

19/83

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

U. S. T. H. B.



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie-Mécanique



THÈSE DE FIN D'ÉTUDES



**CHAÎNE DE COUPE DES BANDES LAMINÉES
DE L'ALLIAGE D'ALUMINIUM**
A L'AIDE D'UNE CISAILLE VOLANTE

Proposé et suivi par :

I. TROITSKI

Maître-assistant à l'E.N.P.

Étudié par :

H. CHIBANE

Promotion Janvier 83

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

U. S. T. H. B.



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie-Mécanique



THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

**CHAÎNE DE COUPE DES BANDES LAMINÉES
DE L'ALLIAGE D'ALUMINIUM
*A L'AIDE D'UNE CISAILLE VOLANTE***

Proposé et suivi par :

I. TROITSKI

Maitre-assistant à l'E. N. P.

Étudié par :

H. CHIBANE

Promotion Janvier 83

-ooOoo- " **L**i poussé du démon, tu ne feuilletes pas
ce livre, apprends que tout fripon est indigne de vivre."

L'apprends aussi que ,

- Nul ne nait formé,
- Nul ne nait connaisseur,
- Nul ne nait instruit,

Mais chacun peut et doit
le devenir. -ooOoo-

.../...

L E D I C A C E S -----

- /-) mon père ,
- /-) ma mère ,
- /-) mes frères et sœurs ,

- /-) tous ceux qui , par leur présence ou en
pensée, ont contribué à ma formation,

Je dédie ce modeste travail .

HACENE

R E M E R C I E M E N T S

Je tiens, tout particulièrement, à remercier monsieur IGOR TROISTSKI pour l'assistance et tous les conseils qu'il n'a cessé de me prodiguer pour la réalisation de ce projet. Qu'il trouve ici l'assurance de mon amitié.

Mes remerciements vont aussi à tous les professeurs que j'ai eu le plaisir de côtoyer et particulièrement ceux du département de GENIE MECANIQUE .

Je tiens, également, à remercier monsieur F.KEDDADA, responsable du service technique de la société ENCOTRAB, pour son aide matérielle .

Enfin, que tous ceux qui, par leur présence ou en pensée, de près ou de loin ,matériellement ou moralement, ont contribué à ma formation trouvent ici l'expression de mes sincères remerciements .

R
.....

DONNEES DE BASE DU PROJET DE FIN D'ETUDES

CHAÎNE DE COUPE DES BANDES AMINÉES
 DE ALLIAGE ALUMINIUM
 AIDE D'UNE CISAILLE VOLANTE

- 1°/ VITESSE DE MARCHÉ DE LA BANDE 0,5 + 2,5 m/s
- 2°/ DIMENSIONS DES TOLES :
- Epaisseurs 0,6 + 3 mm
- Largeurs 1000 + 1500 mm
- 3°/ MATERIAU DES TOLES : Alliages d'Aluminium.
- 4°/ PROPRIETES MECANIQUE DE LA BANDE.
- Module d'élasticité longitudinale. E = 7100 daN /mm²
- Charge de rupture R_r = 52,0 daN /mm²
- Limite d'élasticité R_e = 48,3 daN /mm²
- Allongement relatif A_g = 31,5 %
- 5°/ NOMBRE DE COUPS PAR MINUTE 6 + 60 Coups/min
- 6°/ LONGUEUR DE L'ARRETE TRCHANANTE DE COUPEAU 1700 mm
- 7°/ ANGLE D'INCLINAISON DU COUPEAU = 0°20'

TABLE DES MATIERES

Introduction, généralités et but de l'étude	1
CHAPITRE. I : TECHNOLOGIE DE COUPE SUR LA CHAINE.	
I - 1 : Equipement de la chaîne	2
I - 2 : Engagement de la bande dans la chaîne	3
I - 3 : Fonctionnement de la chaîne en régime automatique	8
CHAPITRE. II. : DESCRIPTION DES CONSTRUCTIONS DES CISAILLES DE COUPE TRANSVERSALES.	
I	
II - 1 : Rappel sur le processus de cisailage	10
II - 2 : Différents types de cisailles	
II-2-1 : Cisaille stationnaire pour découpage transversale des tôles ..	12
II-2-2 : Cisaille volante à tambours	16
II-2-3 : Cisaille volante équilibrante	17
CHAPITRE. III : CISAILLE VOLANTE AVEC MACHINE A DRESSER A 11 ROULEAUX .	
III - 1 : Description du fonctionnement et de la construction	23
III - 2 : Calcul des efforts de coupe	25
III - 3 : Calcul dynamique	
III-3-1 : Détermination des vitesses	29
III-3-2 : Détermination des accélérations	39
III-3-3 : Détermination des moments réduits	52
III - 4 : Calcul de la machine à dresser	59
III - 5 : Choix du moteur.	
CHAPITRE IV : CALCUL DE QUELQUES ELEMENTS A LA RESISTANCE.	
IV - 1 : Calcul de l'arbre principal à la résistance	64
IV - 2 : Calcul des roulements	67
IV - 3 : Calcul des coussinets de la bielle	68
CONCLUSION	69
BIBLIOGRAPHIE	70

TABLE DES TABLEAUX ET GRAPHIQUES.

TABLEAUX :

- 1 : Vitesses des différentes pièces	38
- 2 : Vitesses angulaires des différentes pièces	39
- 3 : Accélérations des centres de gravité	49
- 4 : Accélérations des différentes pièces	50
- 5 : Accélérations angulaires des différentes pièces	51
- 6 : Moments réduits par rapport au pôle	57

GRAPHIQUES.:

- Vue générale de la chaîne
- Epure des vitesses
- Epure des accélérations
- Levier de JOUKOVSKI
- Vue frontale en coupe de la cisaille
- Vue de gauche en coupe de la cisaille
- Arbre d'entraînement principal

INTRODUCTION, GENERALITES ET BUT DE L'ETUDE :

Le développement rapide de l'emploi de l'Aluminium et de ses alliages, a amené une extension rapide d'usines de fabrication des produits laminés et une augmentation encore plus rapide de la puissance des moyens mis en oeuvre pour fabriquer ces produits dans des conditions économiques.

Pour répondre aux besoins accrus du client (quantitativement et qualitativement), les ingénieurs mécaniciens ont décidé de moderniser et d'automatiser complètement les méthodes de production, entre autre l'obtention des tôles laminées de l'alliage d'aluminium par cisailage.

Bien que l'industrie de l'Aluminium soit encore très jeune, elle a bénéficié d'une somme de recherches très poussée aussi bien en nombre qu'en qualité, qui ne le cède en rien à aucune d'autre.

La découverte des alliages d'Aluminium (avec Cu - Fe - Mn γ Mg - Zn et Si) est venue révolutionner le monde de l'industrie moderne. Ces alliages d'Aluminium possèdent des propriétés semblables à celles d'un bon Acier de construction. Pour ce qui est des champs des applications de ces alliages, ils ne cessent de s'élargir. En voici quelques exemples :

Constructions machines, moteur, matériels roulants, constructions navales et aéronautiques, pont roulants, charpentes métalliques ... ect.

En fait, le but de ce présent travail est d'étudier et de concevoir une ligne de débitage de tôles d'alliages d'Aluminium d'épaisseurs 0,6 à 3 mm sur une largeur de 1000 à 1500 mm. Cette ligne de débitage ou ligne de Cisailage est à haute productivité. Sa fonction principale est de sectionner une bande de tôle de plusieurs centaines de mètres, présentée sous forme de bobines, en élément de longueur restreinte, variable selon les besoins. Le type de cisailage utilisé pour sectionner la Bande est une cisaille volante à lames à doubles inclinaison dont nous ferons une étude plus détaillée. En outre, la ligne de cisailage effectue également d'autres travaux tels-que mise à largeur, planage, tirage huilage.

Nous noterons enfin, l'intérêt et les avantages que pourrait conférer un tel système de chaîne de coupe notamment la précision des dimensions et un débitage en série quantitatif.

CHAPITRE I. TECHNOLOGIE DE COUPE SUR LA CHAÎNE

I. 1. EQUIPEMENT DE LA CHAÎNE.

- Dispositif qui charge (poste de stockage des bobines.)
- Machine à dérouler flottante ou débobineur flottant.
- Machine à enlever la ceinture. (Pour enlever l'enveloppe de la bobine).
- Dispositif à rabattre le bord avec une machine à dresser.
- Appareil de mesure de l'épaisseur de la bande.
- Cisaille volante à levier avec récolteuse.
- Dispositif à galet de guidage.
- Cisaille à disques avec dispositif à emettre les bords et muni d'une récolteuse.
- Galets d'entrainements.
- Boucleur.
- Dispositif de centrage.
- Galets d'entrainements.
- Cisaille volante avec machine à dresser à 11 rouleaux.
- Transporteur à moteur linéaire.
- Empileur de tôles à vide à moteurs linéaires.
- Machines à impregner à l'huile.

I - 2 ENGAGEMENT DE LA BANDE

- L'ordre d'avancement du métal se fait de la manière suivante :
Transport de la bobine pour la mettre sur une table stationnaire (poste de stockage) manoeuvrée par un dispositif qui charge. Le poste de stockage est relié à la ligne par un car élévateur axant la bobine sur le tambour de la débobineuse. Le mouvement de la bobine vers la débobineuse se réalise de la manière suivante :

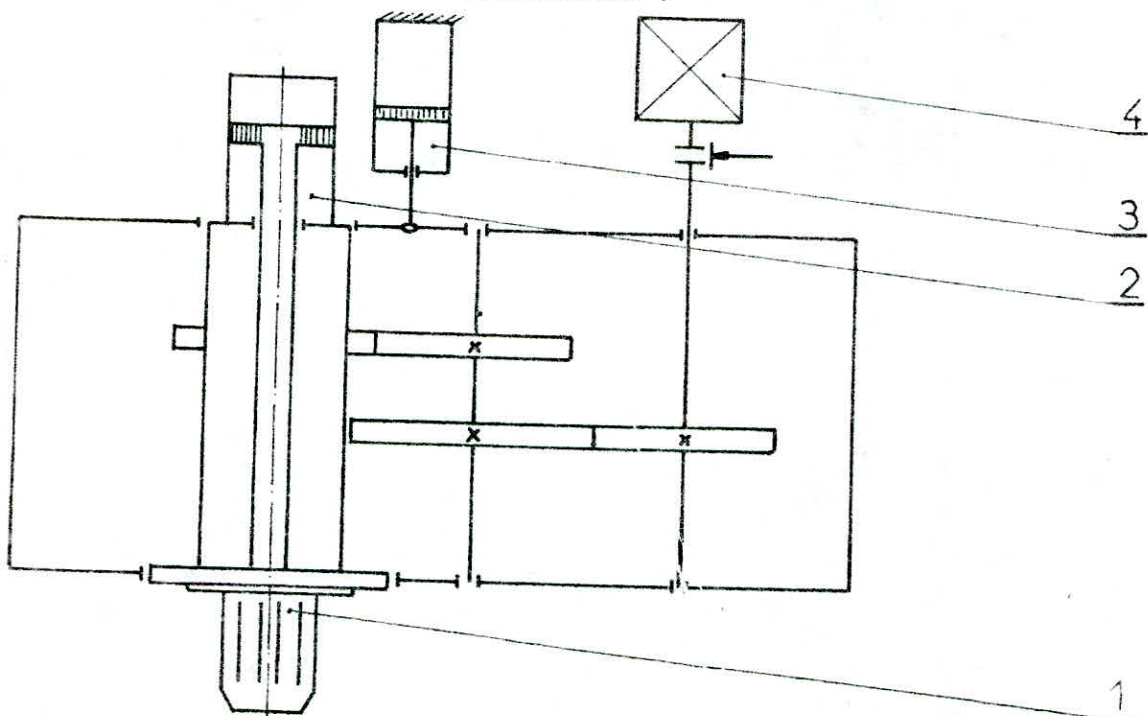
- La bobine à débiter en tôles s'élève de la table stationnaire et se déplace vers la débobineuse grâce à la table du chariot de charge. (On les appelle aussi les élévateurs). Ce dernier fixe la bobine sur le tambour de la débobineuse.

- La bobine se pose symétriquement par rapport à l'axe longitudinal de la chaîne de coupe grâce à un dispositif prévu spécialement pour ça au niveau de l'installation.

- Une fois orientée, la bobine est fixée rigidement sur le tambour par les cônes à déplacement latéral commandés par verins hydrauliques.

- A ce moment, le rouleau de serrage commandé aussi par verin hydraulique descend pour préserver la bobine de déroulement pendant l'enlèvement de la ceinture (enveloppe) et permet aussi de maintenir une pression sur les spires extérieures lorsque l'on commence le déroulement de la bobine. On évite ainsi les frottements de spires générateurs de griffures. Le rouleau de serrage est aussi destiné à mettre en mouvement le bord frontale dans la machine à rabattre.

SCHEMA CINEMATIQUE DE LA DEBOBINEUSE :



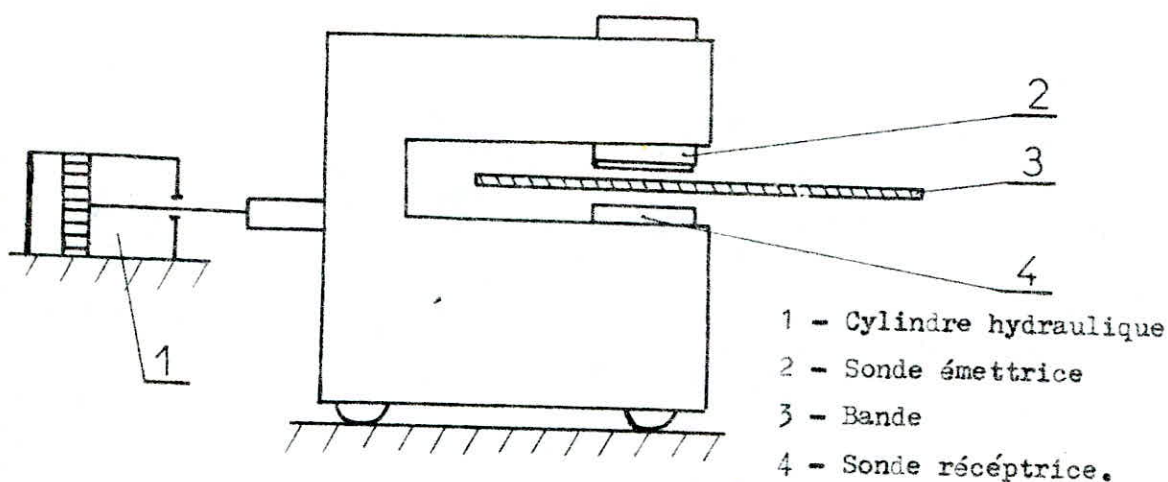
- 1- Tambour
- 2- Cylindre hydraulique pour la fixation de la bobine
- 3- Cylindre hydraulique pour le déplacement de la débobineuse
- 4- Moteur électrique pour entrainer le tambour. C'est un moteur asynchrone triphasé, série Cuiracem, type 315 Mr 4, puissance 110 kw, vitesse de rotation $N = 400 + 1500$ tr/mm' vitesse en charge 1475 tr/mm alimenté par une tension de 380 à $I = 210$ A.

