les résultats, on estime que l'angle limite de α_0 ne doit pas dépasser 15 à 18°.

c – évolution de la force de freinage en fonction de l'angle du tracé :

En appliquant l'expression (3.74), on a calculé pour chaque tracé la valeur de la force de freinage constante devant assurer l'arrêt automatique du skip au point de déchargement. Les résultats de $F_{fc} = f(\alpha_0)$ sont indiqués dans le tableau ci-après :

α_0 , degrés	3	6	9	12	15
F_{fc} (daN)	53.93	58.57	59.22	59.13	58.70

On remarque d'après les résultats de calcul que la force de freinage varie dans un petit intervalle, on peut dire qu'elle est indépendante de la forme du tracé dans les limites considérées. Ceci peut s'expliquer, en partie, par la relation entre les forces de frottement et centrifuges changent suivant la forme du tracé. Dans l'intervalle considéré, la variation de ces forces n'est pas considérable ; par conséquent son influence sur les valeurs de la force de freinage est limitée.

d – évolution générale des paramètres de descente en fonction de l'angle du tracé :

En résumant l'analyse théorique du mouvement d'un système de descente par skip sur un tracé curviligne et en considérant notamment les expressions de calcul des paramètres de fonctionnement déduites ci-avant, on a indiqué, sur la Figure 3.6 , le domaine de variation générale de ces paramètres (Vitesse moyenne V_m , Vitesse maximum V_{max} , Durée de descente T , Force de freinage F_{fc}) en fonction de l'angle α_0 .

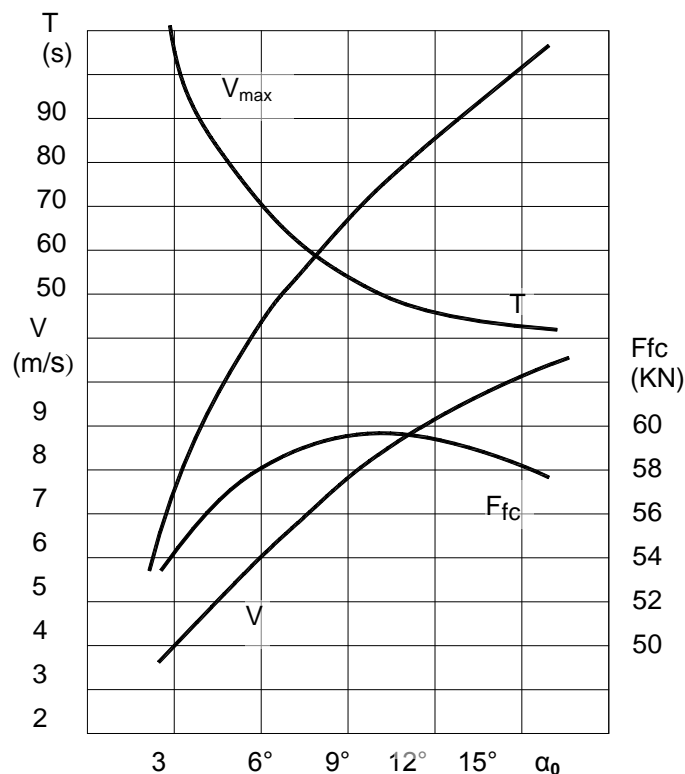


Fig. 3.6 Diagramme de variation des paramètres V_{max} , V_m , T et F_{fc} en fonction de α_0

3.6 Conclusions :

L'analyse théorique ainsi que les résultats obtenus ont permis de démontrer que l'application du trace curviligne présente des avantages évidents pour réaliser l'équilibrage dynamique des installations de descente par skips. L'une des particularités de cette solution est la variation progressive des accélérations. En effet, ceci permet d'améliorer la fiabilité de l'installation en général en évitant les chocs dynamiques caractérisés par une variation brusque des forces transmissibles. D'autre part, avec ce procédé, on obtient un aplanissement des efforts transmissibles. Ainsi, dans l'installation de la mine de Ouenza, l'application d'un tracé en arc de cercle où α_0 est égale à 3° , l'amplitude de variation des forces transmissibles diminue de 43 %. Enfin, si les variations des efforts transmissibles au cours du cycle sont atténuées, la puissance du groupe de commande sera plus faible et le taux d'utilisation plus important. A titre de comparaison, dans l'installation de descente de la mine de Ouenza, la puissance nécessaire sera plus faible de 22 % par rapport à la puissance installée.

Enfin, on estime à partir de cette analyse et en se référant à l'évolution des paramètres intégraux (Fig. 3.6) que l'angle limite α_0 ne doit pas dépasser 18° pour respecter les vitesses imposées /20, 21/ à ce type d'installations.

Chapitre 4

SIMULATION PHYSIQUE

Chapitre 4

SIMULATION PHYSIQUE

4.1 Problèmes essentiels, Simulation :

L'aboutissement de l'analyse théorique des processus physiques, surtout complexes, nécessitent le plus souvent l'introduction de certaines suppositions ou simplifications. Ces suppositions ou hypothèses permettent de dépasser certains problèmes posés par les difficultés de décrire de façon théorique l'évolution ou bien l'influence de certains paramètres. Ainsi, on introduit parfois dans l'analyse théorique les notions de coefficient. Les valeurs des coefficients caractérisant l'influence d'un paramètre donné est basé généralement sur les résultats des expériences réalisées sur des processus réels ou similaires ou bien sur l'étude statistique des plusieurs processus semblables.

Dans les précédents chapitres, on a déduit analytiquement les équations principales décrivant la variation des principaux paramètres d'une installation de descente (vitesse, Accélération, Durée de la descente, Force de freinage...). D'autre part, on a cherché à réaliser l'équilibrage dynamique et l'amélioration du rendement énergétique des installations de descente en considérant plusieurs méthodes d'équilibrage. Il est clair que l'analyse théorique comporte, comme dans les modèles mathématiques des processus physiques réels, certaines suppositions qu'il convient de corriger ou de préciser par les résultats de l'étude expérimentale.

Au cours de l'analyse théorique du processus de descente, les suppositions suivantes ont été admises :

- Les valeurs des coefficients de frottement f_1 et f_2 sont prises comme les valeurs moyennes d'après les références bibliographiques. Précisons que ces valeurs concernent les installations d'extraction.
- Le contact est permanent sur toute la longueur du tracé entre les brins du câble et le tracé. En réalité, le câble n'est en contact avec le sol que sur une partie du tracé. On conclue donc que la force de frottement correspondante varie dans un large intervalle selon les positions respectives des récipients montant et

descendant. Le coefficient f_2 sera nul si les tensions aux extrémités du câble sont assez importantes pour provoquer le soulèvement du câble par rapport au sol (tracé).

- La résistance aérodynamique est la même que pour une installation d'extraction. Toutefois, dans une installation de descente, la conception du récipient et notamment sa surface frontale devrait être différente de celle du récipient d'extraction.
- La charge utile est constante. Sachant que la charge utile détermine dans une grande proportion, notamment au début du mouvement de descente, la force motrice du système de descente ; dans une installation réelle, le skip ne peut recevoir qu'une charge de minerai proche de la valeur théorique. Il en résulte une différence de charge qui influe évidemment sur les paramètres cinématique et dynamique du système de descente.

Pour obtenir une approche satisfaisante des résultats de calcul par rapport aux conditions réelles, il est nécessaire de vérifier par l'étude expérimentale les valeurs des coefficients de frottement. Il est aussi nécessaire de préciser l'influence de la variation de la charge utile sur les paramètres de descente. Précisons que cette vérification doit être menée sur une installation réelle parce qu'il est pratiquement impossible de simuler les forces de frottement surtout si on considère un modèle dont l'échelle de réduction est assez grande. Toutefois, la réalisation de tous les procédés de descente et surtout d'équilibrage sur une installation réelle est pratiquement impossible à cause des coûts de construction très élevés et des contraintes techniques complexes à résoudre. Il est inconcevable, par exemple, de modifier le tracé rectiligne en un tracé curviligne pour vérifier l'influence de la courbure sur l'équilibrage dynamique. Aussi, la solution consiste en la comparaison des résultats d'exploitation de plusieurs types d'installations comparables tant du point de vue dimensions que productivité et puissance puis d'en tirer les conclusions.

Dans le cadre de cette étude, on se propose de réaliser la simulation, sur un modèle réduit de laboratoire, le fonctionnement d'un système de descente. Le but essentiel étant de démontrer les dépendances qualitatives principales obtenues dans l'analyse théorique. On vérifiera également l'efficacité des moyens d'équilibrage proposés,

notamment l'application du tracé curviligne. Dans ce dernier cas, on vérifiera les points suivants :

- La réalisation de la descente libre sur un tracé curviligne
- L'arrêt automatique au point de déchargement en appliquant une force de freinage constante
- La relation entre la durée de descente et l'angle de courbure α_0
- L'existence d'une valeur maximale de la force de freinage constante F_{fc} en fonction de α_0 .

Pour réaliser les expériences, on a projeté et construit, spécialement pour cette étude, un modèle de laboratoire d'une installation de descente. La conception de ce modèle d'essai permet la simulation de la majorité des systèmes de descente.

La simulation des phénomènes ou processus physiques sur un modèle réduit exige l'application de la théorie de similitude /25 ; 26/. Pour le processus considéré, on divise les conditions de similitude en 3 catégories :

a – Similitude géométrique :

qui stipule :

- L'identité des rapports entre les dimensions géométriques principales
- L'égalité des angles correspondants sur le modèle et sur l'installation réelle.

Soit L la distance de transport entre deux points, on écrira d'après la condition de similitude géométrique :

$$\left(\frac{H_i}{L_i} = \frac{R_i}{L_i} = \frac{b}{L_i} = \frac{\sqrt[3]{V_b}}{L_i} = \frac{D_{pi}}{L_i} = \frac{D_{ci}}{L_i} \dots \right) = \text{idem} \quad (4.1)$$

et

$$(\alpha_m, \alpha_0, \alpha, \dots) = \text{idem}$$

Où H, R, b, V_b, D_p, D_c : respectivement la différence d'altitude, le rayon de courbure du tracé, écart entre les rails, volume de la benne du skip, diamètres des poulies et du câble.

$\alpha_m, \alpha_0, \alpha$: respectivement angle moyen, angle de courbure du tracé curviligne et angle du tracé rectiligne.

Les deux premiers rapports de la condition (6.1) sont essentiels parce qu'ils représentent les paramètres de base de l'installation de descente. Ces deux rapports sont exprimés dans les valeurs des angles α_m et α_0 ou bien α , c'est pourquoi la similitude géométrique peut être réduite aux égalités respectives des angles α_m et α_0 ou α .

b – Similitude cinématique :

C'est l'identité des rapports entre les vitesses et les accélérations pour deux phénomènes similaires de dimensions différentes. Il s'agit, dans le cadre de ce travail, d'un phénomène mécanique simple. On peut dire que la similitude cinématique est respectée si la similitude géométrique est établie.

c – Similitude dynamique :

Elle signifie la proportionnalité entre les forces qui agissent dans les systèmes de descente modèle et réel ainsi que l'égalité des angles d'application de ces forces. Dans les installations de descente étudiées précédemment, il y a 3 types de forces : de pesanteur, centrifuge et de frottement. Si la proportionnalité est respectée, on obtiendra la similitude dynamique dont la condition peut être exprimée par :

$$\frac{V_i^2}{g \cdot L_i} = \text{idem} \quad \text{et} \quad f_i = \text{const.} \quad (4.2)$$

V : Vitesse caractérisant le mouvement (vitesse moyenne de descente ou vitesse maximale)

g : Accélération de la pesanteur

f_i : Coefficients de frottement entre les différents éléments du système.

Les forces centrifuges et de pesanteur étant des forces massiques, il est assez facile de respecter sur un modèle réduit la condition de similitude dynamique. C'est la détermination de la masse en fonction de l'échelle de réduction. Par contre, il est pratiquement impossible de réaliser la proportionnalité entre les forces de frottement,

notamment lorsque l'échelle de réduction est importante. Ceci a été démontré par expérience. On a été confronté au même problème au cours de l'étude expérimentale. Pour dépasser cette contrainte, on était obligé d'augmenter les masses propres des récipients et de la charge utile. L'excès de masse permet de créer un surplus de charge statique destiné uniquement à surmonter les forces de frottement. Cette solution a provoqué évidemment la perturbation des similitudes géométrique et cinématique.