- Pendant le travail, la débobineuse crée une tension égale à $400 + 2000$ kgf. Elle doit être construite pour obtenir un passage correct de la bande et particulièrement sans plissage. Car, un accroissement de tension côté débobineuse entraîne une réduction d'épaisseur et inversement.

- Pour que la bande soit axée convenablement pendant le travail, la débobineuse est munie de photo-têtes dont la commande est destinée à diriger le cylindre hydraulique de déplacement de la débobineuse. Une fois la bobine posée, on la fait tourner de telle - sorte à avoir le premier bord frontale à la portée, à ce moment une glissière (ou gratteur) ramène ce bord et un dispositif à rouleaux s'en empare pour le rabattre. C'est en quelque sorte une opération de "dressage".

- Après ce dressage du premier bord frontale, on passe au contrôle de son épaisseur :

SCHEMA DU DISPOSITIF DE CONTROLE DE L'ÉPAISSEUR.



- Ce type de contrôle est basé sur le fait que lorsqu'on a un métal non ferromagnétique se trouvant dans un champ magnétique alternatif, il absorbe de l'énergie électromagnétique par création de courants de FOUCAULT d'autant plus que son épaisseur est plus grande.

- On fait passer la bande entre les deux sondes (têtes) l'une émettrice, l'autre receptrice. Celle-ci est parcourue par un courant induit qui diminue quand l'épaisseur augmente. La tension induite, amplifiée et redressée, agit sur un voltmètre servant d'indicateur de tolérance, après avoir été comparée à une tension de référence.

- Une fois ce contrôle d'épaisseur fait, la bande est engagée dans le raboteur et le dresseur à cinq rouleaux. Au moment du passage de la bande dans la machine à dresser, l'opérateur donne une commande pour faire retourner la glissière (ou gratteur) dans position initiale.

La course de la glissière (ou gratteur) ne dépasse pas 900 mm.

Le dresseur à cinq rouleaux crée une force de tirage allant jusqu'à 500 kgf.

- Après ce dressage, la bande s'engage dans une cisaille volante à levier avec récolteuse. Cette dernière a pour rôle de cisailer le premier bord frontale et le dernier allant jusqu'à une épaisseur de 4 mm. Cette cisaille se compose de certains organes dont nous citons les principaux :

- Chassis
- Mécanisme de coupe
- Mécanisme qui commande le découpage
- Mécanisme de mise en mouvement du premier et du dernier bord de la bande.
- Transmission de cisaille

- Pour tenir la bande pendant l'opération de coupe et afin d'améliorer le cisailage des bords, le mécanisme est muni d'un dispositif pour serrer allant jusqu'à une tension de 1000 kgf. La partie cisailée est par la suite coupée en morceaux de 500 mm de largeur et ensuite récoltés dans une récolteuse.

La bande est mise maintenant en mouvement dans dispositif à galets de serrage et de centrage donc (guidage). Et, la chaîne commence sa vitesse d'engagement.

LES BRANCHEMENTS :

- On branche la transmission de la débobineuse et la machine à dresser sous l'action du cylindre hydraulique. La partie supérieure (munie de deux rouleaux) descend.

- On branche la transmission de la cisaille à disques avec découpage des rives en copeaux. Dans ce cas la transmission des rouleaux d'entraînement est mise en marche. Lorsque les galets de guidage (ou centrage) se dégagent, ceux d'entraînement s'engagent.

- La transmission du transporteur du boucleur est aussi branchée et mise en marche à la vitesse d'engagement.

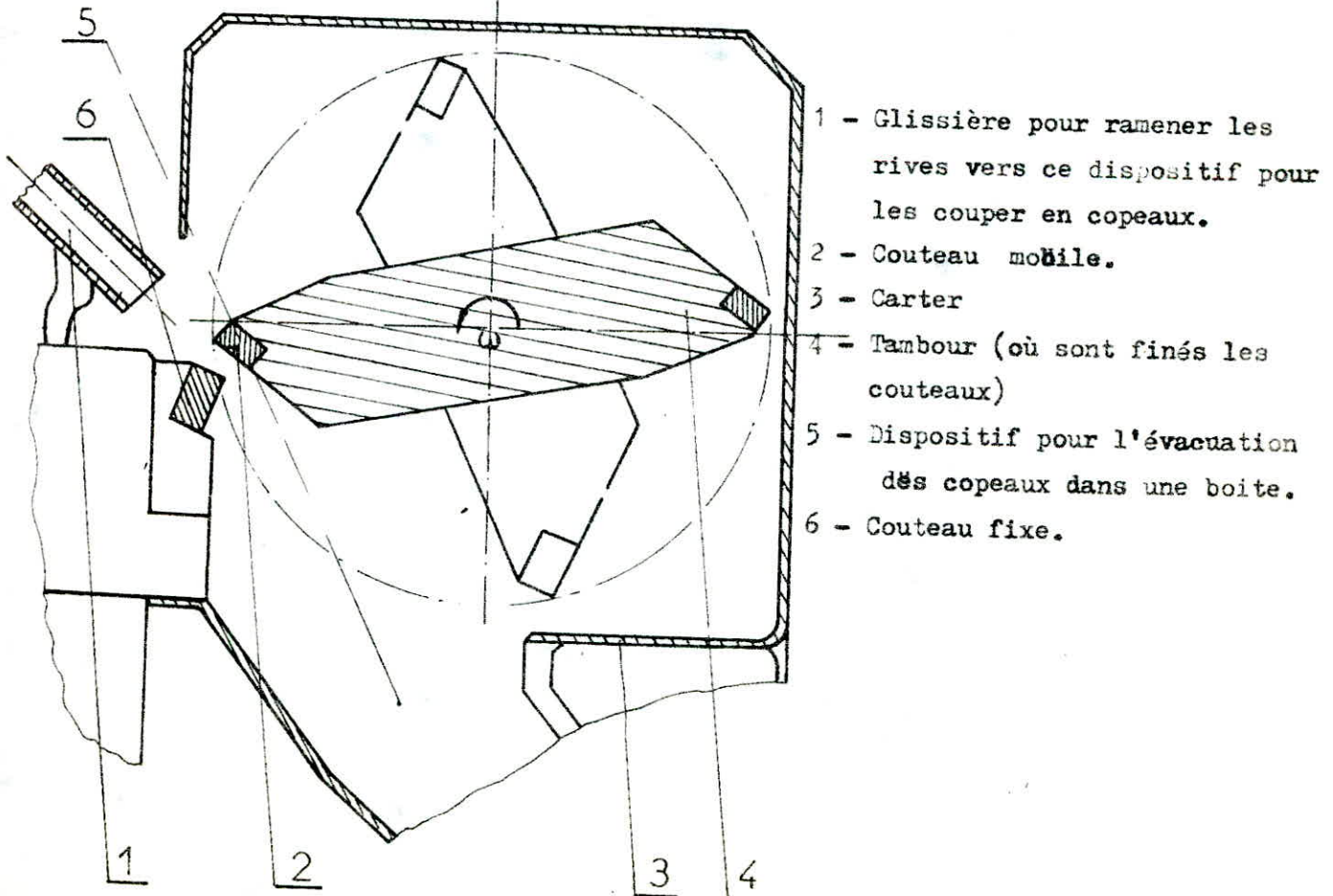
FONCTIONNEMENT DES CISAILLES A DISQUES

- Pendant le mouvement de la bande, Les cisailles à disques réalisent le découpage des bords latéraux suivant une largeur de 60 mm. Ces cisailles à disques ont une force de coupe allant jusqu'à 12 000 kgf. Les couteaux sont groupés deux par deux.

- Cette opération de coupe des rives s'appelle aussi refendage. Le réglage de la profondeur de coupe et le jeu latérale sont prévus en fonction de l'épaisseur de la bande et des propriétés mécaniques du métal.

- Les déchets de rives sont guidés vers un autre dispositif pour les découper en petits copeaux. Et, à l'aide d'un transporteur, ils sont grossièrement dirigés vers une boîte qui les déchargent quand c'est nécessaire.

SCHEMA DU DISPOSITIF QUI COUPE EN COPEAUX LES RIVES.



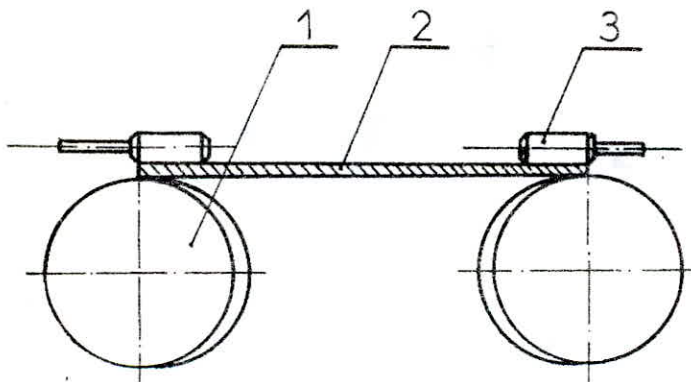
Ce mécanisme est composé de :

- Deux couteaux fixes (l'angle entre les deux couteaux aux niveaux des deux tambours est égale à 90°). C'est pour réaliser une coupe continue.
- Deux couteaux mobiles.

La vitesse de rotation des tambours est égale à $350 + 1000$ tr/mm.

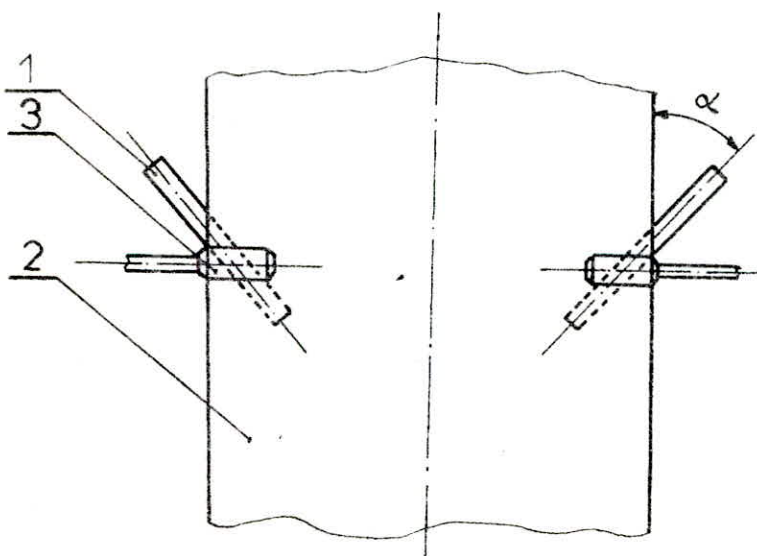
- Après ce cisailage, la bande s'engage dans une ébarbeuse (sert à nettoyer les bords tranchants). Elle est composée d'un système de couteaux disques de diamètre $140 + 160$ mm installés sous un angle de 30 à 60° vers la ligne (ou trait) de coupe. La rotation des disques de couteaux et les rouleaux de serrage est assurée par les forces de frottements entre la bande en déplacement, les surfaces latérales des rouleaux et la surface des couteaux de disques. Le réglage des couteaux est assuré manuellement .

SCHEMA DE L'EBARBEUSE



- 1 - Couteau de disques
- 2 - Bande
- 3 - Rouleau de serrage

$\alpha = 30 + 60^\circ$ (Angle entre le couteau de disque et le déplacement de la bande).



(sens de déplacement de la bande 2)

- Par la suite, la bande est engagée maintenant dans le boucleur et dans les rouleaux d'entraînement au nombre de onze de la machine à dresser, la bande une fois centrée dans le 1^{er} rouleau vertical de centrage, elle se déplace plus loin. Et c'est à partir de ce moment que les photos - têtes sont branchées afin de donner la commande pour arrêter la transmission des rouleaux d'entrainements et à cet instant le transporteur du boucleur descend pour former une boucle de 3 à 6 m.

REMARQUE

L'élévation et la descente du châssis du boucleur est assurée par un cylindre hydraulique de diamètre 100 mm et de course 630 mm.

- Après avoir réaliser la boucle, la bande entre dans la machine à dresser avec la vitesse d'engagement.

- C'est au moment de prendre la bande par les rouleaux de la machine et ceux de la cisaille volante, qu'a lieu de démarrage automatique de tous les mécanismes de transports de la chaîne de coupe transversale, de la vitesse d'engagement à la vitesse de travail.

- Les rouleaux d'entrainements supérieurs de la machine à dresser sont élevés à la position extrême (hors service) c'est les rouleaux (12).

I - 3 FONCTIONNEMENT DE LA CHAÎNE EN RÉGIME AUTOMATIQUE

- Lorsque la chaîne passe à la vitesse de travail, le système automatique de coupe de la bande en tôles est branché. La longueur des tôles coupées est réglée par un opérateur. Elles passent sur un transporteur muni d'un moteur électrique linéaire qui a pour but de préserver de griffures la surface de dessous des tôles en mouvement avec une vitesse de 3 m/s. Le branchement de chaque paire des 13 paires des moteurs linéaires plans se fait au moment de l'approche du levier du bord frontale de la tôle.

- Une tôle est accélérée par les moteurs linéaires jusqu'à la vitesse voisine de la vitesse du transporteur. Par la suite, les moteurs s'arrêtent automatiquement. (Type ПЛН П₇). La tôle descend sur le tapis transporteur et est axée à l'aide des règles de centrage. Le poids max. qu'il peut supporter le transporteur est de l'ordre de 60 daN.

- Après le transporteur, la tôle entre dans un rouleau de machine à empiler (empileur). Dans ce type de construction, on utilise un empileur de type VACUM,

Avec des moteurs linéaire. C'est-à-dire la pression entre la surface de la tôle et le châssis de l'empileur est faible par rapport à la pression atmosphérique. Ceci est réalisé grâce à un dispositif de type AEROEJECT. Le châssis de l'empileur est muni de plusieurs tubes creux joints entre eux, des ventilateurs puissants soufflent de l'air suivant ces creux avec une grande vitesse. En dessous des trous existe un espace avec une pression faible et le résultat de ces différentes pressions sert à serrer les tôles avec la châssis de l'empileur.

- Les moteurs linéaires jouent aussi un rôle de freinage. La course de freinage ne dépasse pas 0,4 m. La vitesse de déplacement de la tôle diminue jusqu'à la valeur d'1 m/s. Ensuite elle est transportée jusqu'au butoir de l'empileur qui est installé en correspondance avec la longueur de la tôle coupée. L'intervalle entre deux tôles après le freinage est de 0,31 seconde.

- Une fois l'empileur rempli, le paquet de tôles descend par l'intermédiaire d'une table commandée par des photo - têtes? la hauteur maximum des chutes des tôles sur le paquet ne dépasse pas 210 mm.

- Après avoir obtenu la hauteur du paquet voulue, on arrête l'empilage et la table descend vers sa position extrême du bas. Le tapis avec la paquet de tôles est posé sur le chariot du dispositif de décharge et d'ici le paquet de tôles est prêt pour l'évacuation. A ce moment, au niveau de l'empileur, un autre chariot avec un tapis vide entre action. Cette opération, ne dépasse pas 30 secondes.

- L'opération d'évacuation du paquet avec tapis se fait à l'aide d'un plan électrique. Le poids maximum du paquet avec tapis est 16410 daN et sans tapis 15 000 daN.

COUPE DU DERNIER BOUT FRONTALE DE LA BANDE

- Avant le débobinage total de la bobine, lorsqu'il ne reste que quelques spires, l'opérateur exerce une commande pour faire descendre le rouleau de serrage et diminue la vitesse de déplacement de la bande jusqu'à 1,2 m/s.