4.2 Schéma de construction du stand:

Le schéma du stand de laboratoire est présenté sur la Figure 4.1. La superstructure 1 est composée en profilés en acier coupé suivant les dimensions requises puis assemblées par soudage. Les dimensions du stand sont déterminées par référence à l'installation de descente de la mine de Ouenza avec une échelle de réduction 1/100 ; ce qui donne :

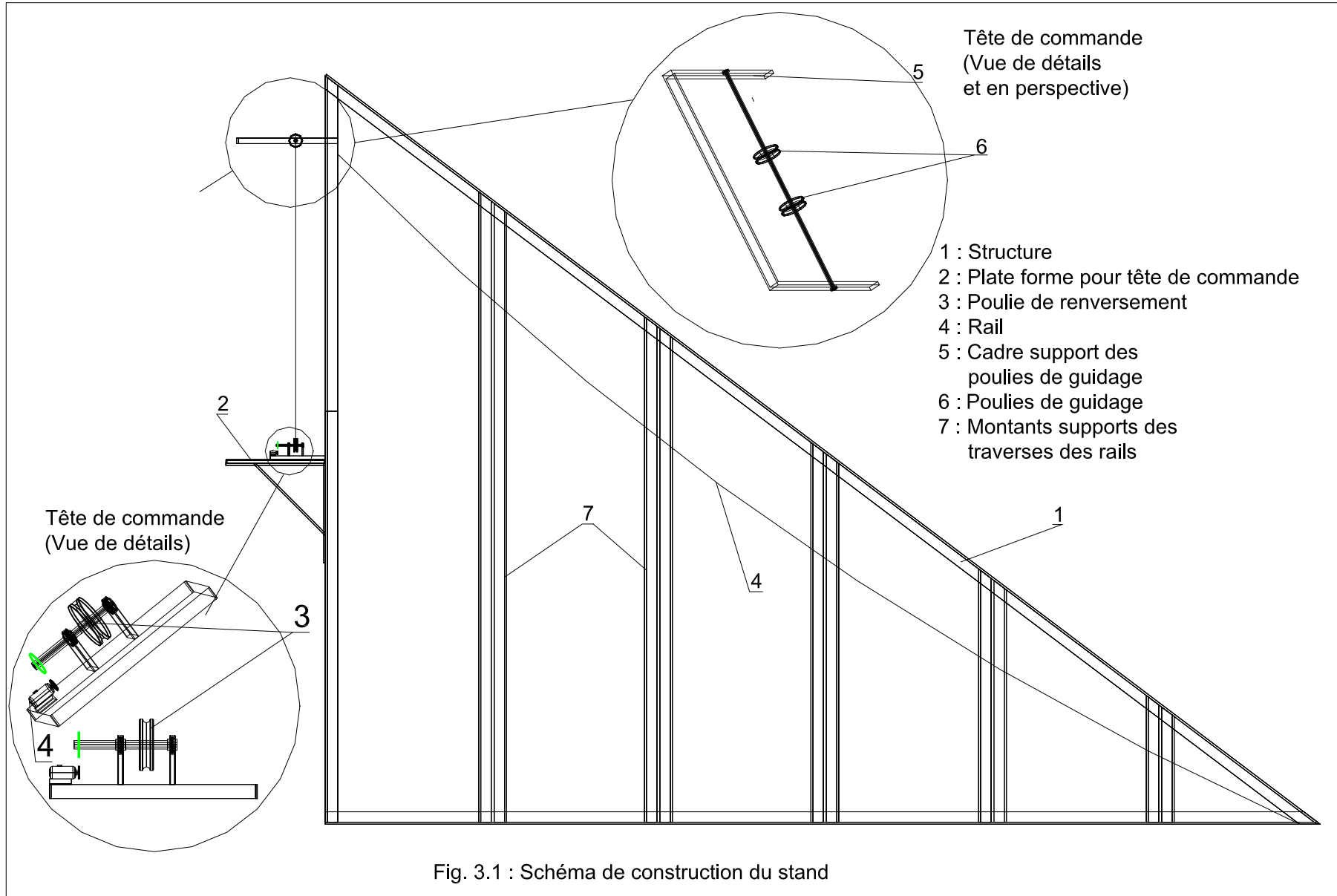
Hauteur : 3 m et Base :4 m

Le stand se présente sous la forme de deux triangles rectangles et parallèles constituant les flancs de la superstructure. Ils sont séparés de 0.5 m et reliés entre eux par des traverses. Les plus grands cotés des deux triangles constituent la base d'appui du stand. Pour équilibrer et stabiliser la superstructure, la base d'appui est fixée à des cubes en béton qui forment le lest de stabilisation et surélèvent en même temps le stand par rapport au sol.

Sur le coté vertical du stand, une plate-forme 2 est installée. Elle sert de support pour la tête de commande qui se compose de la poulie de renversement 3 , du capteur de vitesse 4 (dynamo), des supports, des paliers ainsi que le mécanisme de freinage. Il est à noter que la plate-forme peut coulisser verticalement selon la nécessité. Un cadre spécial 5 comprenant l'axe qui supporte les poulies de guidage 6 est monté sur la partie supérieure de l'installation. il permettra la variation de la position de l'axe des poulies de guidage ; ceci sera nécessaire quand on procédera à la variation de la forme du tracé.

Dans chaque côté du stand, on a disposé perpendiculairement et à distance égale cinq traverses 7 qui relient la base du stand avec les côtés inclinés. Grâce au jeu entre les cornières, on peut fixer les traverses qui supportent les rails 8 selon la position désirée.

Dans cette installation, le tracé de circulation des récipients est composé de deux voies parallèles et juxtaposées. Les voies fixées aux traverses sont faites en profilées d'aluminium.



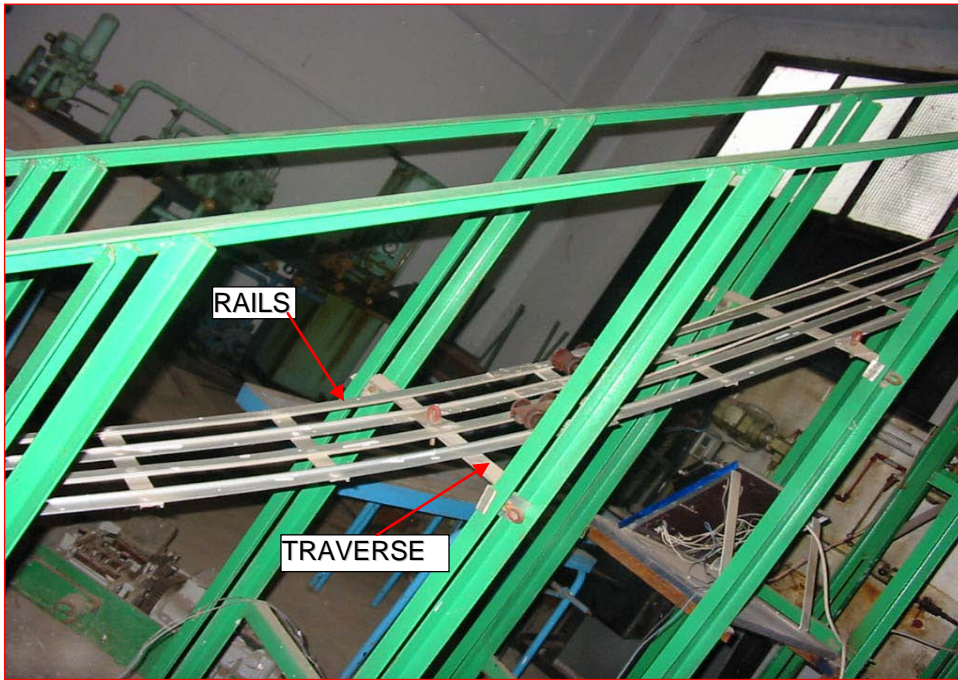


Photo 4.2 : Vue générale du stand

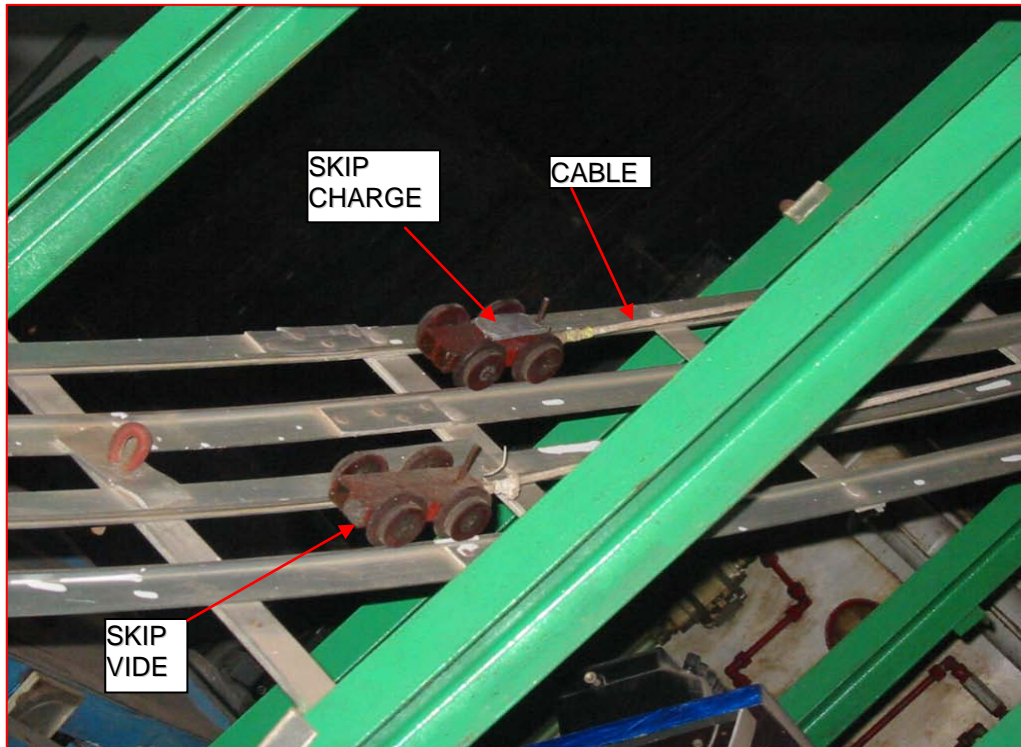


Photo 4.3 : Rails et skips



Photo 4.4 : Poulies de guidage et système d'arrêt du skip

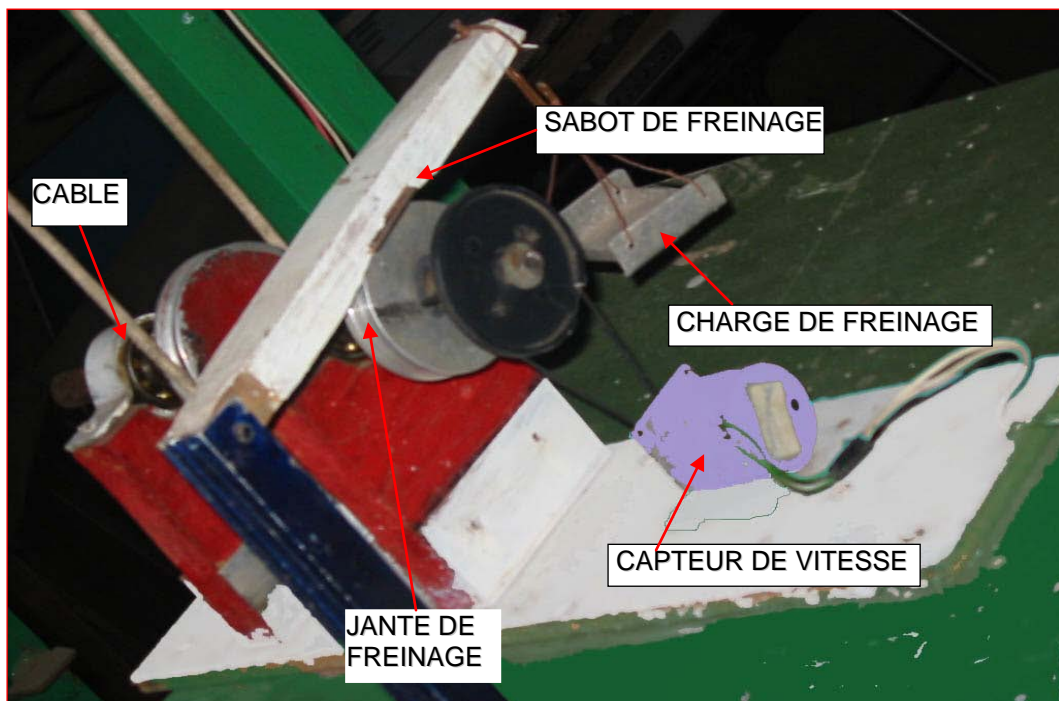


Photo 4.5 : Tête de commande

Détermination de l'équation du tracé en fonction des coordonnées orthogonales :

Nous avons proposé dans le cadre du choix du tracé un tracé en arc de cercle ; la construction du stand nous impose de déterminer l'équation du tracé en fonction des coordonnées orthogonales (Figure 4.1). Dans ce cas, l'équation générale de l'arc de cercle (tracé) sera représentée par :

$$(x - a_0)^2 + (y - b_0)^2 = R^2$$

$$tg\alpha_{in} = \frac{a_0}{H - b_0}$$

$$\frac{a_0}{H - b_0} = -tg(\alpha_0 + \alpha_m) \Rightarrow a_0 = b_0 tg(\alpha_0 + \alpha_m) - Htg(\alpha_0 + \alpha_m)$$

Détermination des coordonnées

Pour donner la courbure exacte des rails, on doit exécuter un changement du système d'axes. Ceci permettra de positionner correctement les traverses supportant les rails. Ainsi, en fonction de l'angle de courbure initiale, les traverses seront calées à une hauteur déterminée. Pour ce faire, on établira l'équation $y=f(x)$ pour chaque arc de cercle en fonction de l'angle de courbure initial ; on obtient Pour $X=3.97$ m, $H = 1.62$ m

Pour $\alpha_0 = 6^\circ$

$$y = 20.393 - \sqrt{307.406 - x^2 + 31.294x}$$

Pour $\alpha_0 = 9^\circ$

$$y = 13.994 - \sqrt{123.957 - x^2 + 22.072x}$$

Pour $\alpha_0 = 12^\circ$

$$y = 10.79 - \sqrt{62.88 - x^2 + 18.1x}$$

Pour $\alpha_0 = 15^\circ$

$$y = 10.69 - \sqrt{14.667 - x^2 + 11.56x}$$

A partir de chacune de ces équations, on établit les tableaux de variations pour déterminer la hauteurs de calage y de chaque traverse pour définir la courbure des rails en arc de cercle.

4.3 Méthodologie d'essai

Résultats préliminaires des expériences :

Les paramètres essentiels à relever au cours des essais sont la courbe de vitesse et la durée de descente.

Le relevé de la vitesse de descente du skip est relevé en temps réel grâce à une dynamo placée sur l'arbre de la poulie de renversement. Le principe est basé sur la loi reliant le courant débité par une dynamo ou génératrice en fonction de sa vitesse de rotation. Le courant généré est converti en déplacement d'un stylo traceur sur une bande en papier en phase de déroulement sur un tambour.

La vitesse réglable de déroulement du rouleau en papier permet de déterminer la durée de descente. Cette dernière est mesurée entre le moment du démarrage du skip synchronisé avec la mise en marche de l'enregistreur et l'instant où le skip arrive à la fin de descente. La fin du mouvement correspond à une tension nulle générée par la dynamo.

Dans un premier temps, on procède avec une masse de freinage aléatoire déposée dans le support suspendu au bout du sabot de freinage. Cette masse donne une force appliquant le sabot contre la jante de freinage. Après, on débloque le skip chargé et en fonction de la position d'arrêt du skip, on ajuste la masse de freinage jusqu'à l'obtention de l'arrêt automatique au point de déchargement.

Une fois la masse de freinage déterminée, on a réalisé pour chaque courbure plusieurs expériences pour obtenir la courbe de variation de la vitesse représentative. Les masses des récipients chargé et vide sont respectivement de 500 g et 200 g.

Résultats des essais :

Les masses déterminant le freinage pour chaque angle de courbure avec un arrêt automatique au point de déchargement sont indiqués dans le tableau ci-après :

Tableau 4.1 : Variation de la force (masse) de freinage

α_0 , degrés	6	9	12	15
F _{fc} (masse), g	85	93	81	67

Sur les Figures 4.2, 4.3, 4.4 et 4.5 sont indiqués les relevés des courbes obtenues au cours des essais. Comme pour l'analyse théorique, on a procédé à trois séries d'essai pour des angles variant de 6° à 15° avec un pas de 3° .

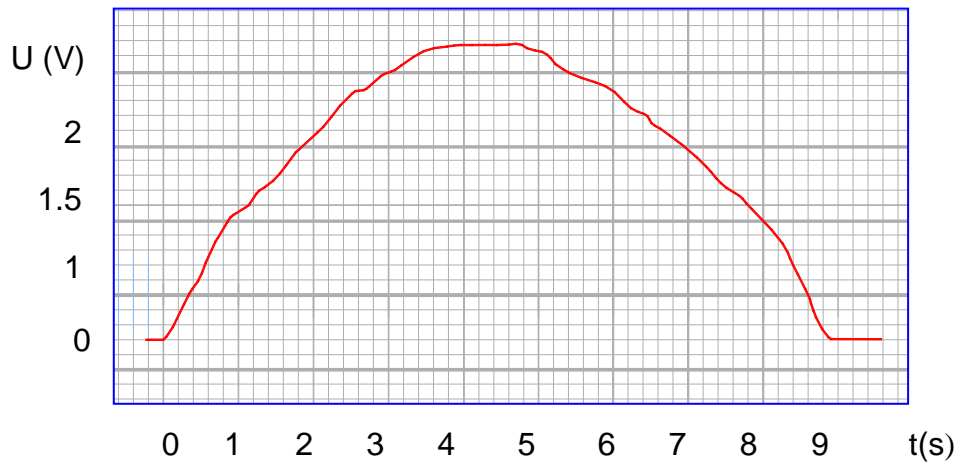


Fig. 4.2 Courbe expérimentale $v=f(t)$ pour $\alpha_0 = 6^\circ$

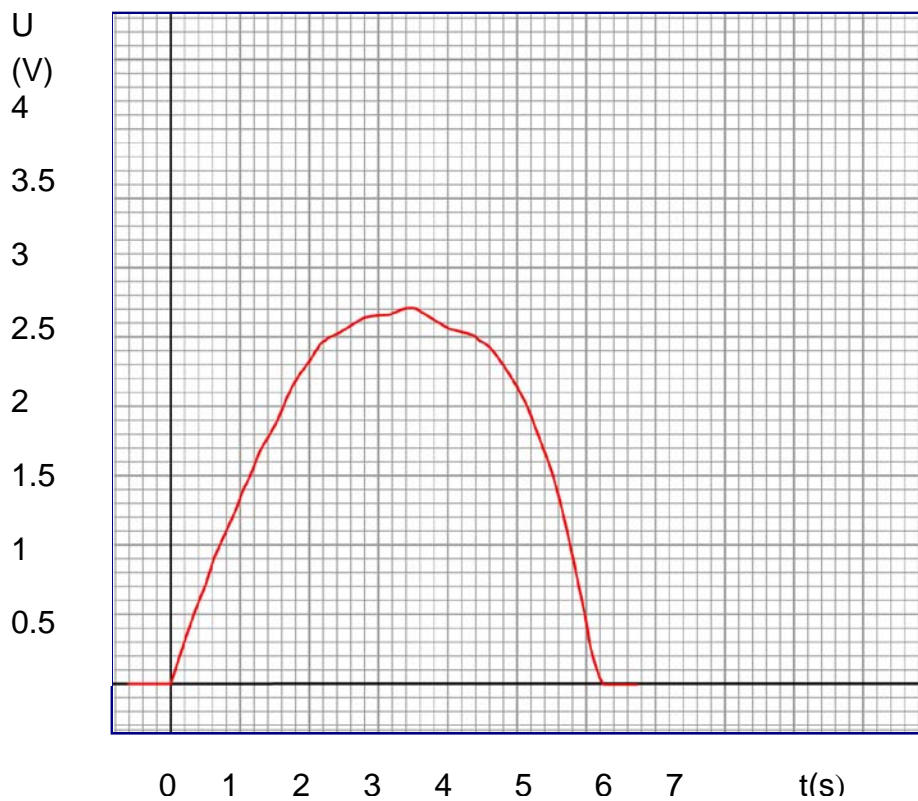


Fig. 4.3 Courbe expérimentale $v=f(t)$ pour $\alpha_0 = 9^\circ$

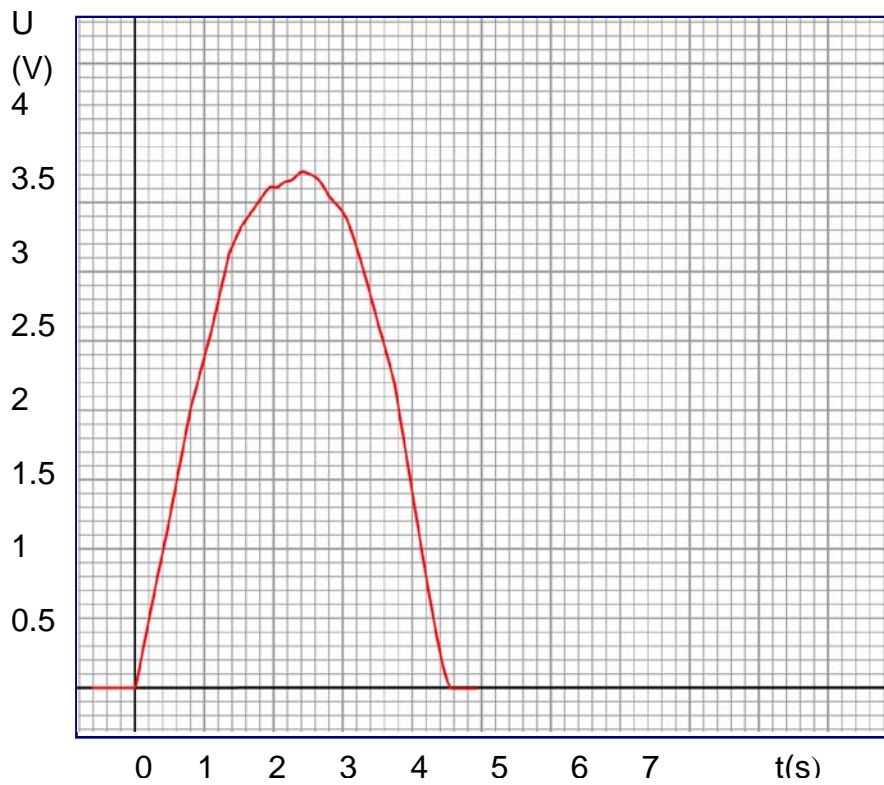


Fig. 4.4 Courbe expérimentale $v=f(t)$ pour $\alpha_0 = 12^\circ$

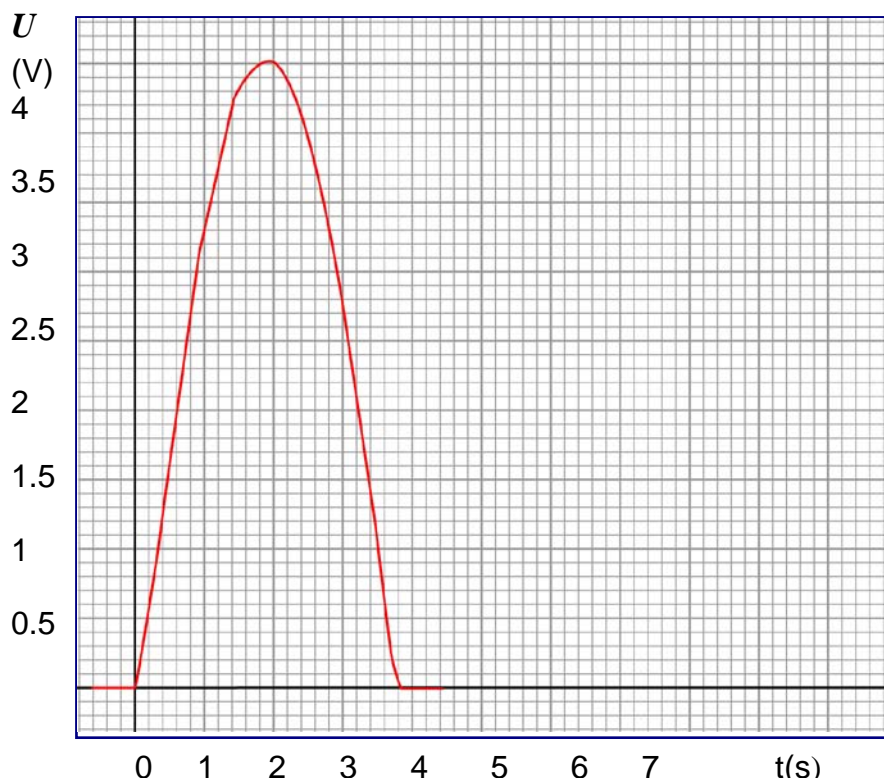


Fig. 4.5 Courbe expérimentale $v=f(t)$ pour $\alpha_0 = 15^\circ$

4.4 Traitements des résultats des essais :

Les courbes relevées au cours des essais représentent la variation de la tension débitée par la dynamo en fonction de la vitesse de descente.