- Dans la première partie de la chaîne, (avant la boucle), le dernier bord frontale de la bande sera coupé par la cisaille volante et ensuite découpé en morceaux puis récolté.

- Le dernier trançon de la bande de longueur environ 1600 mm s'engage dans la cisaille volante. Le rouleau de serrage s'élève dans la position haute extrême. La cassette supérieure de la machine à dresser à cinq rouleaux se libère sans que la chaîne ne s'arrête. La cisaille volante continue le découpage des restes de la bande en tôles de longueurs données. Cette dernière fait sortir le boucleur et sous l'action de cylindres hydrauliques celui-ci monte.

- Une fois le traitement de la bande terminé la chaîne s'arrête automatiquement.

CHAPITRE II. DESCRIPTION DES CONSTRUCTIONS DES CISAILLES DE COUPE TRANSVERSALE

II. 1 RAPPEL SUR LE PROCESSUS DE CISAILLAGE

- C'est le procédé le plus fréquent pour le découpage des tôles de faible et moyenne épaisseurs. Il est basé comme toute autre forme de découpage sur plusieurs facteurs dont les principaux sont :

- La nature de la tôle à découper.
- La forme du découpage (ligne droite ou courbe)
- Les dimensions de la tôle (épaisseur, largeur, ... etc)
- La durée de l'exécution
- La qualité désirée

PRINCIPE : Deux lames d'acier à angle vif (80 à 90°) séparent la tôle suivant leur plan de frottement par leur déplacement relatif de translation.

Lors du découpage, l'effort théorique de cisaillement F_c est supposé constant pendant la coupe. Le travail théorique de cisaillement serait représenté par un rectangle (fig. 1) dont les côtés sont l'effort F_c et l'épaisseur e de la tôle.

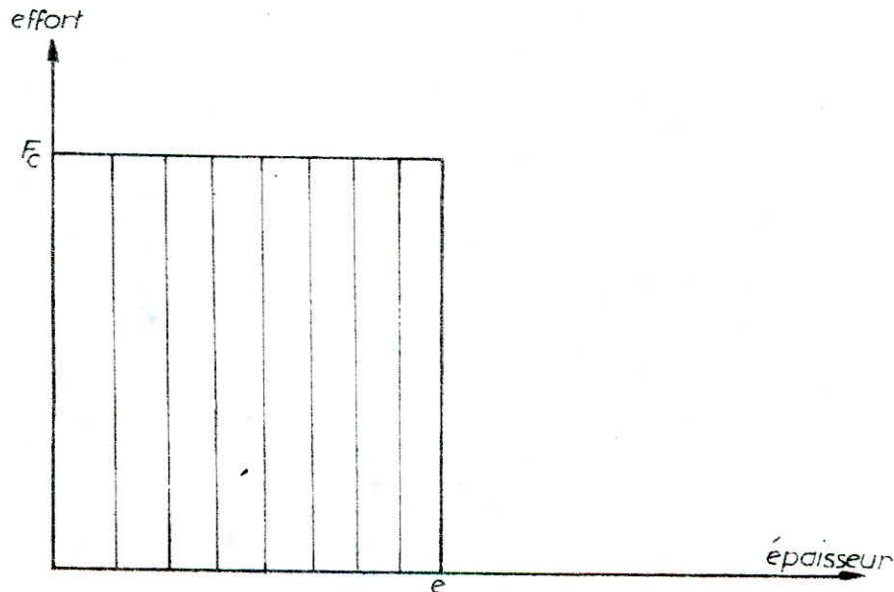


Fig. 1 . Diagramme du travail théorique de cisaillement.

En réalité, l'effort de coupe réel n'est pas constant durant toute la période de découpage, mais comporte trois phases. (fig. 2 a et 2 b).

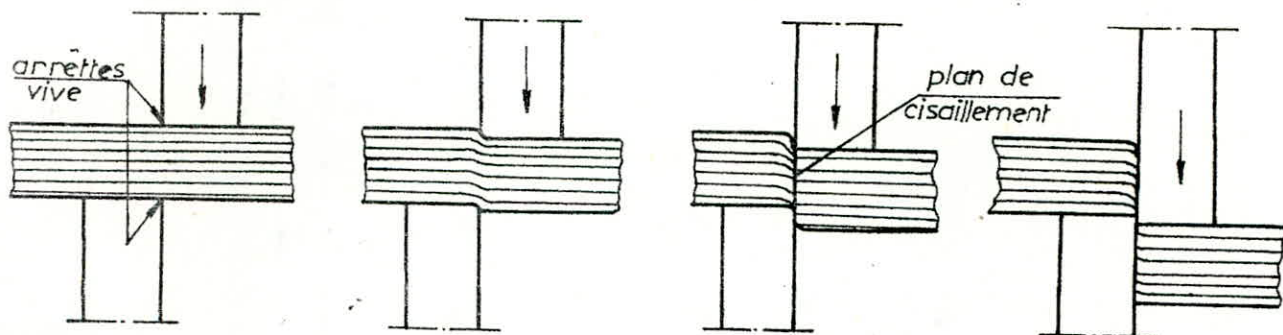


Fig 2 a : Principe du cisailage.

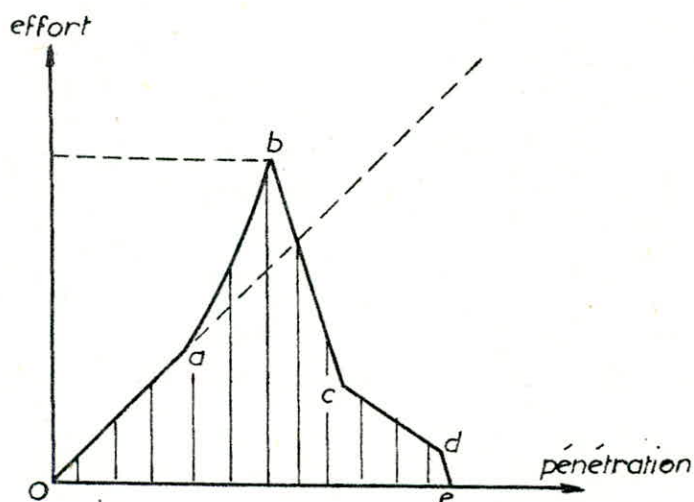


Fig 2 b : Diagramme du travail réel de cisailage.

1ère phase : Les lames pénètrent peu profondément dans la tôle : fibres superficielles coupées, et fibres internes légèrement déformées. Cette phase est représentée par le segment \overline{ca} sur la figure 2 b. Cette période correspond à la zone de déformation plastique par compression.

2ème phase : l'effort augmente, les fibres superficielles sont cisailées et les fibres internes, plus déformées, sont soumises à un effort de traction. C'est l'effort de coupe proprement dit. Cette phase est représentée par le segment \overline{ab} .

3ème phase : Des amorces de cassures apparaissent au point de contact des arêtes de coupe, puis la rupture par traction se propage dans toute l'épaisseur. Cette phase est représentée par le segment \overline{bc} . L'effort nécessaire seulement pour

entretenir le processus de cisaillement diminue jusqu'à une valeur différente de zéro à cause des frottements entre les lames et la tôle, (Segment cd). Le segment (de) exprime le fait que le dégagement des lames n'est pas instantané.

Le travail réel de cisailage représenté par l'aire hachurée sur la fig 2b peut être jusqu'à trois fois plus faible que le travail théorique (fig 1).

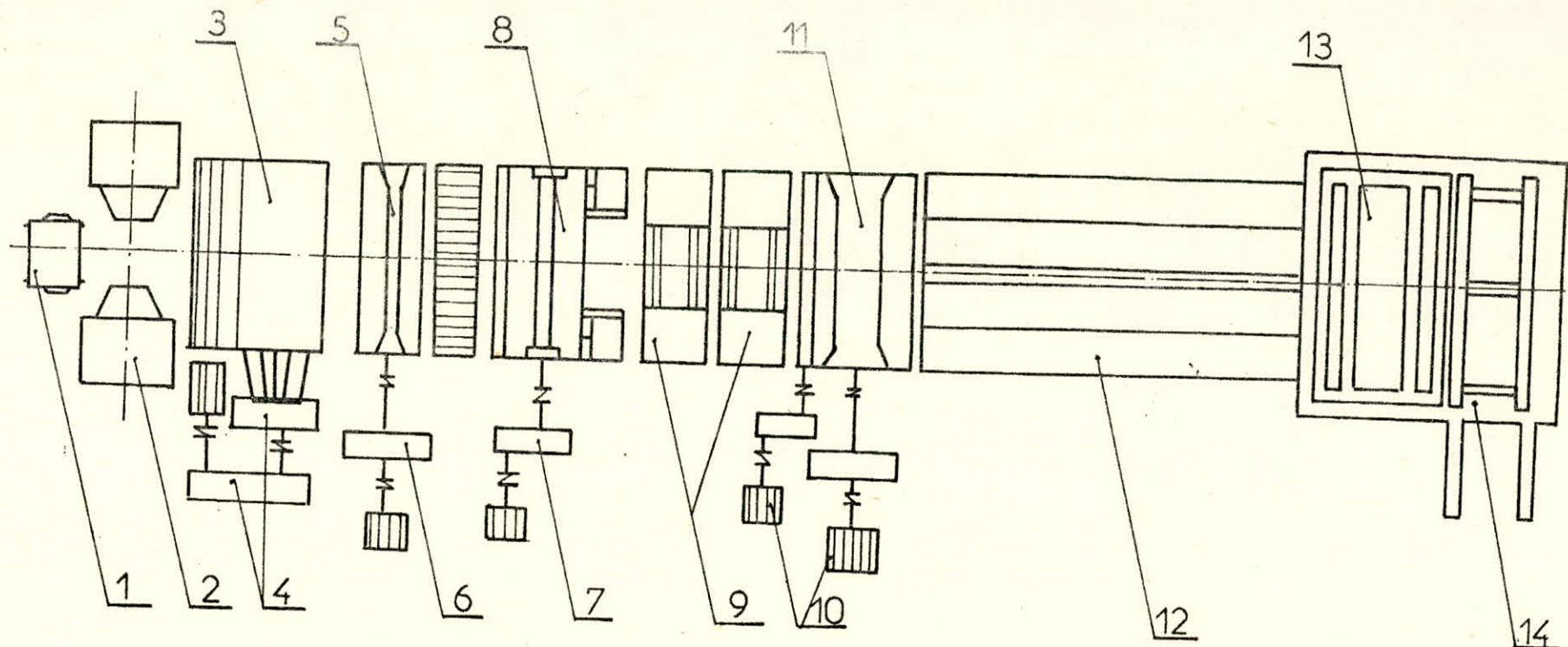
II 2 DIFFERENTS TYPES DE CISAILLES

II 2 1 : CISAILLE STATIONNAIRE POUR DECOUPAGE TRANSVERSALE DES TOLES

- Ces cisailles sont très répandues dans les différentes branches de l'industrie. Elles entrent dans la chaîne de coupe comme unité principale. D'habitudes, la composition des machines dans la chaîne de coupe est la même. Elle comprend principalement comme l'indique le schéma :

- Un chariot à transporter et à amener la bobine vers la débobineuse
- Une machine à dresser destinée au dressage des courbes résultants après le débobinage.
- Une cisaille pour couper les bouts frontaux de devant et celui de derrière et les rebuts (pièces defectueuses).
- Une cisaille à disques pour couper les rives. Un boucleur, une cisaille principale qu'on peut installer sur un même châssis avec la machine à dresser. Celui-ci a avec la cisaille une liaison cinématique rigide.
- Un transporteur.
- Un empileur

SCHEMA CINEMATIQUE COURANT D'UNE CHAINE DE COUPE ORDINAIRE (Voir page 13)



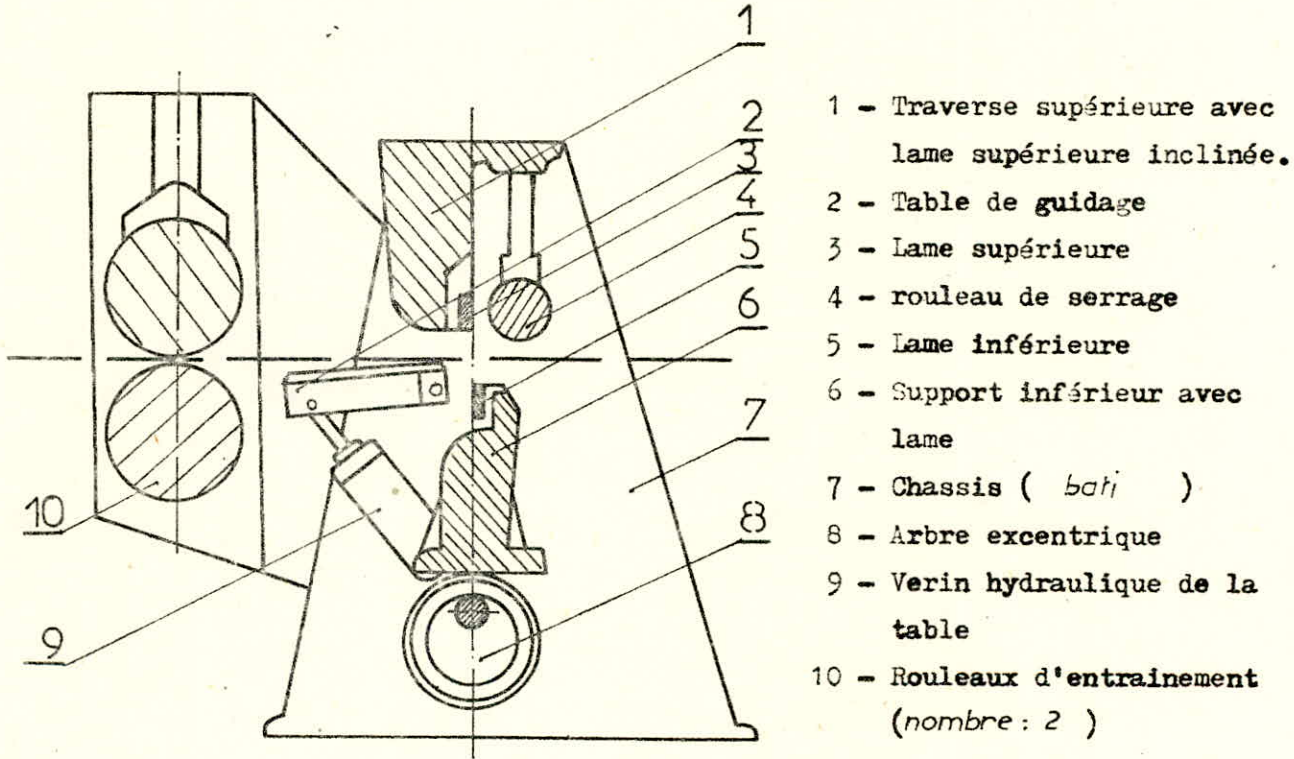
- 1 - Chariot à transporter
- 2 - Débobineuse cônica
- 3 - Machine à dresser avec machine à rabattre les bords de la bobine
- 4 - Transmission des machines et réducteur
- 5 - Cisaille guillotine avec une lame mobile se trouvant en bas.
- 6 - Transmission de la cisaille.
- 7 - Transmission des cisailles à disques

- 8 - Cisaille à disques avec un dispositif pour couper les rives.
- 9 - Boucleur
- 10 - Transmission de la cisaille
- 11 - Cisaille guillotine avec rouleaux d'entraînement
- 12 - Transporteur
- 13 - Machine à impreter à l'huile
- 14 - Empileuse à rouleaux et à règles.