Pour interpréter ces courbes, il est nécessaire d'estimer, d'une part, la vitesse de descente en mètre par seconde ; d'autre part, pour les besoins de la comparaison avec les courbes obtenues d'après la description théorique (Chapitre 3), on transformera la variation de la vitesse en fonction de la distance parcourue relative.

Courbe de vitesses $v = f(S)$

Pour faire le traitement des résultats des essais, on considère, à titre d'exemple, la courbe $v = f(t)$ pour $\alpha_0 = 15^\circ$. On divise la durée de descente en dix tronçons égaux, on lira pour chaque tronçon la valeur de la vitesse moyenne (Voir Figure 4.6). On déduit ensuite la distance parcourue correspondante. Le total des distances parcourues donne une valeur supérieure à la longueur totale de descente qui est 5 m. Pour se conformer à cette dernière, on détermine les distances parcourues pondérées (Voir Tableau 4.9) puis les distances parcourues relatives.

En procédant de la même façon pour les autres courbes expérimentales, on déduira également les courbes $v = f(S)$. Les résultats de calcul de la transformation sont indiqués dans les tableaux 2.2 à 2.5.

Courbe des accélérations $a = f(S)$

Après la transformation des courbes de tension en courbes de variation de la vitesse en fonction de la distance parcourue relative, on cherchera à établir l'évolution des accélérations au cours du cycle de descente.

Les courbes $v = f(S)$ étant des courbes expérimentales dont l'équation n'est pas connue, on ne pourra pas déduire la valeur de l'accélération en un point donné en se basant sur la dérivée

$$a = \frac{dv}{dt}$$

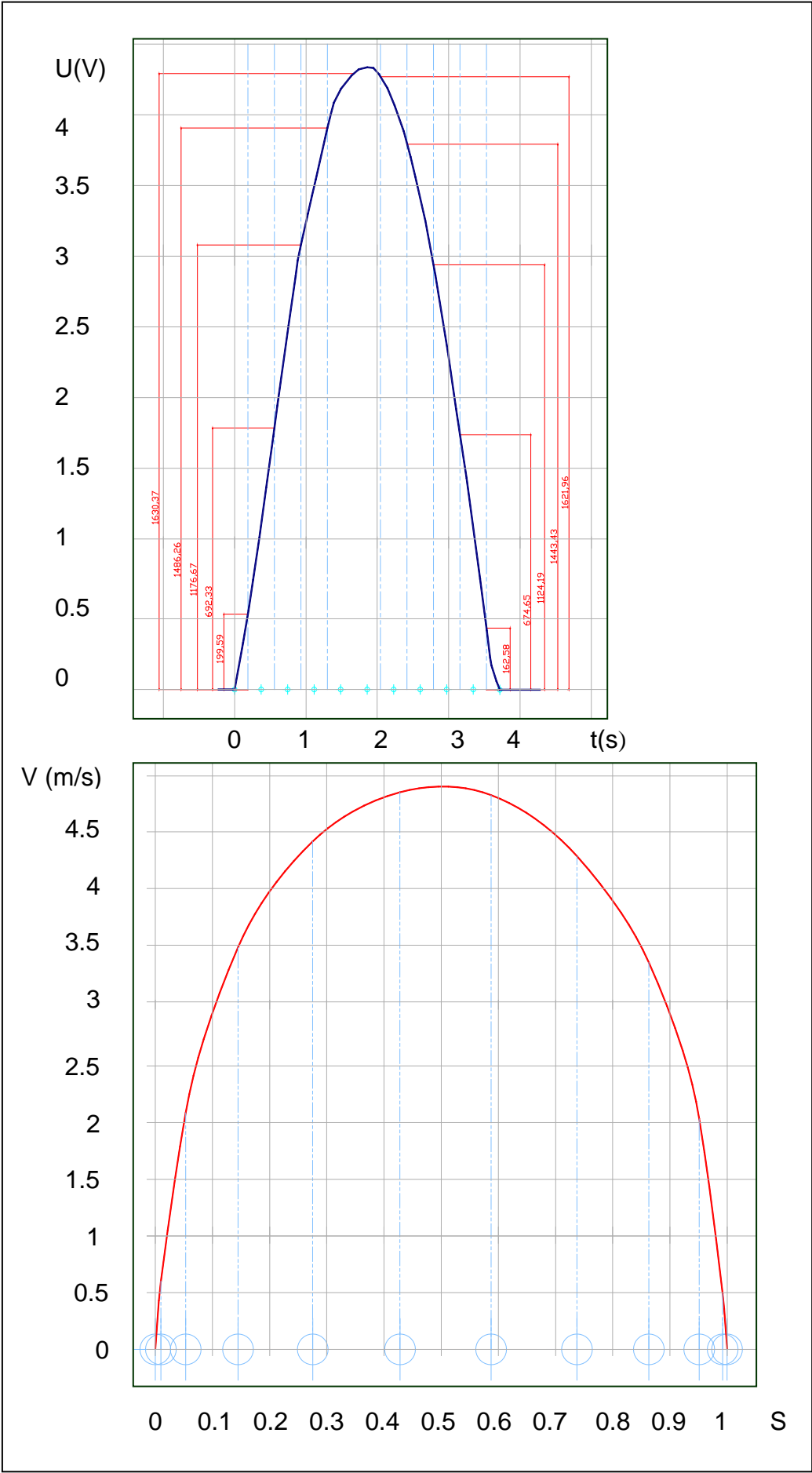


Fig. 4.6 Transformation de la courbe de tension en courbe de variation de la vitesse en m/s

Traitement des données des essais pour la courbe

Tableau 4,2 Détermination de la vitesse $v = f(S)$ $\alpha = 6^\circ$ $T = 9,2$ s $L = 5$ m

Tronçon	0	0à1	1à2	2à3	3à4	4à5	5à6	6à7	7à8	8à9	9à10	Total
Vitesse moyenne	0	0,40	1,03	1,52	1,84	1,99	1,96	1,73	1,40	1,00	0,44	
Temps de descente ti	0	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	
Distance parcourue	0	0,37	0,95	1,40	1,69	1,83	1,80	1,59	1,29	0,92	0,40	12,23
Distance parcourue pondérée	0	0,15	0,39	0,57	0,69	0,75	0,74	0,65	0,53	0,38	0,16	5,00
Distance parcourue relative	0	0,03	0,08	0,11	0,14	0,15	0,15	0,13	0,11	0,08	0,03	1,00

Tableau 4,3 Détermination de la vitesse $v = f(S)$ $\alpha = 9^\circ$ $T = 6.1$ s $L = 5$ m

Tronçon	0	0à1	1à2	2à3	3à4	4à5	5à6	6à7	7à8	8à9	9à10	Total
Vitesse moyenne	0,00	0,46	1,22	1,86	2,40	2,58	2,64	2,49	1,81	1,37	0,63	
Temps de descente ti		0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	
Distance parcourue	0,00	0,28	0,74	1,14	1,46	1,57	1,61	1,52	1,10	0,84	0,39	10,65
Distance parcourue pondérée	0,00	0,13	0,35	0,53	0,69	0,74	0,76	0,71	0,52	0,39	0,18	5,00
Distance parcourue relative	0	0,03	0,07	0,11	0,14	0,15	0,15	0,14	0,10	0,08	0,04	1,00

Tableau 4,5 Détermination de la vitesse $v = f(S)$ $\alpha = 12^\circ$ $T = 4.$ s $L = 5$ m

Tronçon	0	0à1	1à2	2à3	3à4	4à5	5à6	6à7	7à8	8à9	9à10	Total
Vitesse moyenne	0,00	0,53	1,68	2,61	3,29	3,52	3,62	3,37	2,73	1,74	0,43	
Temps de descente ti	0,00	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	
Distance parcourue	0,00	0,23	0,72	1,12	1,41	1,51	1,56	1,45	1,17	0,75	0,19	10,12
Distance parcourue pondérée	0,00	0,11	0,36	0,55	0,70	0,75	0,77	0,72	0,58	0,37	0,09	5,00
Distance parcourue relative	0	0,02	0,07	0,11	0,14	0,15	0,15	0,14	0,12	0,07	0,02	1,00

Tableau 4,6 Détermination de la vitesse $v = f(S)$ $\alpha = 15^\circ$ $T = 3.8$ s $L = 5$ m

Intervalle des temps	0	0à1	1à2	2à3	3à4	4à5	5à6	6à7	7à8	8à9	9à10	Total
Vitesse moyenne	0,00	0,53	1,85	3,14	3,97	4,36	4,33	3,86	3,00	1,80	0,43	
Temps de descente ti	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	
Distance parcourue	0,00	0,20	0,70	1,19	1,51	1,66	1,65	1,47	1,14	0,69	0,17	10,37
Distance parcourue pondérée	0,00	0,10	0,34	0,58	0,73	0,80	0,79	0,71	0,55	0,33	0,08	5,00
Distance parcourue relative	0	0,02	0,07	0,12	0,15	0,16	0,16	0,14	0,11	0,07	0,02	1,00

Mais , on sait d'autre part que l'accélération en un point de la courbe est déterminée par la valeur de la tangente en ce point, on a procédé à la mesure des valeurs des tangentes en plusieurs points de la courbe $v = f(S)$. La figure 4.7 montre la déduction de la courbe de variation des accélérations à partir de la courbe des vitesses pour $\alpha_0 = 6^\circ$

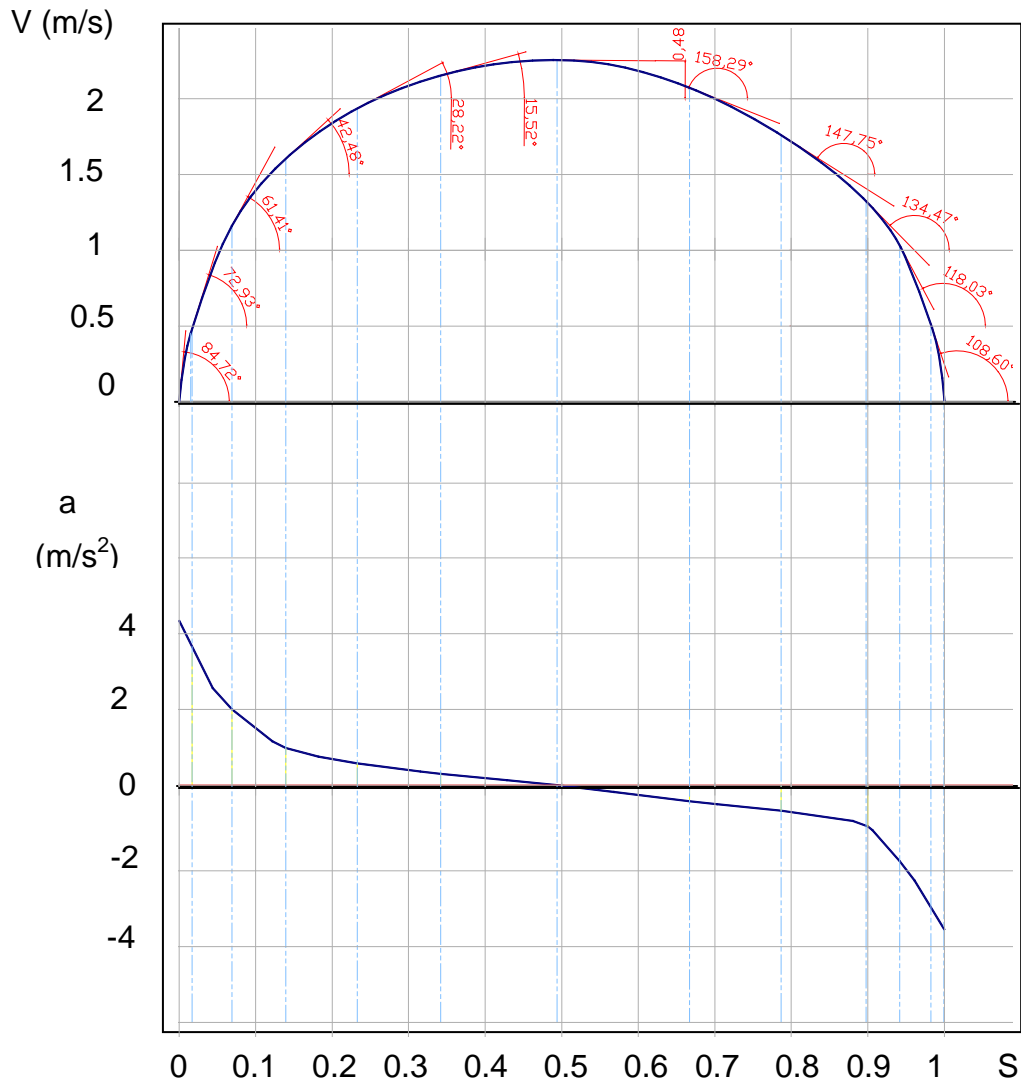


Fig. 4.7 Déduction de la courbe d'accélération à partir de la courbe de vitesse

Les résultats de calcul des accélérations pour les quatre courbes d'accélérations sont regroupés dans les tableaux 4.6 à 4.10.

Tableau 4,7 Détermination des accélération $a = f(S)$ $\alpha = 6^\circ$ $T = 9,2$ s $L = 5$ m

Angle au point de tangence (degré)	75	72,9	61,4	42,4	28,2	15,5	0	158,3	147,7	134,4	118,0
Tangente (Accélération)	3,73	3,26	1,83	0,92	0,54	0,28	0,00	-0,40	-0,63	-1,02	-1,88

Tableau 4,8 Détermination des accélération $a = f(S)$ $\alpha = 9^\circ$ $T = 6.1$ s $L = 5$ m

Angle au point de tangence (degré)	83,8	74,3	57,1	41,7	16,7	0	137,8	126,4	130,8	108,9	95,4
Tangente (Accélération)	9,34	3,56	1,55	0,89	0,30	0,00	-0,90	-1,35	-1,16	-2,92	-10,42

Tableau 4,9 Détermination des accélération $a = f(S)$ $\alpha = 12^\circ$ $T = 4.$ s $L = 5$ m

Angle au point de tangence (degré)	84,9	71,2	57,3	18,9	0	144,2	125,9	112,9	101,2	97,9
Tangente (Accélération)	11,36	2,95	1,56	0,34	0,00	-0,72	-1,38	-2,36	-5,04	-7,13

Tableau 4,10 Détermination des accélération $a = f(S)$ $\alpha = 15^\circ$ $T = 3.8$ s $L = 5$ m

Angle au point de tangence (degré)	85,6	79,4	68,2	54,2	33	1,6	134,1	115,2	106,7	97,3
Tangente (Accélération)	13,03	5,39	2,50	1,39	0,65	0,03	-1,03	-2,12	-3,32	-7,77

Pour obtenir une appréciation comparative de l'évolution des paramètres du mouvement de descente (vitesse, accélérations) en fonction de la distance parcourue, on a regroupé sur la figure 4.8 toutes les courbes de variation $v=f(S)$ et $a=f(S)$

Enfin, l'évolution générale des paramètres de descente (Vitesse, vitesses moyenne et maximale, durée de descente et Force de freinage) est décrite par les courbes de la figure 4.9

4.5 Résultats et interprétations des essais :

L'examen des courbes expérimentales fait ressortir la similitude avec les courbes obtenues dans l'analyse théorique. Ces courbes suivent une évolution parabolique

La première observation qu'on mettra en évidence est l'arrêt automatique du skip au point de descente. Ceci montre qu'il est possible d'appliquer un tracé curviligne pour équilibrer les installations de descente. D'autre part, au cours des essais, on a procédé par modulation de la masse de freinage pour obtenir l'arrêt automatique au point de déchargement. Une fois la masse adéquate trouvée, on a répété plusieurs essais et chaque fois le skip s'est immobilisé au point d'arrêt. On conclue donc qu'il est également

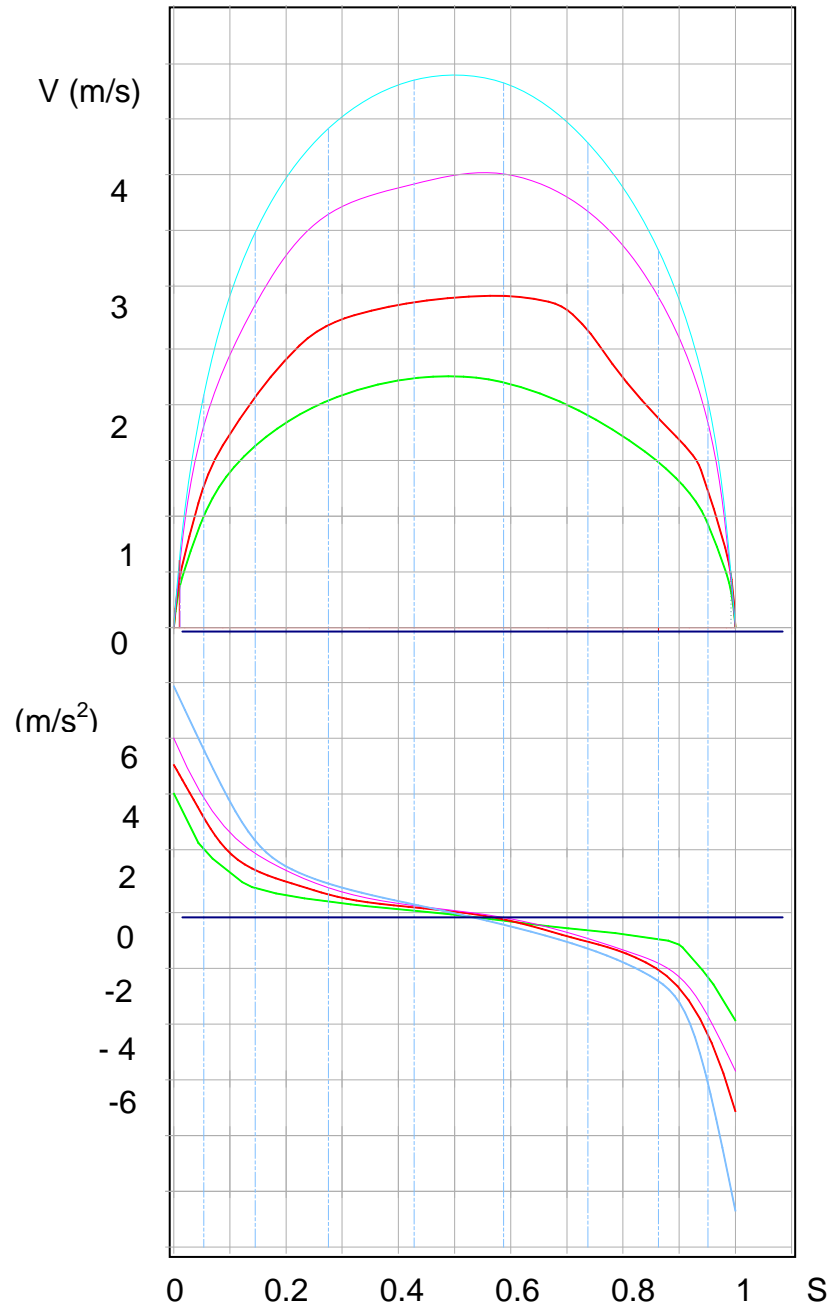


Fig. 4.8 Variation de la vitesse et de l'accélération en fonction de l'angle d'inclinaison α_0

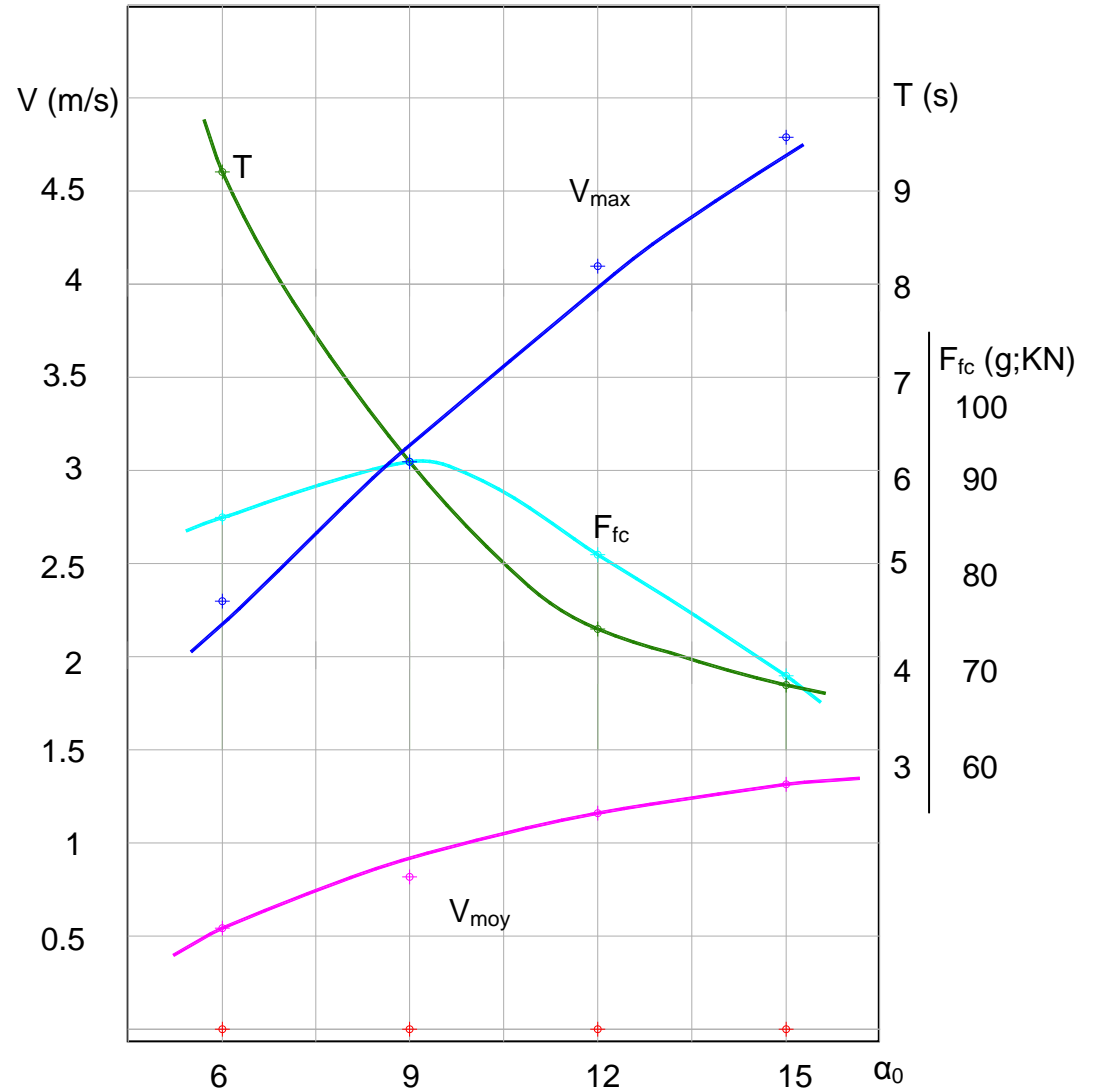


Fig. 4.9 Evolution des paramètres généraux d'exploitation en fonction de l'angle d'inclinaison α_0

T : durée de descente **V_{max}** : vitesse maximale
V_m : vitesse moyenne **F_{fr}** : force de freinage constante

possible de réaliser la descente libre avec arrêt automatique en appliquant une force de freinage constante.

L'évolution des vitesses tracées dans la figure 4.8 montre une variation progressive au cours de la moitié du tracé puis une décroissance progressive jusqu'au point d'arrêt. Ceci indique évidemment que le cycle de descente se compose de deux périodes à mouvement uniformément variable.