- Le processus de coupe au niveau de la cisaille, se fait par application d'une partie à cisainer sur une autre. Par application entre eux, les efforts sont égaux mais de signes contraires. Ce processus évite la formation des copeaux et assure un plan de coupe assez bon.

- On utilise très largement pour la coupe transversale du métal les cisailles guillotines avec coupe au dessus ou en dessous, des cisailles volantes de différentes constructions, des cisailles disques ... etc.

SCHEMA CINEMATIQUE D'UNE CISAILLE GUILLOTINE AVEC COUPE EN DESSOUS.



- 1 - Traverse supérieure avec lame supérieure inclinée.
- 2 - Table de guidage
- 3 - Lame supérieure
- 4 - rouleau de serrage
- 5 - Lame inférieure
- 6 - Support inférieur avec lame
- 7 - Chassis (bati)
- 8 - Arbre excentrique
- 9 - Verin hydraulique de la table
- 10 - Rouleaux d'entraînement (nombre : 2)

- L'élément essentiel de coupe dans la chaîne en métallurgie est la cisaille guillotine à coupe par en dessous. Elle est composée de deux batis assemblés par traverse et le support avec lame se déplace dans la glissière du bati.

- L'une des lames (supérieure ou inférieure) est inclinée de 1 à 3°. Les rouleaux d'entrainements installés devant la cisaille sont destinés à l'engagement de la bande et leur arrêt se fait lors de la coupe. C'est à dire, dans cette chaîne de coupe, la bande ne possède pas un mouvement permanent et la vitesse d'engagement ne dépasse pas 1 m/s. La précision de la coupe est très faible.

- Par comparaison avec les cisailles volantes, les cisailles guillottes possèdent beaucoup d'inconvénients dont :

- La vitesse de coupe est faible
- La vitesse de déplacement de la bande est encore plus faible.
- La précision de coupe suivant la longueur est basse.
- La qualité de coupe est plus mauvaise.

Par contre, la construction de la cisaille guillotine est beaucoup plus facile et économique.

L'effectif pour une chaîne de coupe ordinaire avec cisaille guillotine compte six (6) ouvriers.

- Trois d'entre eux s'occupent de la coupe du métal et dirigent le processus.
- Un s'occupe de l'engagement de la bande.
- Deux s'occupent du stockage des tôles coupées.

Outre-cela, il y a un stockeur qui s'occupe de l'empilage prêt. Pour la réparation et l'observation de la chaîne, on peut avoir un ouvrier electricien et un ouvrier mécanicien.

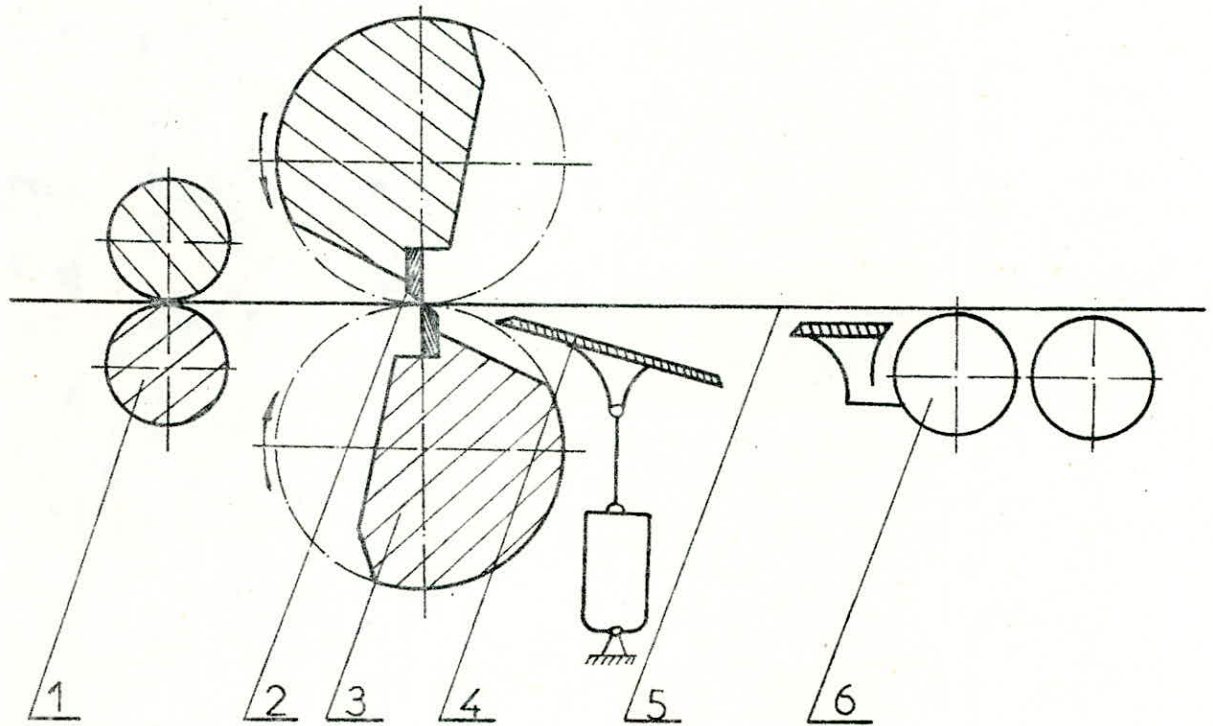
- La productivité de cette chaîne ne dépasse pas 6, 8 t/h.

Maintenant, les exigences industrielles qualitatives et quantitatives demandent à faire diminuer le temps nécessaire pour les opérations secondaires. Par exemple, actuellement l'installation et le centrage de la bobine dépasse 3 mn. Pour l'engagement d'un premier bord frontale dans les machines à dresser et à découper les bords frontaux on dépasse 1 mn. Le processus n'est pas parfait. Car pour couper la bande, il faut arrêter son mouvement. C'est pourquoi, il y a nécessité de réaliser les constructions de chaînes de coupe avec installation de machines plus productives à fonctions continues. D'où la nécessité d'utiliser actuellement des chaînes de coupe équipées par des cisailles volantes.

- D'après le mode de déplacement des lames, tous les types de cisailles volantes sont classés en deux principaux groupes : Cisaille de rotation et cisaille avec mouvements alternatifs (va et vient).

- Elles sont destinées à découper les bandes en mouvement en tôles de longueurs déterminée. La vitesse de translation de la bande peut aller jusqu'à 10 m/
- On les utilise en générale pour découper les bandes laminées à chaud assez épaisses. (≈ 8 mm d'épaisseurs). L'effort de coupe peut aller jusqu'à 80 tf. C'est pour cela qu'on n'exige pas une grande précision d'ajustement des lames.
- Ce type de cisaille n'est pas utilisé pour couper les bandes de faible épaisseur car dans ce cas un réglage précis s'impose.

SCHEMA CINEMATIQUE DE LA CISAILLE VOLANTE A TAMBOURS.



- 1- Rouleaux d'entrainements (qui engagent la bande entre les lames)
- 2 -Lame.
- 3- Tambour
- 4- Table glissière pour les copeaux.
- 5- Bande
- 6- Transporteur spécial

- L'inconvénient principale pour ce type de cisaille est que la longueur de la tôle à découper ne dépasse pas le périmètre du tambour qui porte les lames et ne soit pas inférieure, donc toujours égale. (C'est-à-dire pas de réglage de la longueur à découper). Pour découper des tôles dont la longueur dépasse le

périmètre du tambour portant les lames, il faut installer plusieurs dispositifs et un moteur dont les régimes de démarrage et de l'arrêt sont instantanés.

- La vitesse la plus économique de la bande ne dépasse pas 2,5 m/s. Comme les cisailles de type stationnaire ne peuvent pas assurer cette vitesse et les cisailles munies de tambours sont très complexes et très chères, il est préférable et avantageux d'installer des cisailles volantes.

II. 2. 3 CISAILLE VOLANTE EQUILIBRANTE.

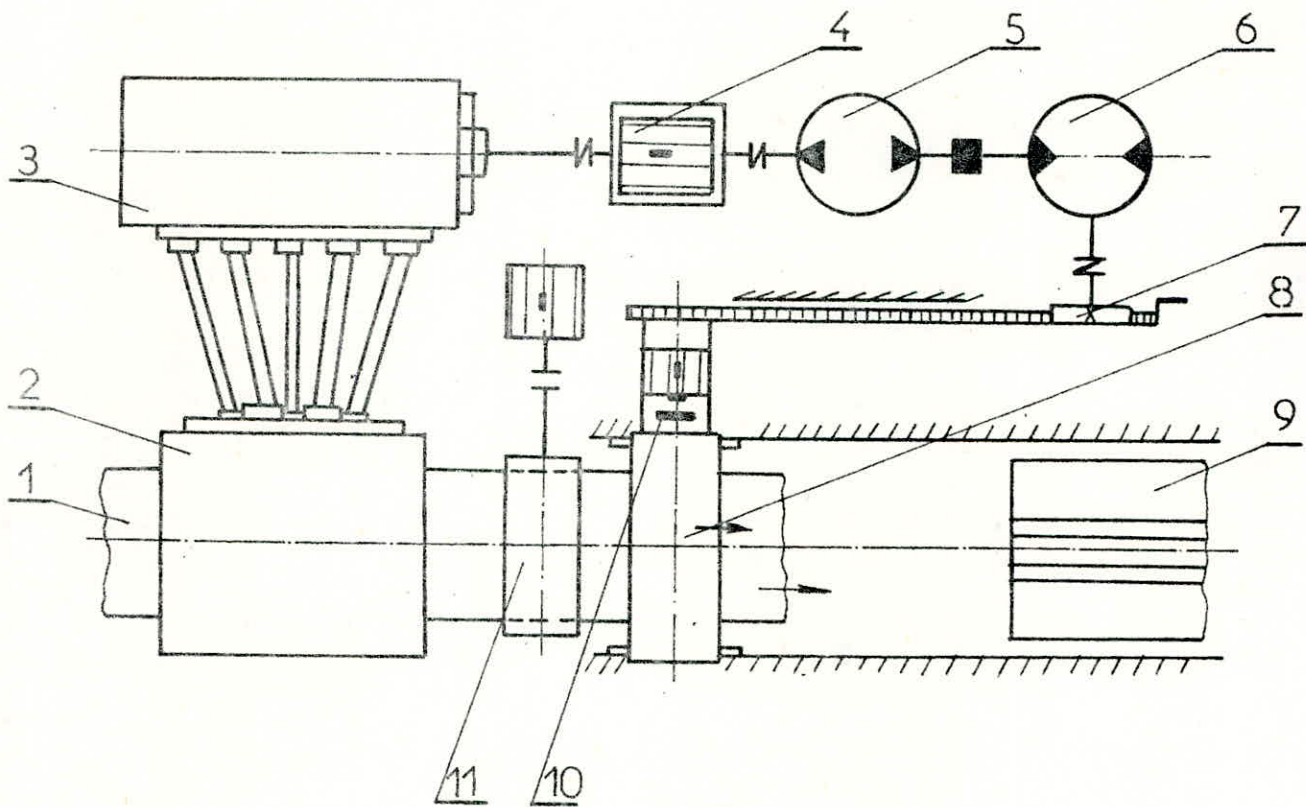
- De nos jours, il y a beaucoup de variétés dans la construction de ce type de cisaille mais le principe de travail et de fonctionnement reste le même. C'est-à-dire : le châssis qui porte les lames oscille et ces dernières se déplacent dans le même plan ou dans des plans parallèles. Donc deux mouvements des lames. Ce principe présente un grand avantage d'où découle la précision de coupe et la qualité de la surface de coupe.

- Dans ce type de cisailles, on peut utiliser les lames guillotines et les lames à double inclinaison ce qui fait diminuer l'effort de coupe et augmente la précision et la qualité de la coupe.

- L'autre grand avantage est la simplicité de la construction ce qui permet de régler la longueur des tôles voulues. Pour cela, il faut changer l'amplitude de l'oscillation de la base de la cisaille, changeant simultanément le nombre de tour de l'arbre de coupe. Du fait des grandes masses en mouvement et les grandes charges dynamiques, on utilise essentiellement les cisailles de ce type pour les chaînes de coupe où la vitesse de la bande ne dépasse pas 2,5 m/s. Par comparaison avec les chaînes existantes, cette chaîne est beaucoup plus productive. C'est pourquoi plusieurs bureaux d'études et de recherches développent cette construction.

Citons - en quelques exemples :

- Cisaille de la firme OUEST ALLEMANDE "SANDWIG"



- Dans cette construction, le plus intéressant est le déplacement du châssis dans son mouvement de va et vient dans le plan horizontal. C'est-à-dire le châssis n'oscille pas. La cisaille est installée dans la chaîne pour les grandes et lourdes bobines et elle sert à découper les bords frontaux de la bande.

- La construction comprend un manchon monodisque pneumatique avec freins à ressort (10) dont la particularité est au moment où la vitesse de déplacement de bande et celle de la cisaille sont les mêmes (synchronisées), le manchon est branché et réalise la coupe. Pendant le démarrage de la cisaille, le moteur du mécanisme de coupe est branché et il travaille à vide. Le principe essentiel du fonctionnement de la cisaille avec un mouvement de va et vient est de synchroniser la vitesse de rotation des rouleaux de la machine à dresser (2) (par conséquent la vitesse de déplacement de la bande (1)) avec la vitesse de déplacement du châssis de la cisaille (8). Cette synchronisation est réalisée de la manière suivante :

- L'entraînement de la cisaille et de la machine à dresser s'effectue avec un seul moteur (4) qui transmet un moment de torsion à la cage des roues dentées avec réducteur (3) et à l'arbre de pompe hydraulique (5). Par le système hydraulique, la pompe est liée à un autre moteur hydraulique lui aussi (6) qui transmet un moment de torsion à la paire d'engrenage formée par une roue dentée et une crémaillère (7). Cette dernière est liée rigidement avec le châssis de la cisaille (8) qui se trouve en mouvement sur la glissière.

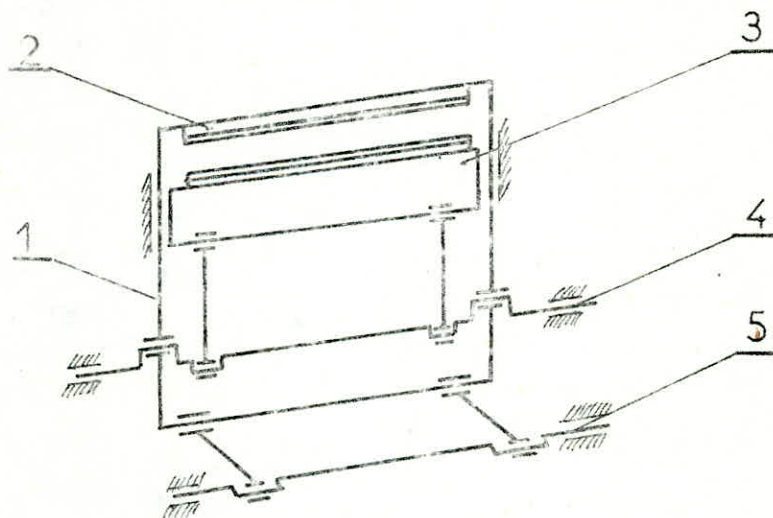
REMARQUE

Pour récolter les bords coupés, il est prévu une table inclinée indiquée sur le schéma par le chiffre (9).

- L'entraînement du mécanisme de coupe se réalise à l'aide de l'arbre excentrique comme dans la cisaille guillotine stationnaire. L'angle d'inclinaison de la lame supérieure est de $1^{\circ} 30'$. Le temps de coupe est de 0,35 seconde.

- L'autre type de cisaille volante et celui de la firme Américaine "WEAN DAMIRON". On l'utilise également pour couper les bords frontaux de la bande. Cette cisaille est installée dans la chaîne de coupe transversale de la bande et elle est considérée comme organe de base.

SCHEMA CINEMATIQUE LA CISAILLE VOLANTE DE LA FIRME "WEAN DAMIRON".



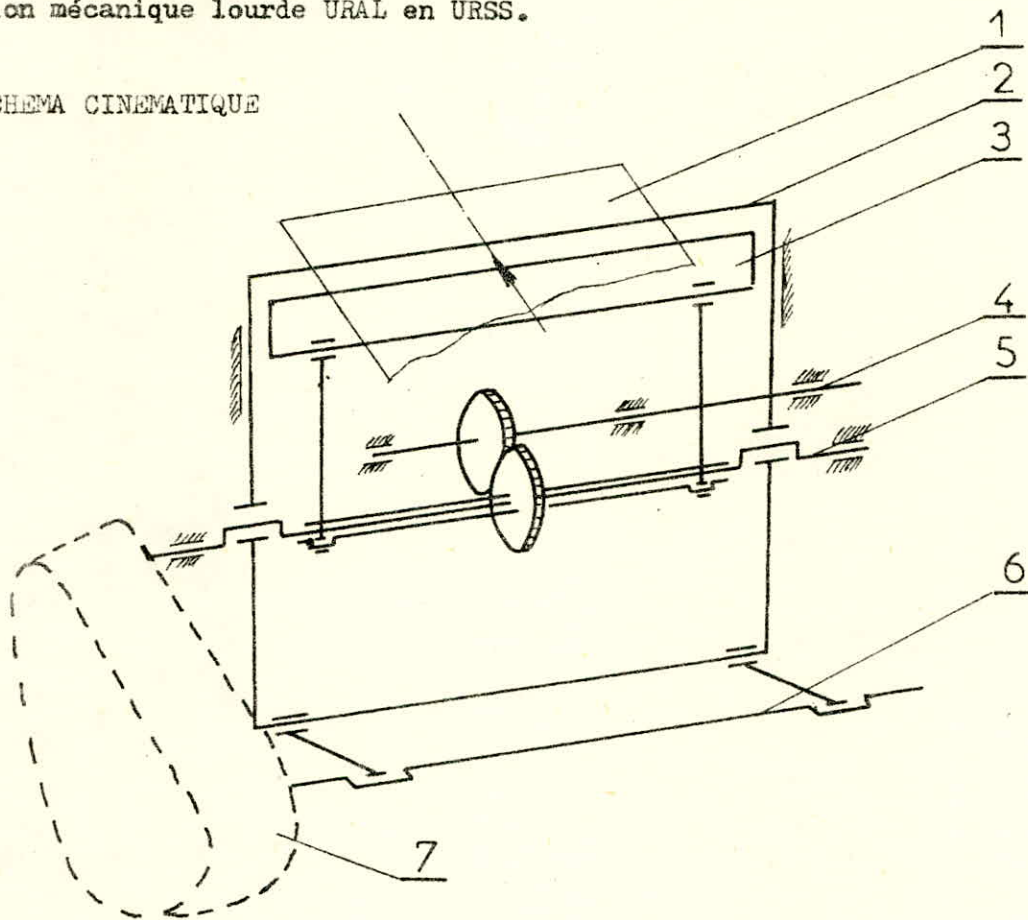
- 1 - Chassis
- 2 - Lame supérieure
- 3 - Support avec lame inférieure
- 4 - Arbre principale d'entraînement de la cisaille
- 5 - Arbre secondaire d'oscillation.

- Avec ce type de cisaille, la longueur maximum des tôles à découper ne dépasse pas 500 mm.

- On peut régler la longueur des tôles coupées en changeant l'amplitude de l'oscillation du châssis de la cisaille et la vitesse de rotation de l'arbre d'entraînement.

- Il existe certains types de cisailles volantes Soviétiques dont nous allons examiner la construction d'une d'entre elles élaborée à l'usine de construction mécanique lourde URAL en URSS.

SCHEMA CINEMATIQUE



- 1 - Bande à découper
- 2 - Chassis de la cisaille avec installation de la lame supérieure
- 3 - Support avec installation de la lame inférieure
- 4 - Arbre de coupe
- 5 - Arbre d'entraînement de l'oscillation de la cisaille
- 6 - Arbre secondaire de l'oscillation de la cisaille
- 7 - Réducteur différentiel.

Cette cisaille est installée dans la chaîne de coupe transversale ensemble avec une machine à dresser à 17 rouleaux. L'effort de coupe peut atteindre 16 tf.

- La longueur des tôles à découper est réglée par le réducteur différentiel.
- L'entraînement de la cisaille se réalise à l'aide de deux électro-moteurs à courant continu de puissance 200 Kw chacun. La machine à dresser et la cisaille volante sont installées sur un même chassis et leur fonctionnement est réalisé à l'aide d'un groupe de mécanisme commun comprenant :

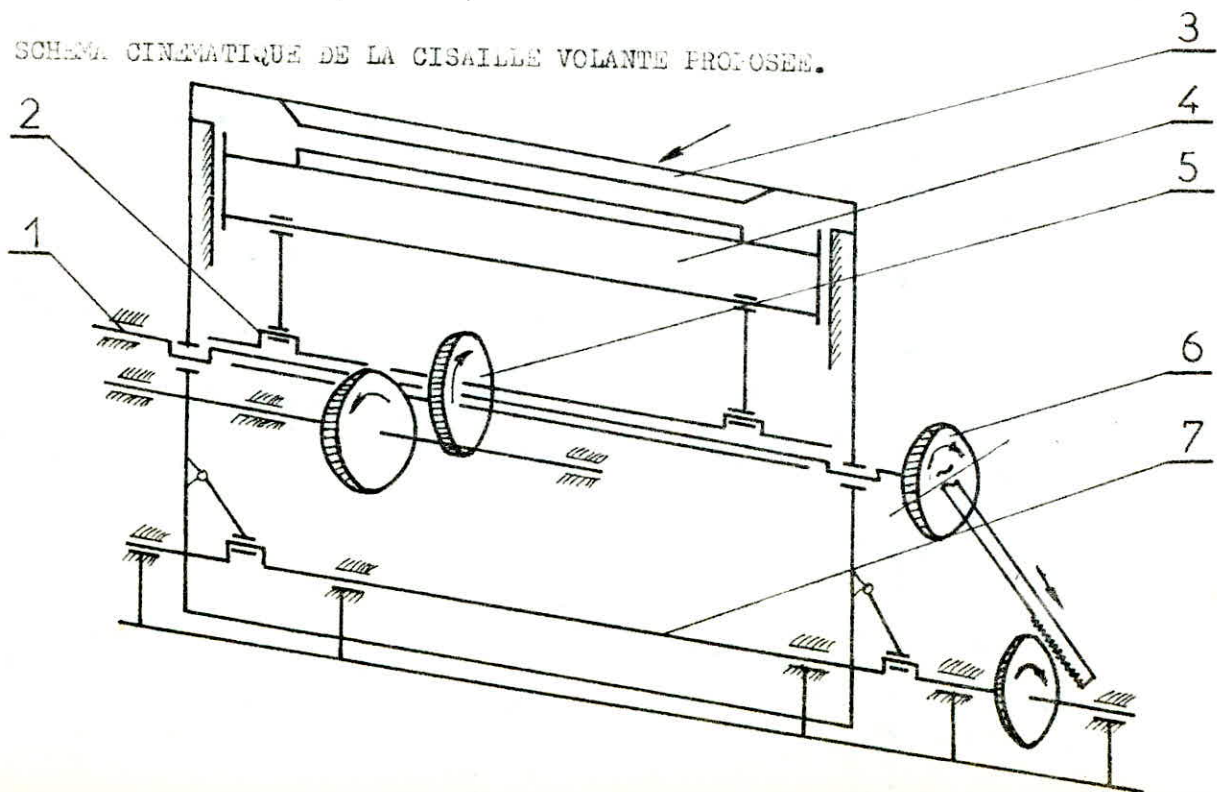
- Deux électro-Moteurs à courant continu
- Deux réducteurs
- Une boîte à vitesses
- Une cage à roues dentées
- Un variateur
- Un réducteur cinématique ... etc.

L'entraînement de la cisaille et de la machine à dresser est assez encombrant. Il occupe 12 m de longueur. Proprement dit, la cisaille se compose d'un mécanisme de coupe et d'un mécanisme de synchronisation de rotation des supports inférieurs et supérieurs. Dans la composition du mécanisme de coupe, entre les deux supports portant des lames (supérieur et inférieur). Ce dernier se déplace dans le support supérieur suivant une glissière. Le mouvement de va et vient du support inférieur se réalise à l'aide de la bielle qui prend le mouvement de l'arbre excentrique muni de roues dentées. Cet arbre est guidé par le pignon de l'arbre d'entraînement de coupe installé sur le châssis de la cisaille. (fig. ci-dessus)

- Ce type de cisaille permet de couper des tôles de longueur allant jusqu'à 5 m. Le support supérieur avec la lame est installé sur les excentriques de l'arbre principale d'oscillation de la cisaille. Le mouvement d'oscillation du support supérieur et du châssis de la cisaille se réalise grâce aux excentriques de l'arbre principale et les biellettes fixées sur l'arbre secondaire d'oscillation. La vitesse linéaire de la lame se synchronise avec la vitesse de la bande au moment de la coupe.

- La cisaille proposée dont nous allons faire une étude plus détaillée, a le même schéma cinématique mais le mécanisme d'oscillation diffère.

SCHEMA CINEMATIQUE DE LA CISAILLE VOLANTE PROPOSEE.



- 1 : Arbre d'élévation du châssis de la cisaille
- 2 : Arbre de coupe lié par reducteur.
- 3 et 4 : Installation des lames supérieure et inférieure
- 5 : Pignon
- 6 : Manivelle
- 7 : Arbre d'oscillation de la cisaille.

- La cisaille volante proposée a l'avantage (par rapport aux constructions citées précédemment) d'avoir une construction simple et commode pour son exploitation. Elle possède une productivité très élevée. La qualité et la précision de coupe sont bonnes. La dépense d'énergie est relativement faible. La puissance du moteur de la cisaille et de la machine à dresser à 11 rouleaux est de 150 Kw. On peut couper à l'aide de cette cisaille des tôles de longueur de 2 à 5 m, c'est pourquoi nous prenons comme base de notre projet de la chaîne de coupe transversale, la cisaille volante avec machine à dresser à 11 rouleaux.

- La modernisation nécessite le changement des trajectoires des lames et aussi l'augmentation de la vitesse de la bande de 2 jusqu'à 2,2 m/s.

- Pour choisir la variante optimale de ce changement, il est nécessaire de faire le calcul dynamique complet de la cisaille volante avec vérification du moteur.

CHAPITRE III. CISAILLE VOLANTE AVEC MACHINE A DRESSER A 11 ROULEAUX.

- La cisaille volante avec machine à dresser est destinée à faire le dressage et le cisailage des bandes des alliages d'Aluminium en tôles de longueurs déterminées. L'équipement comprend :

- Une cisaille volante proprement dit
- Une machine à dresser à 11 rouleaux avec rouleaux d'entrainements.
- Une commande des mécanismes de la cisaille et de la machine à dresser.

III. 1. DESCRIPTION DU FONCTIONNEMENT ET DE LA CONSTRUCTION.

III. 1 a) Principales données techniques

1) Epaisseur de la tôle	0,6 ± 3 mm
2) Largeur de la tôle	1000 ÷ 1500 mm
3) Résistance limite	52 daN/mm ²
4) Limite d'élasticité	43,3 daN / mm ²
5) Allongement relatif	31,5 %
6) Longueur possible de la tôle	2000 ÷ 5000 mm
7) Vitesse de déplacement de la bande	0,5 ± 2,2 m/s
8) Nombre de coups par minute	6 ÷ 60
9) Tolérance au niveau de la longueur de la bande ...	± 1,0 mm
10) Effort maximal de coupe	30 000 daN
11) Longueur de la partie tranchante de la lame	1700 mm
12) Angle d'inclinaison des lames	0° 20'
13) Intervalle entre les longueurs	Sans réglage
14) Distance maximale entre les lames	120 mm
15) Ecart horizontal entre les lames : Maximum	10 ± 15,6 mm
15) Minimum	0 ± 05,6 mm
16) Entaxe des rouleaux de la machine à dresser	100 mm
17) Nombre de rouleaux de travail	11
18) Diamètre des rouleaux de travail	98 mm
19) Longueur des rouleaux de travail (sans appuis)....	1700 mm
20) Nombre de rouleaux d'appui	39
21) Diamètre des rouleaux d'appui	160 mm
22) Course des rouleaux de travail supérieur ayant une tangente commune : Vers le haut	50 mm
Vers le bas	10 mm

23) Nombre de rouleaux d'entraînement	4
24) Diamètre des rouleaux d'entraînement	180 mm
25) Longueur des rouleaux d'entraînement	1710 mm
26) Effort de tirage	300 daN
27) Ouverture des rouleaux d'entraînement	50 mm
28) Moment sommaire sur la machine à dresser	320 daN.m

- La commande principale de la cisaille et de la machine à dresser comprend

Un moteur (type MBM 355 MB, puissance nominale 160 kw à 735 tr/mn)

Un indicateur de positions des lames.

Un interrupteur de commande

Freins avec moment de freinage allant jusqu'à 500 daN.m

- L'équipement comprend aussi un dispositif évacuateur avec chariot. La course des cylindres hydrauliques de l'évacuateur est égale à 2400 mm.

III. 1 b) Cisaille volante.

- La cisaille volante se compose d'organes principaux dont :

- Cage de la cisaille
- Mécanisme de coupe
- Mécanisme de balancement
- Mécanisme de passage de la coupe
- Organes de commande avec boîte à vitesses.

III. 1 c) Fonctionnement et construction

- La cage est constituée d'un châssis fixe composé de plusieurs parties moulées et par la suite soudées, d'un châssis mobile muni d'arbre d'entraînement et d'arbre de synchronisation de l'amplitude de balancement et d'une table dirigeante. La cage comprend aussi les mécanismes de coupes et de balancement (oscillation).

- La lame supérieure est installée sur le châssis mobile. Elle est constituée d'acier allié à forte teneur en chrome Z30 C13 avec une dureté HRC ≥ 51 .

- La lame inférieure est installée sur le support de la cisaille qui se déplace pendant le travail dans la glissière du châssis mobile. L'écartement des lames est réglé par boulons et le réglage préliminaire se fait à l'aide de joints.