Ceci est mis en évidence par les courbes de variation des accélérations. La comparaison avec les courbes théoriques montre une différence due notamment aux difficultés de réaliser exactement sur le stand la courbure en arc de cercle. D'autre part, la déduction graphique de la variation des accélérations à partir des courbes expérimentales a induit des écarts inévitables. Cependant, on mettra en relief que du point de vue qualitatif, la variation des accélérations est progressive, ce qui limite les chocs dynamiques dans l'installation de descente. Ceci a été constaté au cours des essais où pour une force (masse) de freinage définie, le système fonctionne avec souplesse et sans secousse.

4.6 Conclusions :

- 1- L'étude expérimentale a montré la réalité de l'équilibrage dynamique des systèmes de descente par application du tracé curviligne.
- 2- L'évolution de la vitesse au cours de la descente simulée sur le stand se rapproche de l'évolution théorique. Cependant, il apparaît une certaine différence due notamment aux défauts dans la construction du stand. D'autre part, ces différences s'expliquent également par les perturbations de la similitude dynamique due à l'échelle de réduction importante du stand.
- 3- Les expériences ont confirmé l'existence d'un maximum de la force de freinage. De plus, la position de ce sommet est comprise dans le même intervalle que celui de l'analyse théorique.

Chapitre 5

**EVALUATION DE L'APPLICATION
DU TRACE CURVILIGNE POUR
LES SYSTEMES DE DESCENTE**

Chapitre 5

EVALUATION DE L'APPLICATION DU TRACE CURVILIGNE POUR LES SYSTEMES DE DESCENTE

5.1 But de l'analyse comparative

les recherches entreprises dans les chapitres précédents ont démontré que l'équilibre dynamiques des systèmes de descente par l'utilisation du tracé curviligne est bien possible. On entend par équilibrage dynamique l'aplanissement de la variation des charges dans le groupe moteur au cours du mouvement de descente.

Les avantages de l'application du tracé curviligne et par conséquent l'équilibrage dynamique les systèmes de descente sont évidents. En effet, l'aplanissement des efforts de traction, la suppression des chocs dynamiques lors du changement des efforts aux frontières des mouvements stables et instables, améliorent les conditions d'exploitation pour tous les éléments du système de descente et notamment pour le câble et le système d'entraînement.

Il est clair que chocs dynamiques au cours du processus transitoire provoquent des oscillations longitudinales et les variations des contraintes dans le câble. D'ailleurs, comme il a été démontré par plusieurs expériences /15/, l'amplitude des contraintes dans le câble, pour certaines conditions, dépassent de deux fois leurs valeurs moyennes.

Il est à signaler que les variations des contraintes dans le câble sont transmises aux organes d'enroulement, à la transmission et enfin sur l'arbre du moteur de commande. Celles-ci provoquent l'augmentation des contraintes de contact des éléments du système de descente. D'autre part, étant donné que ces oscillations sont incontrôlables, dites libres, elles conditionnent la variation de la différence entre tensions des brins du câble et par conséquent la variation de l'effort transmissible sur les organes d'enroulement et sur l'arbre du moteur de commande.

D'un autre côté, lors des chocs dynamiques importants transmis jusqu'à l'arbre du moteur, il y aura un appel important de courant électrique qui se transforme en surcharge électrique subie par les enroulements du bobinage du moteur. Mais il est à préciser ici que la valeur de ce courant dépasse la valeur admissible de surcharge électrique. Ceci

constitue l'une des causes essentielles des pannes dans les commandes des systèmes d'extraction.

Enfin, il faut mentionner l'usure et la destruction provoquées dans les organes intermédiaires du schéma de commande par l'action mécanique amplifiée par les dépassements des oscillations de contrainte.

A la base de ce qu'on exprimé ci-dessus, on peut avancer que l'aplanissement des charges au cours de la descente augmente la sûreté et la fiabilité de fonctionnement des systèmes de descente.

Si on parle des inconvénients liés au tracé curviligne, on peut les limiter à la complexité du tracé. Toutefois, cet inconvénient est relatif parce qu'il ne demande pas des investissements supplémentaires mais une attention et un application lors de la. Construction. Ajoutons encore que le rayon de courbure est assez important ce qui ne demande pas la construction des rails. Spéciaux. On pourra utiliser les rails ordinaires. On a parlé des avantages de l'utilisation du tracé curviligne en mettant en valeur le coté qualitatif.. L'évaluation quantitative des avantages en question ne pourrait être possible que sur la base d'une expérience de long terme avec deux systèmes de descente de comparaison. Toutefois et pour avoir une évaluation quantitative dans le cadre de ce travail, on entreprendra ure étude comparative touchant les valeurs des chocs dynamiques et la puissance installée de deux systèmes de descente : avec le tracé rectiligne et le tracé curviligne.

On a parlé des avantages de l'utilisation du tracé curviligne en mettant en valeur le coté qualitatif. L'évaluation quantitative des avantages en question ne pourrait être possible que sur la base d'une expérience de long terme avec les deux systèmes de descente de comparaison. Toutefois et pour avoir une évaluation quantitative dans la cadre de ce travail, on entreprendra une étude comparative touchant les valeurs des chocs dynamiques et al puissance installée de deux systèmes de descente : avec le tracé rectiligne et le tracé curviligne.

Les calculs son faits en partant de conditions de l'installation de Ouenza. Mentionnons que ces conditions se caractérisent par la longueur du tracé, $L = X_0 = 432,5$ m, la

dénivellation $H = 162$ m, l'angle moyen d'inclinaison. $\alpha_m = 22^\circ$, la masse du récipient vide $m_{rv} = 35$ t, la charge utile $m_u = 50$ tonnes, la masse du contrepoids $m_{cp} = 57$ tonnes, la masse métrique du câble $\rho = 13,65$ kg/m et la masse réduite du système $m_i = 248\ 000$ kg.

Notons que dans les deux cas on garde la même productivité de l'installation de descente qui est celle du projet. Elle se traduit par un cycle $T_c = 270$ s, le temps de descente $T = 110$ s.

5.2 Calcul du système de descente à tracé rectiligne :

Pour calculer le système de descente sur le tracé rectiligne, on garde le diagramme de variation des vitesses et des accélérations du projet de l'installation de Ouenza (voir figure 5.1). La cinématique de descente se caractérise par une période de démarrage $t_1 = 9$ s pour un parcours $l_1 = 20.25$ m, l'accélération étant constante $a = 0.5$ m/s². la période du mouvement uniforme $t_2 = 85.7$ s avec une vitesse maximale $V_{max} = 4.5$ m/s et une distance $l_2 = 396$ m. la phase d'arrêt est divisée en trois périodes à cause de la courbe de déchargement : la première avec un temps $t_3 = 6$ s, une décélération $a = -0.5$ m/s² et une distance $l_3 = 18$ m. Pour la période d'arrêt définitif dans la courbe de déchargement $t_5 = 3$ s, un parcours $l_5 = 2.25$ m et une décélération $a = -0.5$ m/s². Entre ces deux périodes, on prévoit une période de mouvement uniforme avec une vitesse $v = 1.5$ m/s (vitesse limite dans les courbes de déchargement), le temps $t_4 = 4$ s et $l_4 = 6$ m. Notons que la période avec la vitesse réduite $v=1.5$ m/s permet de compenser l'influence de la variation de la masse réduite sur la durée totale de la période d'arrêt, ce qui est nécessaire pour le système automatique.

Pour calculer le diagramme de variation des efforts statiques, on s'est basé sur l'équation générale (2.3). En la développant, on obtient l'expression de calcul suivante :

$$F_{st} = (K_1 m_u + m_{rv} + m_{cp} - \rho(L - 2x))g \sin \alpha_m - (f(m_u + m_{rv} + m_{cp}) + f_2 L \rho)g \cos \alpha_m - F_c$$

Ici

$K_1 = 1 - K'$; K' : coefficient qui tient compte des frottements supplémentaires (Voir Chap.2)

Les résultats de calcul sont présentés dans le Tableau 5.1 et traduits par le graphe correspondant sur la figure 5.1.

Les résultats de calcul indiqués dans le tableau sont présentés dans le tableau avec le signe positif ; mais en réalité, l'effort appliqué est négatif pour la commande, c'est ce qui est montré sur le graphe.

Tableau 5.1 Calcul des efforts dans le système de descente

Position (Voir fig., 5,1)	1	2	3	4	5	6
Distance parcourue, x en m	0	20,25	406,25	424,23	430,25	432,5
Fc en KN	0	0	0	-67,77	139,2	-82,04
Efforts statiques en KN	35,34	37,38	75,1	$\frac{77,91}{(10,3)}$	149,25	67,2
Efforts transmissibles KN	-89	$\frac{-86.6}{(37.3)}$	$\frac{76.1}{(200.1)}$	$\frac{201.91}{(10.13)}$	$\frac{149.25}{(273.25)}$	191.2

La valeur du choc dynamique de la courbe a été prise d'après le document du projet de l'installation. de déchargement parce qu'il est impossible de faire ce calcul sans connaître la courbe de déchargement. De la même manière et pour la même raison, on a pris les efforts dans la courbe de déchargement en utilisant le même t document. Cette évolution est définie d'un côté par la forme (courbure) de la courbe de déchargement et d'un autre côté par le processus de vidange du skip.

Pour calculer les efforts transmissibles, on complète le diagramme des efforts statiques par celui des efforts dynamiques correspondant aux périodes des mouvements non uniformes. Connaissant la même accélération pour toutes les périodes du mouvement instable $a = 0.5 \text{ m/s}^2$, le choc dynamique sera :

$$F_{dyn} = m_i a = 248\,000 * 0.5 = 124 \text{ KN}$$

Précisons que pour la période de démarrage, le choc dynamiques est positif, tandis que pour la période d'arrêt, il est négatif et par conséquent il augmente la valeur absolue des efforts transmissibles.

En examinant le diagramme des efforts, on remarque la grande variation des efforts dont l'amplitude varie de + 89 à — 273,25 KN., Ainsi, on a deux régimes de fonctionnement de la commande : le régime moteur et le régime générateur.

Pour calculer la puissance sur l'arbre de la poulie motrice, on utilise la formule suivante :

$$P = F v$$

Les résultats de calcul sont indiqués dans le tableau 5.2 et sur le graphe (voir fig.5.1).