- La traverse porte le marqueur des tôles coupées.

- On engage dans les alésages du support un arbre excentrique qui sert d'appui pour les bielles qui reçoivent l'effort de coupe agissant sur le support. Les têtes des bielles sont liées avec les douilles excentriques situées sur l'arbre-pignon. Le châssis mobile pour sa part est encastré dans les noyaux excentriques qui sont liés rigidement sur l'arbre principal. Il faut assurer la synchronisation des excentricités. L'arbre de synchronisation de l'amplitude de balancement porte aussi les douilles excentriques.

- Pour faire varier la longueur des tôles à couper, il faut simplement changer la vitesse angulaire de l'arbre principal inversement à la longueur de la tôle désirée. D'où l'importance et le rôle du mécanisme de la crémaillère. C'est-à-dire lors du changement de la longueur désirée, (donc variation de la vitesse angulaire de l'arbre principal) il y a assynchronisation entre la vitesse de la bande et la vitesse de coupe. Pour éviter ce problème, On a prévu l'organe de l'arbre de synchronisation de l'amplitude du balancement. Il comprend :

- Le corps du coulisseau encastré dans l'arbre principal
- Un chariot et roue dentée à excentrique encastrés dans l'arbre de synchronisation. La position du chariot par rapport à l'axe du coulisseau est réglée par la tige filetée.

- Le déplacement du chariot par rapport à l'axe du coulisseau dans un sens ou dans l'autre, permet de faire varier la vitesse instantanée du châssis mobile pendant la coupe respectivement dans un sens ou dans l'autre.

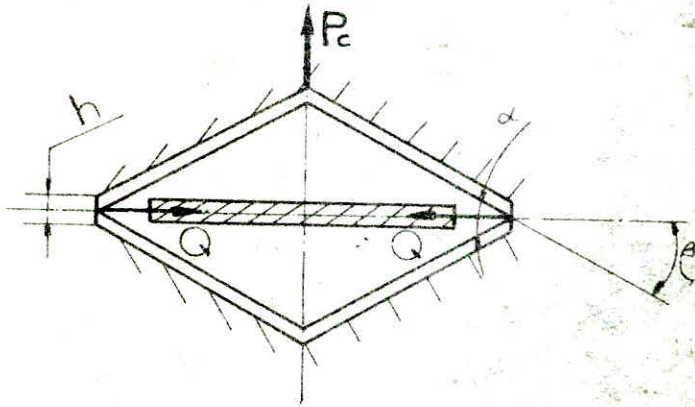
- Le corps du coulisseau est muni d'une graduation (selon la longueur de la tôle désirée).

III. 2 CALCUL DES EFFORTS DE COUPE.

- Pendant le travail de la cisaille volante, une grande inertie (charge) apparaît. Elle est due aux mouvements périodiques de translations des pièces ayant une masse élevée. C'est pourquoi il est nécessaire de faire une analyse dynamique relativement détaillée.

III. 2. 1 CALCUL DES FORCES DE COUPE

- Pour ce calcul, nous adopterons la méthode de NOSSALE. Et comme nous utilisons dans notre construction les lames à double inclinaison, il faut alors introduire dans la formule de NOSSALE le coefficient 2.



Les 2 efforts Q se compensent et donc se neutralisent.

SCHEMA DE DECOUPAGE D'UNE TOILE A L'AIDE
DE LAMES A DOUBLE INCLINAISON.

$$P_c = 2 \cdot \frac{0,5 \cdot \epsilon_{ent} \cdot \sigma_b \cdot h^2}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \left(1 + \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{\epsilon_{ent}} + \frac{\sigma_b}{\sigma_b + 160 \epsilon_{ent}} \right) \cdot 1,2 \quad \text{où}$$

$\epsilon_{ent} = 0,378$: profondeur relative de l'entaille

$\sigma_b = 52 \text{ kgf/mm}^2$: résistance limite.

$h = 3 \text{ mm}$: (épaisseur de la tôle)

$\alpha = 2\beta$ angle d'inclinaison des lames: $\beta = 0^\circ 20'$
 $= 0,3333$

$1,2$ = Coefficient d'érouissage des lames.

APPLICATION NUMERIQUE

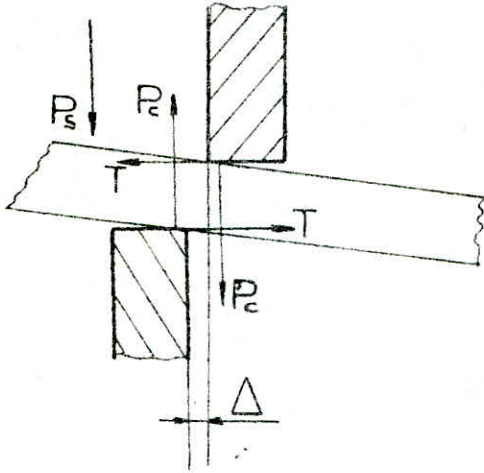
$$P_c = 2 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,378 \cdot 52 \cdot (3)^2}{\operatorname{tg}(0,666)} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \operatorname{tg}(0,666)}{0,378} + \frac{52}{52 + 160 \cdot 0,378} \right) \cdot 1,2$$

$$= 27801 \text{ kgf}$$

On adoptera par la suite : $P_c = 30.000 \text{ kgf} = 30 \text{ tf}$

- Pendant l'opération de découpage de la bande, en plus des efforts verticaux, il apparait la force T (effort d'écartement) située dans le plan perpendiculaire au plan de coupe.

LE SCHEMA CALCULE POUR DETERMINER T sera :



T : effort d'écartement

$$= (0,1 + 0,18) P_c$$

Ps = effort de bridage

$$= 0,06 P_c$$

Δ = écartement des lames.

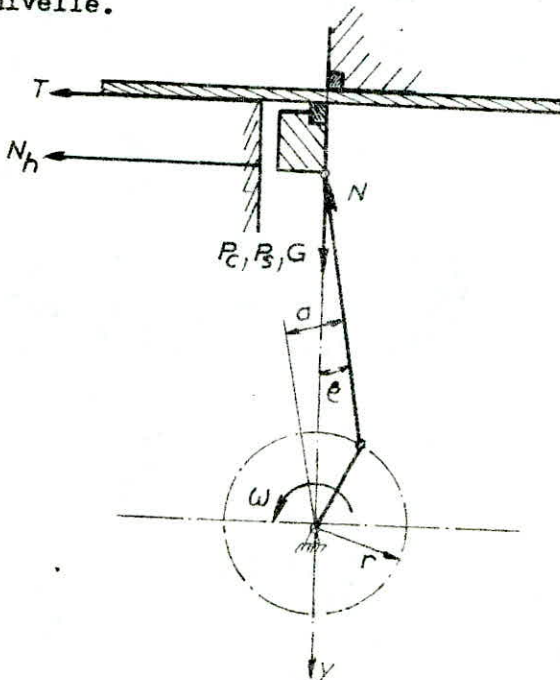
APPLICATIONS NUMERIQUES.

$$T = (0,15) (30.000) = 45 00 \text{ kgf}$$

$$P_s = (0,06) (30.000) = 18 00 \text{ kgf.}$$

III. 2. 2 CALCUL DES COUPLES DE TORSIONS PENDANT LE DECOUPAGE AGISSANT SUR L'ARBRE DU MECANISME DE COUPE DE LA CISAILLE.

- Pour déterminer le moment de torsion agissant sur l'arbre d'entraînement, il faut connaître la force agissant sur l'arbre pendant l'opération de découpage. Pour ceci, nous utilisons la méthode de calcul des efforts du mécanisme bielle-manivelle.



Remarquons que le support est chargé par :

- La force de coupe \vec{P}_c
- La force d'écartement \vec{T}
- La force $\vec{N} = \vec{N}_h + \vec{N}_v$: c'est la force avec laquelle la bielle agit sur le support. On peut la décomposer en composantes horizontale et verticale ($N_h = N \sin \theta$, $N_v = N \cos \theta$)
- Le poids \vec{G} du support
- La force de serrage \vec{P}_s agissant sur le support.

- D'après [4], on tire l'équation d'équilibre du support : $\sum \vec{F}_y = 0$

$$f \cdot T + f \cdot N_h + P_c + P_s + G - N_v = 0$$

$$f \cdot T + f \cdot N \cdot \sin \beta + P_c + P_s + G - N \cos \beta = 0$$

$$N = \frac{P_c + P_s + G + f \cdot T}{(\cos \beta - f \cdot \sin \beta)}$$

f : coefficient de frottement = 0,1 + 0,15

a et β sont déterminées graphiquement lors de la phase de coupe. C'est-à-dire dans la position de coupe où on a estimé la force de coupe maximum.

- On a mesuré : $\hat{\beta} = 3^\circ \implies \cos \beta = 0,99863$
 $\sin \beta = 0,052336$

$$a = 13 \text{ mm.}$$

- et avec :

$$G = 795 \text{ kgf}$$

$$f = 0,15$$

$$P_c = 30\,000 \text{ kgf}$$

$$P_s = 1\,800 \text{ kgf}$$

$$T = 4\,500 \text{ kgf}$$

$$\implies N = \frac{30.000 + 1\,800 + 795 + 0,15 \cdot 4500}{(0,99863 - 0,15 \cdot 0,052336)} = 33580 \text{ kgf}$$

$$N = 33580 \text{ kgf}$$

- Le couple sommaire de l'arbre à excentrique sera : $M = M_1 + M_2$

où :

$M_1 = N \cdot a$. (force d'action de la bielle sur le support par le bras de levier).

M_2 : Moment de frottements dans les appuis de l'arbre à excentrique et dans les articulations des bielles.

$$M_2 = 0,5 f_1 \cdot N \cdot (d_{ap} + d_{exc} + d_{axe})$$

Avec :

$d_{ap} = 280 \text{ mm}$ c'est le diamètre du collet de l'arbre dans un appui.

$d_{exc} = 50 \text{ mm}$ c'est le diamètre de l'excentrique pendant le mouvement.

$d_{axe} = 100 \text{ mm}$ c'est le diamètre de l'axe dans une articulation du support.

$f_1 = 0,15$ c'est le coefficient de frottement.

APPLICATION NUMERIQUE

$$M_1 = N.a = 33580.0,013 = 437 \text{ kgf.m}$$

$$M_1 = 437 \text{ kgf.m}$$

$$M_2 = 0,5.0,15.33580 (0,28 + 0,05 + 0,1) = 1083 \text{ kgf.m}$$

$$M_2 = 1083 \text{ kgf.m}$$

Le moment de torsion agissant sur l'arbre sera donc :

$$M = M_1 + M_2$$

$$= 437 + 1083 = 1520 \text{ kgf.m}$$

$$M = 1520 \text{ kgf.m}$$

III. 3 CALCUL DYNAMIQUE

- Le calcul dynamique de n'importe quel mécanisme se fait sur la base d'analyse cinématique. C'est-à-dire, il faut construire le schéma cinématique et déterminer les vitesses et les accélérations de toutes les pièces du mécanisme pendant le cycle. Connaissant ces valeurs et connaissant les masses des pièces et leur moment d'inertie, on peut déterminer aisément les forces d'inertie et les moments d'inertie apparaissant pendant le travail de la cisaille. Uniquement après ça, on peut construire un diagramme des moments dynamiques réduit agissant sur l'arbre d'entraînement de la cisaille. Ensuite, on calcul la puissance des commandes de la cisaille et on réalise le calcul de vérification des moteurs à l'échauffement car la cisaille et à la machine à dresser ont un même moteur c'est-à-dire elles sont liées entre elles par une liaison cinématique rigide.

REMARQUE

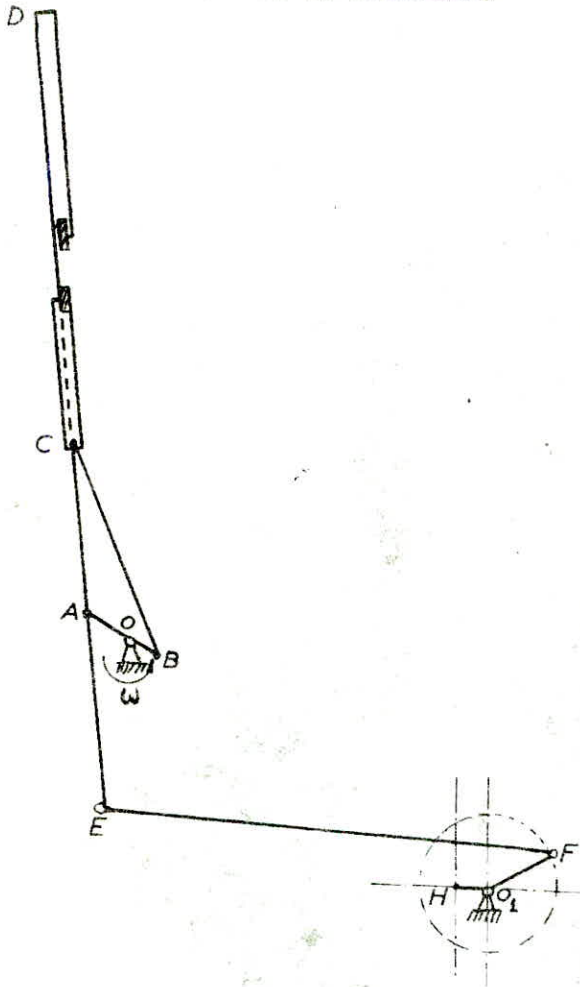
- Pendant le calcul, il faut tenir compte du moment apparaissant pendant le travail de la machine à dresser.

- Les dimensions géométriques des pièces, leurs masses et leurs moments d'inertie respectifs sont prêt des caractéristiques existant sur la machine.

III. 3. 1 DETERMINATION DES VITESSES DES DIFFERENTES PIECES DE LA CISAILLE.

- La détermination des vitesses des différentes pièces se fait obligatoirement sur la base du schéma cinématique.

SCHEMA CINEMATIQUE DE LA CISAILLE.



Longueur des différents éléments :

$$C_1 F = 45 \text{ mm}$$

$$C_1 H = 25,5 \text{ mm}$$

$$EF = 660 \text{ mm}$$

$$EA = 375 \text{ mm}$$

$$AD = 1420 \text{ mm}$$

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

$$BO = 25 \text{ mm}$$

$$BC = 475 \text{ mm}$$

Régime de travail

$$\omega_A = \omega_B = 6,28 \text{ 1/s}$$

 $v = 2,2 \text{ m/s}$ vitesse linéaire
de la bande $L = 2000 \text{ mm}$ longueur de la
tôle coupée ω_{Q_i} données pour les 12 posi-
tions ϵ_{Q_i} données pour les 12 posi-
tions

a) Vitesse linéaire du point F.

$$V_{F_i} = \omega_{Q_i} \cdot O_i F_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, 12 \text{ positions du levier}).$$

- La rayon de la manivelle étant réglable selon le régime de travail voulu implique une vitesse angulaire du levier $O_i F_i$, (ω_{Q_i}), variable aussi, donc réglable dépendement de la manivelle. Pour notre régime de travail de la cisaille (vitesse linéaire de la bande égale à 2,2 m/s, longueur de la tôle égale à 2 000 mm) nous avons les vitesses angulaires de travail du levier $O_i F_i$ résumées dans le tableau suivant :

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_{Q_i} \quad (1/s)$	4,19	3,23	1,23	1,07	3,25	4,13	3,86	2,64	0,91	0,78	2,62	3,97

- La longueur du levier $O_i F_i = 45 \text{ mm}$ pour les ($i = 12$) positions.

On obtient les vitesses linéaires du point F pour les différentes (12) positions comme suit :

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_{O_i F_i}$ (1/s)	4,19	3,23	1,23	1,07	3,25	4,13	3,86	2,64	0,91	0,78	2,62	3,97
V_{F_i} (m/s)	0,19	0,15	0,06	0,05	0,15	0,19	0,17	0,12	0,04	0,04	0,12	0,18

- Exceptionnellement pour ce point, la direction de \vec{V}_{F_i} étant connue (toujours tangent et perpendiculaire au rayon $O_i F_i$), le sens est déterminé d'après l'expérience faite sur une maquette suivant la rotation du levier. Donc \vec{V}_{F_i} est connu en module et en direction.

- Par un point p choisit comme pôle de l'épure des vitesses, on porte le segment $(p f_i)$ figurant la vitesse V_{F_i} du point F_i à une échelle quelconque telle que $1 \text{ mm} \rightarrow K \text{ m/s}$.

REMARQUES

- La valeur de l'échelle K_v est choisie de façon à faciliter les calculs et à rendre commode le tracé des vecteurs vitesses.

- Pour connaître la valeur réelle de la vitesse du point F_i , nous avons :

$$V_{F_i} = K_v \cdot (p f_i)$$

EXEMPLE : Position 2.

$$\omega_{O_2 F} = 3,23 \text{ 1/s}$$

$$\Rightarrow V_F = \omega_{O_2 F} \cdot O_2 F = 3,23 \cdot 0,045 = 0,145 \text{ m/s.}$$

$$O_2 F = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m}$$

$$V_F = 0,15 \text{ m/s}$$

- Après avoir soigneusement prit $K_v \hat{=} 2,5 \cdot 10^{-3}$ (m/mms), on obtient :

$$(p f) = \frac{V_F}{K_v} \text{ soit } (p f) = \frac{0,15}{2,5 \cdot 10^{-3}} = 60 \text{ mm}$$

d'où le tracé du premier vecteur vitesse du point F .



b) Vitesse linéaire du point E.

- Pour déterminer la vitesse linéaire du point E pour les différentes (12) positions nous avons deux équations vectorielles du point E.

$$\begin{aligned} \vec{V}_{E_i} &= \vec{V}_{A_i} + \vec{V}_{E_i A_i} \\ \vec{V}_{E_i} &= \vec{V}_{F_i} + \vec{V}_{E_i F_i} \end{aligned} \quad \text{où :}$$

\vec{V}_{A_i} : vecteur vitesse du point A_i pour les ($i = 12$) positions. Il est connu en module et en direction. Car ω_A connu et OA connu.

\vec{V}_{F_i} : vecteur vitesse absolue du point F_i pour les ($i = 12$) positions. Il est connu d'après (a).

$\vec{V}_{E_i A_i}$: vecteur vitesse relative du point E_i par rapport à A_i pour les ($i = 12$) positions. Il est connu seulement en direction. Il est perpendiculaire à la droite $E_i A_i$. Son module sera déterminé par la construction de l'épure des vitesses.

$\vec{V}_{E_i F_i}$: vecteur vitesse relative du point E_i par rapport à F_i pour les ($i = 12$) positions. Il est connu en direction seulement. Il est perpendiculaire à la droite $E_i F_i$. Son module sera déterminé par la construction de l'épure des vitesses.

- Du pôle p , on porte le segment (pa_i) figurant la vitesse V_{A_i} du point A_i à la même échelle que précédemment c'est-à-dire Kv .

- Nous traçons par a_i et f_i les droites supports des vecteurs vitesses relatives $\vec{V}_{E_i A_i}$ et $\vec{V}_{E_i F_i}$ perpendiculairement aux droites $E_i A_i$ et $E_i F_i$.

L'intersection des deux droites nous donne le point e_i , relié au pôle p , définit le segment (pe_i) donc la vitesse du point E_i à la même échelle. Nous tirons aisement

$$\begin{aligned} V_{E_i} &= (p.e_i) \cdot Kv \\ V_{E_i A_i} &= (e_i a_i) \cdot Kv \\ V_{E_i F_i} &= (e_i f_i) \cdot Kv \end{aligned}$$

EXEMPLE : Position 2

$$\vec{V}_E = \vec{V}_A + \vec{V}_{EA} \quad \text{où} \quad V_A = \omega_A \cdot OA = 6,28 \cdot 0,04 = 0,25 \text{ m/s.}$$

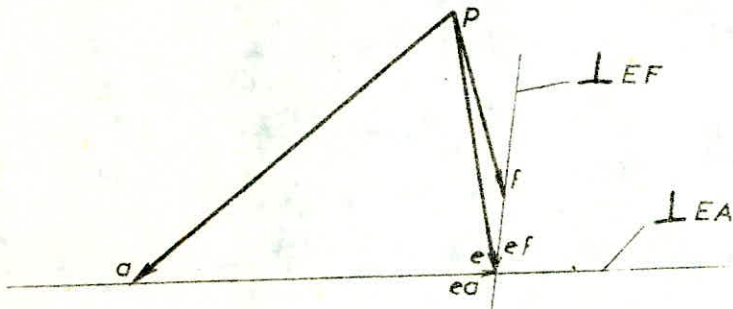
$$\vec{V}_{EA} \perp EA$$

$$\vec{V}_E = \vec{V}_F + \vec{V}_{EF} \quad \text{où} \quad V_F = 0,15 \text{ m/s. (d'après (a))}$$

$$\vec{V}_{EF} \perp EF$$

Pour la construction de l'épure des vitesses.

$$V_A = (pa)K_v \implies (pa) = \frac{V_A}{K_v} = \frac{0,25}{2,5 \cdot 10^{-3}} = 100 \text{ mm.}$$



On trouve, $(pe) = 61 \text{ mm}$ donc $E = (pe) \cdot K_v$
 $= 61 \cdot 2,5 = 0,153 \text{ m/s}$
 $(ea) = 139 \text{ mm}$ donc $EA = (ea) \cdot K_v$
 $= 139 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,35 \text{ mm/s}$
 $(ef) = 5 \text{ mm}$ donc $EF = (ef) \cdot K_v$
 $= 5 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,01 \text{ m/s}$

Pour les autres positions, du point E, on procède exactement de la même manière. Les valeurs obtenues sont résumées dans le tableau suivant :

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$V_{E_i A_i}$ (m/s)	0,44	0,35	0,15	0,01	0,2	0,37	0,42	0,34	0,16	0,01	0,2	0,39
$V_{E_i F_i}$ (m/s)	0,0075	0,01	0,14	0,2	0,38	0,25	0,02	0,23	0,28	0,25	0,073	0,01
V_{E_i} (m/s)	0,19	0,153	0,19	0,25	0,27	0,22	0,17	0,2	0,25	0,25	0,19	0,18

c) Vitesse linéaire du point C (appartenant au chassis de la cisaille)

- Pour déterminer la vitesse linéaire du point C appartenant au chassis de la cisaille (10), On applique la loi de similitude sur le schéma cinématique et par la suite cette même loi est reportée sur l'épure des vitesses pour les 12 positions.

$$\frac{V_{A_i C_i (10)}}{V_{E_i A_i}} = \frac{(C_i (10) \cdot A_i)}{(E_i A_i)} \quad \text{comme } \begin{matrix} V_{E_i A_i} \text{ connu d'après b)} \\ (C_i (10) \cdot A_i) \text{ mesurée} \\ (E_i A_i) \text{ donnée} \end{matrix}$$

On tire alors la vitesse de C(10) par rapport à A :

$$V_{A_i C_i (10)} = V_{E_i A_i} \cdot \frac{(C_i (10) \cdot A_i)}{(E_i A_i)}$$

à la même échelle (K_v), on reporte sur l'épure des vitesses à partir de V_{A_i} , $V_{A_i C_i(10)}$ suivant la loi de similitude $E_i A_i C_i(10)$ alignés ~~comme~~ sur le schéma cinématique, c'est-à-dire, on obtient $e_i a_i c_i(10)$. Du pôle p , on joint $c_i(10)$ et ainsi on obtient la vitesse du point C appartenant au chassis de la cisaille pour les ($i = 12$) positions donc $V_{C_i}(10)$ à l'échelle K_v .

EXEMPLE : Position 2

$$\frac{V_{AC(10)}}{V_{EA}} = \frac{(C(10)A)}{(EA)} \implies V_{AC(10)} = V_{EA} \frac{(C(10)A)}{(EA)}$$

comme,

$$\begin{aligned} V_{EA} &= 0,35 \text{ m/s} && \text{d'après b)} \\ (C(10)A) &= 416 \text{ mm} && \text{mesurée sur le schéma cinématique.} \\ (EA) &= 375 \text{ mm} && \text{donnée.} \end{aligned}$$

$$\implies V_{AC(10)} = 0,35 \cdot \frac{416}{375} = 0,39 \text{ m/s.}$$

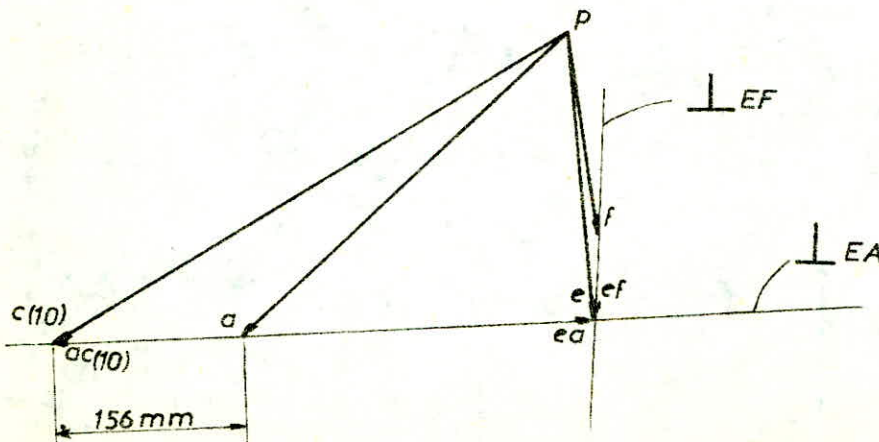
sur l'épure des vitesses, $V_{AC(10)} = (ac(10)) \cdot K_v \implies ac(10) = \frac{V_{AC(10)}}{K_v}$
soit $ac(10) = \frac{0,39}{2,5 \cdot 10^{-3}} = 156 \text{ mm}$ donc on obtient sur l'épure des vitesses $eac(10)$ alignés et $c(10)$ est localisé à 156 mm de a .

- Du pôle p , on joint $c(10)$, on trouve $pc(10) = 252 \text{ mm}$.

Donc

$$V_C(10) = (pc(10)) \cdot K_v = 252 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,63 \text{ m/s}$$

CONSTRUCTION DE L'ÉPURE DES VITESSES.



- Pour les autres positions du point C par rapport au chassis (10), la même méthode est appliquée. Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau suivant :

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$V_{AC(10)}$ (m/s)	0,48	0,39	0,17	0,04	0,26	0,5	0,6	0,48	0,2	0,01	0,23	0,43
$V_{C(10)}$ (m/s)	0,73	0,63	0,40	0,25	0,42	0,72	0,85	0,70	0,37	0,25	0,44	0,67

d) Vitesse linéaire du point D

- La vitesse linéaire du point D pour les ($i = 12$) positions est donnée elle aussi par la loi de similitude. Donc, le raisonnement est exactement le même que celui fait au (c). Nous avons :

$$\frac{V_{D_i A_i}}{V_{E_i A_i}} = \frac{(D_i A_i)}{(E_i A_i)} \implies V_{D_i A_i} = V_{E_i A_i} \cdot \frac{(D_i A_i)}{(E_i A_i)}$$

Une fois la vitesse de D par rapport à A obtenue pour les différentes ($i = 12$) positions, on obtient aisément la vitesse de D en se rapportant à l'épure des vitesses toujours la même échelle.

EXEMPLE : Positions 2

$$\frac{V_{DA}}{V_{EA}} = \frac{(DA)}{(EA)} \implies V_{DA} = V_{EA} \cdot \frac{(DA)}{(EA)}$$

comme :

$$V_{EA} = 0,35 \text{ m/s} \quad \text{d'après (b)}$$

$$(DA) = 1420 \text{ mm} \quad \text{donnée}$$

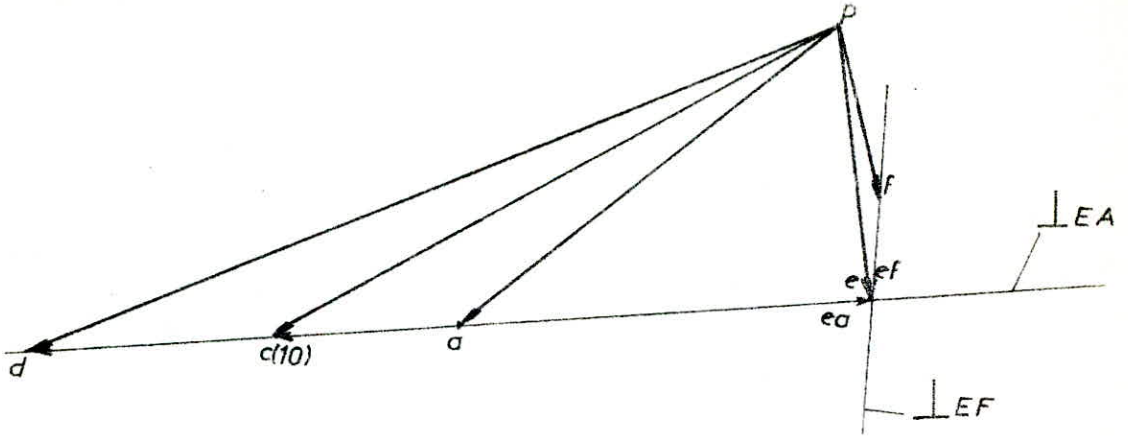
$$(EA) = 375 \text{ mm} \quad \text{"}$$

$$V_{DA} = 0,35 \cdot \frac{1420}{375} = 1,33 \text{ m/s}$$

Ce qui signifie que sur l'épure des vitesses, le point d se trouve à $(\frac{1,33}{2,5 \cdot 10^{-3}})$ = 532 mm de a pour avoir (ead). Du pôle p, ou mesure (p d) = 660 mm, soit

$$V_D = 660 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 1,65 \text{ m/s.}$$

CONSTRUCTION DE L'ÉPURE DE VITESSES.



Pour les ($i = 12$) positions du point D, on a obtenu les résultats suivants :

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
V_{DA} (m/s)	1,67	1,33	0,57	0,04	0,76	1,4	1,6	1,29	0,61	0,04	0,76	1,48
V_D (m/s)	1,92	1,65	0,76	0,29	0,88	1,57	1,85	1,51	0,7	0,29	0,94	1,66

e) Vitesse linéaire du point C appartenant à la bielle du mécanisme de coupe (8).