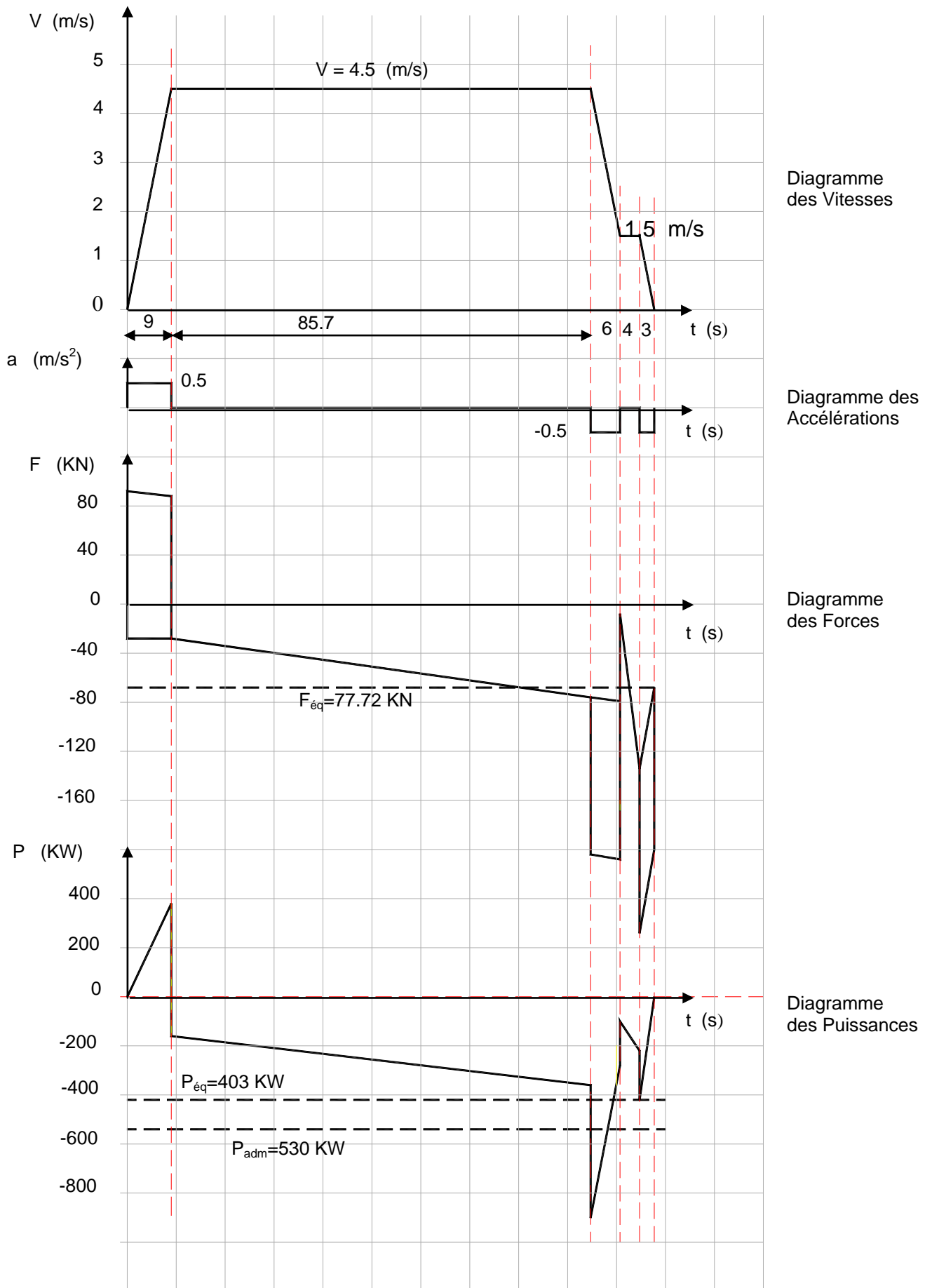


Fig. 5.1 Tachygramme du tracé rectiligne

Comme il apparaît sur le tableau suivant ainsi que sur le graphe de variation de la puissance, la grande variation de la puissance avec l'amplitude de variation de 389.8 à – 900.4 KW.

Tableau 5.2 : Calcul des puissances

Position (Voir fig., 5,1)	1	2	3	4	5	6
Puissance , KW	0	$\frac{389.8}{(-168.2)}$	$\frac{-342.4}{(-900.4)}$	$\frac{-302.86}{(-116.86)}$	$\frac{-223.87}{(-409.87)}$	0

Pour les installations qui travaillent avec un régime variable, la puissance de la commande est calculée selon deux considérations :

1- D'après l'échauffement du moteur :

$$P_{\acute{e}q} = \frac{F_{\acute{e}q} V_{\max}}{10^3 \eta_{red} \eta_m \eta_g} \quad (5.2)$$

2- D'après la surcharge admissible :

$$P_{adm} = \frac{F_{\max} V_{\max} \eta_{red} \eta_m}{10^3 \delta_{adm} \eta_g} \quad (5.3)$$

L'expression (5.3) est établie pour le cas où la commande travaille en régime générateur.

Dans les formules (5.2) et (5.3), on a :

η_{red} , η_m , η_g , désignent respectivement les rendements du réducteur, du moteur et du générateur. Leurs valeurs moyennes sont respectivement 0,95; 0,92; 0,93.

δ_{adm} est le coefficient de surcharge qui est égal au rapport entre la charge maximale et la charge nominale de la commande. Pour les moteurs à courant $\delta_{adm}=1,8$ à 2,5.

La force équivalente est calculée d'après la formule suivante :

$$F_{\acute{e}q} = \sqrt{\frac{\int_0^{T1} F_{pos}^2 dt + \int_0^{T2} F_{neg} dt \eta_{red}^4 \eta_m^4}{T_{\acute{e}q}}} \quad (5.4)$$

ici F_{pos} et F_{neg} sont respectivement les forces dans les régimes moteur et générateur

Le temps équivalent $T_{\text{éq}}$ tient compte de l'efficacité du refroidissement du moteur (ε) pendant les périodes du mouvement instable. Ce temps est calculé d'après :

$$T_{\text{éq}} = \varepsilon(t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5) \quad (5.5)$$

Pour $\varepsilon = 0.5$, on a $T_{\text{éq}} = 96.7 \text{ s}$

Le calcul suivant les formules (5.2), (5.3) et (5.4) et en ajoutant une réserve de puissance de 10 % donne :

$$P_{\text{éq}} = 443 \text{ KW} \quad \text{et} \quad P_{\text{adm}} = 525 \text{ KW}$$

5.3 Calcul du système de descente à tracé curviligne :

Pour réaliser la descente sur le tracé curviligne, il faut tout d'abord choisir la forme du tracé, c'est-à-dire déterminer l'angle de courbure α_c . Ayant le temps total de descente $T = 110 \text{ s}$, on déduit, en se référant la figure.3.6, l'angle de courbure $\alpha_c = 3^\circ$.

Ayant l'angle α_0 , on trace le diagramme de variation des vitesses à partir de la formule (3.56). Celle-ci permet de calculer la variation en fonction de la distance parcourue. Pour compléter le diagramme des vitesses par les périodes relatives à la courbe de déchargement, on procède au changement de la coordonnée d'abscisse: on passe de $v=f(s)$ à $v =f(t)$. Pour ce faire, on divise le diagramme $v=f(s)$ en dix intervalles puis on calcule le temps pour chaque tronçon (intervalle) en utilisant la relation suivante :

$$t = \frac{2\bar{S} S_0}{v_n + v_{n+1}}$$

S_0 : longueur du tracé jusqu'à l'entrée du point de déchargement ; elle est égale à 426.5m

v_n et v_{n+1} : vitesses aux frontières du nième intervalle (tronçon)

La variation du temps pour les différents tronçons est présentée sur le tableau 5.3.

Tableau 5.3 : Variation des vitesses

S	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
t (s)	23.2	9.8	7.9	6.9	6.8	6.8	6.9	7.9	9.8	23.2
V (m/s)	3.7	4.9	5.7	6.3	6.25	6.2	5.7	4.9	3.7	0

Pour calculer le diagramme de variation des accélérations, on procède de la même manière que pour celui des vitesses. La variation des accélérations est présentée sur le tableau 5.4

Tableau 5.4 : Variation des accélérations

S	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
t (s)	0	23.2	9.8	7.9	6.9	6.8	6.8	6.9	7.9	9.8	23.2
a (m/s ²)				0.07	0.035	0	-0.035	-0.07	-0.1	-0.15	-0.18

A partir des tableaux 5.3 et 5.4, on trace les tachygrammes de l'installation de descente projetée en les complétant par les parties des diagrammes de variation de la vitesse et des accélérations dans la courbe de déchargement (voir figure 5.1).

Ainsi, on trace graphiquement au point d'intersection entre la courbe de la vitesse et la droite de la vitesse $v = 1.5$ m/s dans la deuxième moitié de la courbe de vitesse. La période du mouvement uniforme dans la courbe de déchargement ($v = 1.5$ m/s) et ce pour une durée $t_4 = 4$ s. Ensuite, on abaisse du point correspondant à $t_4 = 4$ s la droite vers l'origine du temps ($v = 0$ m/s) et qui correspond à la période de décélération pour l'arrêt définitif. Cette dernière période dure 3 s. A partir de la construction graphique, on constate qu'en introduisant ces deux périodes, on n'a pas épuisé tout le temps T; en d'autres termes, le temps total de descente dans ce cas est inférieur à celui du cas précédent. Si on veut garder le temps total de descente initial $T = 110$ s, on augmentera la période de l'arrêt définitif, ce qui permettra de diminuer la décélération. En faisant les calculs, on trouve que le temps t_5 de l'arrêt définitif sera augmenté jusqu'à $t_4 = 6$ s, ce qui donne

$$a = -\frac{v}{t_5} = -\frac{1.5}{6} = -0.25 \text{ m/s}^2$$

La diminution de la décélération permet d'abaisser de moitié les efforts dynamiques lors de l'arrêt définitif.

On a noté qu'au départ, on a la descente sur un tracé curviligne avec l'arrêt automatique si on applique une force de freinage constante. Cette force est déterminée par la formule (3.73). Avec les données de départ, on trouve

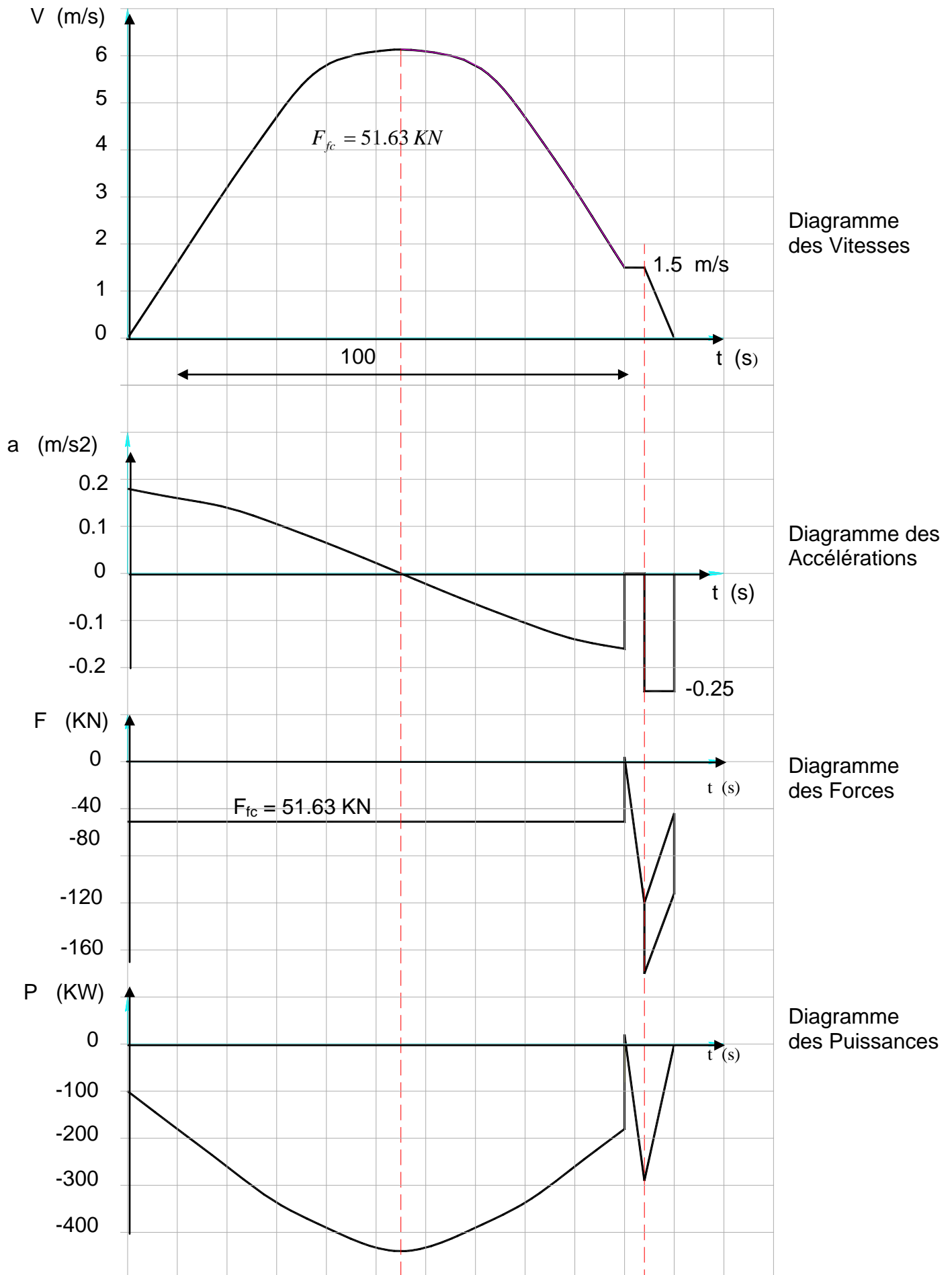


Fig.5.2 Tachygramme du tracé curviligne

Toutefois cette force développée par la commande est appliquée pour la descente sur le tracé curviligne choisi si on n'a pas de courbe de déchargement. Mais puisqu'on a décidé de ne pas modifier la construction de la courbe d'une part et ne connaissant pas l'équation de cette dernière d'autre part, on prend les efforts recueillis sur les documents de construction de cette installation.

On complète le diagramme des efforts en ajoutant aux points 2,3 et 4 les efforts correspondants. Le diagramme des efforts transmissibles est présenté sur la figure...

En examinant ce diagramme, on remarque que la variation des efforts est diminuée : l'amplitude varie de 16 à -190 KN. Cette variation n'a lieu évidemment que dans la courbe de déchargement, par ailleurs sa durée est relativement courte. Si on reconstruit le point de déchargement, on aplanira complètement la charge et on aura par conséquent une seule force constante pour toute la descente.

En se basant sur le diagramme des efforts transmissibles, on utilise les formules (5.3) et (5.4) . On remplacera dans ces dernières la vitesse maximale par la vitesse moyenne intégrale V_{mi} calculée d'après l'expression :

$$V_{mi} = \frac{\int_0^T v dt}{T}$$

Mais on sait que l'équation du temps est transcendante ; par conséquent, on ne pourra pas résoudre analytiquement cette intégrale. On utilisera la méthode d'approximation mathématique

$$V_{mi} = \frac{\sum_1^n v_{mi}}{n}$$

Où n : nombre de division suivant l'axe du temps.

A partir du tableau 5.3, on obtient $V_{mi} = 5.27$ m/s et les puissances

$$P_{\text{éq}} = 350 \text{ KW} \quad \text{et} \quad P_{\text{adm}} = 430 \text{ KW}$$

Précisons que le tracé de l'installation de Ouenza n'est pas rectiligne et suit la topographie du terrain avec une variation de l'angle d'inclinaison de 17 à 25. Par la même

méthode, on a traité les graphes de variation de la charge du projet de cette installation, on a déduit :

$$P_{\text{éq}} = 457 \text{ KW} \quad \text{et} \quad P_{\text{adm}} = 560 \text{ KW}.$$

5.4 Conclusion :

L'analyse des résultats de calcul de trois variantes met en évidence les conclusions suivantes

1) L'application du tracé curviligne diminue considérablement les chocs dynamiques au cours de la descente. L'amplitude de variation passe de 362 KN à 206 KN, soit une diminution de 43 % par rapport au tracé rectiligne, Pour le tracé curviligne, la force de freinage reste constante sur le tronçon principal du tracé et varie seulement pendant le passage du skip dans les courbes de déchargement. En changeant le mode de vidange des skips, on peut assurer la constance de la force de freinage durant tout le cycle.

2°) Pour la même durée de descente, l'utilisation du tracé curviligne permet de diminuer d'au moins deux fois la valeur maximale des accélérations. De plus, la variation des accélérations est plus régulière.

3°) Pour les mêmes conditions, le tracé curviligne assure la diminution de la puissance équivalente de 443 à 350 KW, soit un gain de puissance de 24 % par rapport au cas du tracé rectiligne de 25 % par rapport au tracé du projet de l'installation de Ouenza. Les puissances admissibles diminuent respectivement de 18 % et 23 %.

4°) La diminution de l'amplitude de variation des charges et du nombre de chocs dynamiques au cours de la descente améliore évidemment la fiabilité de l'installation.

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

CONCLUSIONS GENERALES :

En résumé de ce travail de recherche, on peut tirer les conclusions et recommandations suivantes :

- 1- Les installations de descente par skips constituent un moyen efficace de transport du minerai par rapport aux transports par gravité ou téléphériques. Considérant les conditions géologique et topographiques des gisements en Algérie, il existe des possibilités pertinentes pour l'emploi de ce type de transport.
- 2- Les expériences mondiales et surtout celles de l'installation de Ouenza montrent que le déséquilibre dynamique est à l'origine de la majorité des défauts et des pannes dans ces installations. Ce déséquilibre qui se traduit par la variation considérable des efforts transmissibles persiste surtout si on a la descente sur un tracé rectiligne.
- 3- La descente libre sous l'action de la pesanteur sur un tracé rectiligne comporte également certaines limites concernant la longueur et l'angle d'inclinaison du tracé de descente. Les distances limites sont définies par les formules (2.41) et (242) définies dans le chapitre 2. Les valeurs maximales des distances limites sont 1767 m pour $\alpha_{tr}=6^{\circ} 39'$ (Système à deux récipients) et 332,5 m pour $\alpha_{tr}= 14^{\circ}30'$.
- 4- Entre autres moyens, l'application du tracé curviligne se présente comme un moyen efficace pour réaliser l'équilibre dynamique des systèmes de descente. Elle permet d'aplanir la variation des forces transmissibles au cours de la descente et même d'avoir la descente automatique avec une force de freinage constante; ce qui a été démontré par l'analyse théorique et par l'expérience sur le modèle de simulation.
- 5- L'aplanissement des forces transmissibles lors de la descente évite les chocs dynamiques et par conséquent augmente la durée de vie des éléments composant le système ainsi que sa fiabilité en général. En remplaçant le tracé rectiligne par celui curviligne, on obtient une diminution de 43 % de l'amplitude de variation des chocs. D'autre part le tracé curviligne permet de dépasser les limites constatées pour le tracé rectiligne.
- 6- Avec un tracé curviligne, la puissance du groupe moteur diminue de 22 à 25 % par rapport au tracé rectiligne.
- 7- Pour la construction d'une installation de descente, il est préférable d'appliquer un tracé curviligne comme moyen d'équilibrage dynamique. Les autres moyens

d'équilibrage par câble queue comportent des inconvénients de construction et d'exploitation. D'autre part, la réalisation d'un tracé curviligne ne demande pas des travaux spécifiques ni des investissements supplémentaires, notamment si l'angle de courbure n'est pas important comme dans le cas de la mine de Ouenza. Cependant, une attention particulière est demandée lors de la réalisation du tracé.

- 8- Le calcul des installations de descente à tracé curviligne peut être entrepris d'après la méthodologie développée dans la présente thèse.

PERSPECTIVES :

Les perspectives pour le développement et la poursuite de cette étude peuvent être énumérées, de façon non exhaustive, dans les axes suivants

- 1- Développement des autres moyens d'équilibrage pour réduire la variation des efforts transmissibles en utilisant les compensateurs aérodynamiques ;
- 2- Définir les domaines d'application des moyens combinés d'équilibrage ;
- 3- Analyser l'interaction entre le câble et le tracé de descente pour préciser notamment les conditions de soulèvement du câble et proposer les moyens pour contrer ce soulèvement ;
- 4- Créer un modèle mathématique pour évaluer l'influence du frottement dans le système de descente ;
- 5- Déterminer la relation entre la charge utile et la durée du cycle optimale ;
- 6- Détermination du régime de fonctionnement du groupe de commande pour obtenir un taux de récupération maximale de l'énergie de descente ;
- 7- Propositions pour une conception générale des groupes de commande propres aux systèmes descente ;
- 8- Construction des récipients et leurs modes de chargement et de déchargement.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

1. VASSILIEV H.V., Transport combiné dans les carrières, Ed. NEDRA, Moscou, 1975.
2. BEDDIAR F., Recherche du coefficient de foisonnement suivant les caractéristiques géométriques des récipients et de la granulométrie du minerai (Conditions de la mine de l'Ouenza); Thèse de magister; Université de Annaba, 1984.
3. TCHAN ZOAN TCHYONG, Etude des systèmes de descente à câble, Institut des Mines de Moscou, Thèse de Doctorat Es Sciences, Moscou 1971
4. BRATCHENKO B.F., Installations stationnaires des mines, Ed. Nedra, Moscou 1977.
5. MORISSE WALTER, Gates for mine cages used for manwinding; Gluckauf + Translation 123; N° 16; 1987
6. NEWSUM J., Mineshaft installations, Large skip winding plants; The Mining Engineer; August 1988.
7. COLIN Read, Winder drum design; The Certificated Engineer July 1987.
8. TOM HYMERS, Aluminium skip, The design, manufacture and performance of aluminium skips, The South African mechanical engineer; Vol 39, August 1989
9. DIMACHKO B.L., GUERCHIKOV I. Y., EREVNIVITCH A., Machines minières, Treuils et Machines d'extraction électriques des mines, Guide technique, Ed. Nedra, Moscou 1974.
10. NOSSIREV B.A. Installations d'extraction par skips inclinés pour les carrières, Ed. de l'Institut des Mines Sverdlovsk, Sverdlovsk 1972
11. TOLBA S., Etude des régimes cinématiques et dynamiques des systèmes de descente du minerai par skips; Thèse de magister, Université de Annaba, 1985.
12. FEDOROV Z.M., KHADJIKOV R.N., KHATCHEROVSKY V .M. Installations d'extraction des mines, Ed. NEDRA , Moscou 1984
13. JANSSENS B. Cours de mécanique rationnelle, Tome 2, Dynamique du point et des systèmes. Ed. Dunod, Paris
14. TARG S. Mécanique rationnelle Ed. Mir, Moscou 1984.
15. ELANTCHIK G.M, Systèmes d'extraction équilibrés des mines; Ed. OUGLETECHIZDAT; Moscou 1987.
16. SPIVACOVSKY A.C., RJEVSKYV.V., VASSILIEV M.V. Technologie continue des exploitations à ciel ouvert ; Ed. Nedra, Moscou 1976

17. KOUZNETSOV B.A., transport dans les entreprises minières Ed. Nedra, Moscou 1978
18. ERNEST C., GABRIEL M. , GERMAIN G., Physique Ed. Masson, Paris-New York ; 1981
19. FEYMAN R.P., mécanique 1 (Aérodynamique) Inter Edition, Paris 1979.
20. GRICHKO A.P. Machines stationnaires des carrières. Ed. Nedra ; Moscou 1982
21. Walker S.C., « Mine Winding and Transport » Elsevier, Amsterdam, 1988
22. ATKINSON. T. "Selection of Open Pit Excavating and Loading equipment »; Institute of Mining and Metallurgy, Trans. A80, N°776, pp. A101-29. July 1971
23. TOLBA. S., SAAD. S, BOURAS S. « Correction du déséquilibre dynamique dans les installations de descente à câble» Revue Synthèse N°15, Université Badji Mokhtar, Annaba, 2ème semestre 2006
24. TOLBA. S., SAAD. S., BOURAS S. Design of a haulage system operating on a downward curvilinear track , Journal of Engineering and Applied Sciences, January-Mach 2007 , pp 81-85
25. COMOLET R., Mécanique expérimentale des fluides. Dynamique des fluides réels, turbomachines, 2ème Edition, Ed. Masson ; Paris New York, 1976
26. FEUVRIER Ch. V., La simulation des systèmes ; Ed. Dunod, Paris 1991
27. D. LEBORNE, F. GORLAS et R. PONCHON, L'extraction par puits de la mine d'uranium de Bellezane de Cogema; Industrie Minérale; Mines et Carrières; Mai 1986.

Résumé :

Un des problèmes essentiels rencontrés dans les installations de descente à câble est le déséquilibre considérable entre les tensions des deux brins du câble provoqué par la variation de la charge. Cette variation causée principalement par la masse du brin de câble descendant induit une amplitude dans la variation du couple appliqué au groupe de commande.

Pour maintenir la vitesse du récipient dans les limites recommandées et limiter la puissance du moteur d'entraînement ainsi que son régime de fonctionnement, on réalise l'équilibrage dynamique du système de descente. Il consiste à agir de manière à limiter la différence entre les tensions des deux brins du câble du système de descente.

Dans cette thèse, on a analysé les paramètres essentiels de fonctionnement des installations de descente. On a abordé d'autre part, les différents moyens pour réaliser l'équilibrage dynamique de ces installations. Parmi ces moyens, on préconise l'application d'un tracé de descente à angle d'inclinaison variable pour la réalisation de l'équilibrage dynamique des systèmes de descente. Ainsi, grâce à la forme curviligne du tracé, la décomposition des forces agissant sur chaque brin du câble est telle qu'on réalise l'égalité des tensions entre les deux brins du câble. L'autre avantage de ce type d'équilibrage est l'application par la commande d'un couple résistant constant, ce qui constitue un facteur important pour le choix et l'utilisation rationnelle de la puissance de la commande.

Une étude expérimentale exécutée sur un stand construit spécialement pour cette étude nous a permis de voir l'influence des moyens d'équilibrage préconisés.

Enfin une étude comparative, avec les données d'une installation réelle ont démontré l'efficacité de l'équilibrage dynamique par application d'un tracé curviligne sur la diminution de l'amplitude des efforts transmissibles ainsi que la réduction de la puissance du groupe de commande.