- Pour déterminer la vitesse linéaire du point C appartenant à la bielle du mécanisme de coupe (8), nous avons deux équations vectorielles.

$$\vec{V}_{C_i}(8) = \vec{V}_{B_i} + \vec{V}_{C_i}(8)_{B_i}$$

$$\vec{V}_{C_i}(8) = \vec{V}_{C_i}(10) + \vec{V}_{C_i}(8)_{C_i}(10)$$

où

\vec{V}_{B_i} : Vecteur vitesse absolue du point B_i pour les ($i = 12$) positions. Il est connu en module et en direction. Car $\omega_A = \omega_B$ connu et OB connu.

$\vec{V}_{C_i}(10)$: Vecteur vitesse absolue du C_i appartenant au châssi (10) pour les ($i = 12$) positions. Il est connu d'après (c)

$\vec{V}_{C_i}(8)_{B_i}$: Vecteur vitesse relative du point C_i appartenant à la bielle (8) par rapport à B_i pour les ($i = 12$) positions. Il est connu seulement en direction. Il est perpendiculaire à la droite $B_i C_i$. Son module sera déterminé par la construction de l'épure des vitesses.

$\vec{V}_{C_i}(8)_{C_i}(10)$: Vecteur vitesse relative du point $C_i(8)$ par rapport à $C_i(10)$ pour les ($i = 12$) positions. Il est connu en direction seulement. Il est parallèle à la droite $B_i D_i$. Son module sera déterminé par la construction de l'épure des vitesses.

- Du pôle p, on porte le segment (p b_i) figurant la vitesse V_{B_i} du point B_i toujours à la même échelle Kv.

- Nous traçons par b_i la droite support du vecteur vitesse relative $\vec{V}_{C_i(8)B_i}$ perpendiculairement à la droite B_iC_i.

- Nous traçons par c_i(10) la droite support du vecteur vitesse relative $\vec{V}_{C_i(8)C_i(10)}$ parallèlement à la droite E_iD_i.

- L'intersection des deux droites nous donne le point c_i(8) qui, relié au pôle p définit le segment (pc_i(8)) donc la vitesse linéaire du point C appartenant à la bielle du mécanisme de coupe (8) à la même échelle. Nous tirons aisement :

$$V_{C_i(8)} = (pc_i(8)) \cdot Kv$$

$$V_{C_i(8)B_i} = (c_i(8) b_i) \cdot Kv$$

$$V_{C_i(8)C_i(10)} = (c_i(8)c_i(10)) \cdot Kv$$

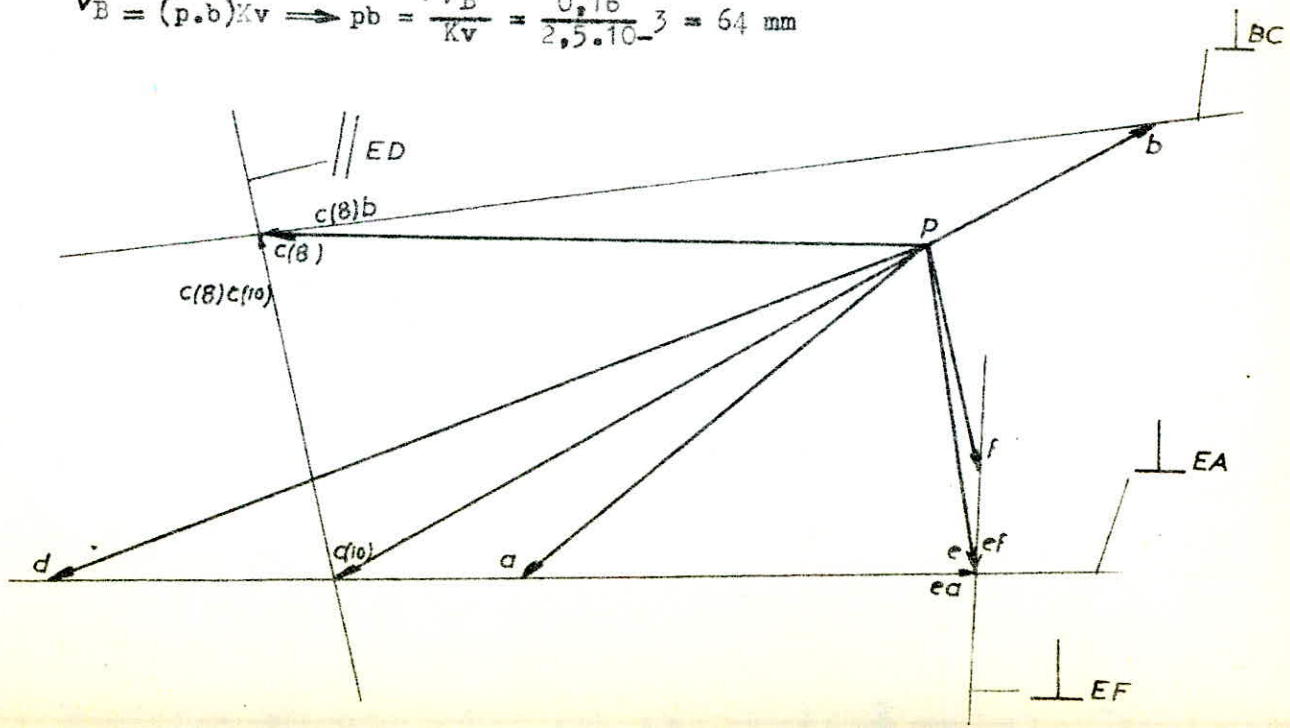
EXEMPLE : Position 2.

$$\vec{V}_C(8) = \vec{V}_B + \vec{V}_{C(8)B} \quad \text{où} \quad \begin{cases} V_B = \omega_B \cdot OB = \omega_A \cdot OA = 6,28 \cdot 0,025 = 0,16 \text{ m/s} \\ \vec{V}_{C(8)B} \perp BC \end{cases}$$

$$\vec{V}_C(8) = \vec{V}_C(10) + \vec{V}_{C(8)C(10)} \quad \text{où} \quad \begin{cases} V_C(10) = 0,63 \text{ m/s d'après (c)} \\ \vec{V}_{C(8)C(10)} \parallel ED \end{cases}$$

Pour la construction de l'épure des vitesses nous avons :

$$V_B = (p.b)Kv \Rightarrow pb = \frac{V_B}{Kv} = \frac{0,16}{2,5 \cdot 10^{-3}} = 64 \text{ mm}$$



On trouve :

$$\begin{aligned} pc(8) &= 248 \text{ mm} \text{ donc} & VC(8) &= (p.c(8)).Kv = 248.2,5.10^{-3} = 0,62 \text{ m/s.} \\ c(8)b &= 306 \text{ mm} \text{ donc} & VC(8)B &= (c(8).b).Kv = 306.2,5.10^{-3} = 0,77 \text{ m/s.} \\ c(8)c(10) &= 49 \text{ mm} \text{ donc} & VC(8)C(10) &= c(8)c(10).Kv = 49.2,5.10^{-3} = 0,12 \text{ m/s} \end{aligned}$$

- La même méthode a été appliquée pour les (i = 12) positions du point C appartenant à la bielle (8) du mécanisme de coupe, les résultats obtenus sont résumés dans le tableau suivant :

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$V_{C(8)B}$ (m/s)	0,89	0,77	0,44	0,11	0,4	0,85	1,02	0,81	0,32	0,16	0,51	0,81
$V_{C(8)C(10)}$ (m/s)	0	0,12	0,26	0,39	0,44	0,32	0	0,32	0,43	0,39	0,25	0,12
$V_{C(8)}$ (m/s)	0,73	0,62	0,34	0,16	0,4	0,74	0,85	0,70	0,33	0,18	0,40	0,66

REMARQUES :

- Les épures qui ont été dressées précédemment ne sont que des épures de méthodes et d'allure des vitesses. Les épures calculées à l'échelle sont présentées dans les planches du schéma cinématique et du levier de JOUKOVSKI pour la position 2.

TABEAU RECAPITULATIF DES VITESSES. (m/s)

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
pièce O ₁ F	0,19	0,15	0,06	0,05	0,15	0,19	0,17	0,12	0,04	0,04	0,12	0,18
pièce EF	0,0075	0,01	0,14	0,20	0,38	0,25	0,02	0,23	0,28	0,25	0,07	0,01
pièce EA	0,44	0,35	0,15	0,01	0,20	0,37	0,42	0,34	0,16	0,01	0,20	0,39
pièce AC	0,48	0,39	0,17	0,01	0,26	0,50	0,60	0,48	0,20	0,01	0,23	0,43
pièce AD	1,67	1,33	0,57	0,04	0,76	1,40	1,60	1,29	0,61	0,04	0,76	1,48
pièce BC	0,89	0,77	0,44	0,11	0,40	0,85	1,02	0,81	0,32	0,16	0,51	0,81
point E	0,19	0,15	0,19	0,25	0,27	0,22	0,17	0,20	0,25	0,25	0,19	0,18
point C(10)	0,73	0,63	0,40	0,25	0,42	0,72	0,85	0,70	0,37	0,25	0,44	0,67
point C(8)	0,73	0,62	0,34	0,16	0,40	0,74	0,85	0,70	0,33	0,18	0,40	0,66
point D	1,92	1,65	0,76	0,29	0,88	1,57	1,85	1,51	0,70	0,29	0,94	1,66
chassis C(8)C(10)	0	0,12	0,26	0,39	0,44	0,32	0	0,32	0,43	0,39	0,25	0,12

- Ayant obtenues ces vitesses linaires pour toutes les piéces composant le mécanisme, on obtient facilement les vitesses angulaires (ω) du régime de travail comme suit :

$$\begin{aligned} \text{piéce } O_1F &: \omega_{F_1} \text{ donnée} \\ \text{piéce } EF &: \omega_{E_1F_1} = \frac{v_{E_1F_1}}{E_1F_1} \\ \text{piéce } ED &: \omega_{E_1D_1} = \omega_{A_1D_1} = \frac{v_{A_1D_1}}{A_1D_1} \\ \text{piéce } BC &: \omega_{B_1C_1} = \frac{v_{B_1C_1}}{B_1C_1} \end{aligned}$$

TABEAU DES VITESSE ANGULAIRES (ω) : (1/s)

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
piéce O_1F	4,19	3,23	1,23	1,07	3,23	4,13	3,86	2,64	0,91	0,78	2,62	3,97
piéce ED même que piéce AD	1,18	0,94	0,40	0,03	0,54	0,99	1,13	0,91	0,42	0,03	0,54	1,04
piéce BC	1,87	1,62	0,93	0,23	0,84	1,74	2,15	1,71	0,67	0,34	1,07	1,70
piéce EF	0,01	0,02	0,21	0,30	0,58	0,38	0,03	0,35	0,42	0,39	0,11	0,02

III. 3 2 DETERMINATION DES ACCELERATIONS DES DIFFERENTES PIÉCES DE LA CISAILLE.

- Elles aussi, les accélérations peuvent être cherchées par la méthode des épures des accélérations. En outre, l'épure des vitesses doit être construite. Et, avec l'exploitation de l'épure des vitesses et des vitesses angulaires des différentes piéces, on détermine les accélérations des différentes piéces de la cisaille pour les ($i = 12$) positions.

a) Accélération linéaire du point F.

- Elle est donnée par l'équation vectorielle :

$$\vec{a}_{F_i} = \vec{a}_{F_i}^n + \vec{a}_{F_i}^t$$

où

- $a_{F_i}^n = \omega_{O_1 F_i}^2 \cdot O_1 F_i$: Accélération normale du levier $O_1 F$
- $a_{F_i}^t = \epsilon_{O_1 F_i} \cdot O_1 F_i$: Accélération tangentielle du levier $O_1 F$
- $\epsilon_{O_1 F_i}$: Accélération angulaire du levier $O_1 F$

$$\vec{a}_{F_i} = \sqrt{(a_{F_i}^n)^2 + (a_{F_i}^t)^2}$$

$i = 1, 2, 3, \dots, 12$ positions.

Pour notre régime de travail de la cisaille (vitesse linéaire de la bande égale à 2,2 m/s, longueur de la tôle égale à 2000 mm), nous avons les accélérations angulaires ($\epsilon_{O_1 F_i}$) de travail du levier $O_1 F$ résumées dans le tableau suivant:

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\epsilon_{O_1 F}$ ($\frac{1}{s^2}$)	3,72	7,07	26,48	26,19	17,82	2,90	13,52	24,61	28,80	27,01	22,40	11,27

comme :

$$O_1 F_i = 45 \text{ mm (pour les } i = 12 \text{ positions)}$$

$$\omega_{O_1 F_i} \text{ connues d'après III. 3.1.}$$

- On obtient les accélérations linéaires du point F pour les différentes (12) positions comme suit :

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
a_F^n ($\frac{m}{s^2}$)	0,79	0,47	0,07	0,05	0,48	0,77	0,67	0,31	0,04	0,02	0,31	0,71
a_F^t ($\frac{m}{s^2}$)	0,17	0,77	1,19	1,18	0,80	0,13	0,61	1,11	1,30	1,22	1,01	0,51
a_F ($\frac{m}{s^2}$)	0,81	0,90	1,19	1,18	0,93	0,78	0,91	1,15	1,30	1,22	1,06	0,87

- Pour la construction de l'épure des accélérations, on possède de la même manière que pour l'épure des vitesses.

- L'échelle est telle que 1 mm $\rightarrow K_a \text{ m/s}^2$. Nous adopterons pour les considérations de commodité $K_a = 10^{-2} \text{ (m/mm}^2\text{)}$.

EXEMPLE : Position 2.

$$\left. \begin{aligned} \omega_{O_1F} &= 3,23 \text{ 1/s} \\ \omega_{O_1F} &= 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m} \end{aligned} \right\} \implies a_F^n = \omega_{O_1F}^2 \cdot O_1F = (3,23)^2 \cdot 0,045 = 0,47 \text{ m/s}^2$$

$$\xi_{O_1F} = 17,07 \text{ 1/s}^2 \implies a_F^t = \xi_{O_1F} \cdot O_1F = 17,07 \cdot 0,045 = 0,77 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Soit } a_F = \sqrt{(a_F^n)^2 + (a_F^t)^2} = \sqrt{(0,47)^2 + (0,77)^2} = 0,90 \text{ m/s}^2$$

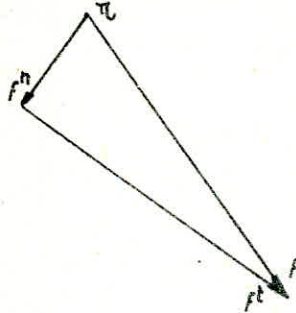
Du Pôle π , on trace (π, f^n) tel que :

$$f^n = \frac{a_F^n}{K_a} = \frac{0,47}{10^{-2}} = 47 \text{ mm.}$$

- De l'extrémité de f^n , on ajoute perpendiculairement f^t tel que :

$$f^t = \frac{a_F^t}{K_a} = \frac{0,77}{10^{-2}} = 77 \text{ mm}$$

d'où le tracé des premiers vecteurs accélérations du point F.



On joignant le pôle π à l'extrémité de f^t , on trouve l'accélération du point f.

b) Accélération linéaire du point E.

- l'accélération a_{E_i} du point E_i pour les ($i = 12$) positions s'exprimera par les équations vectorielles suivantes:

$$\vec{a}_{E_i} = \vec{a}_{F_i} + \vec{a}_{E_i F_i}^n + \vec{a}_{E_i F_i}^t$$

$$\vec{a}_{E_i} = \vec{a}_{A_i} + \vec{a}_{E_i A_i}^n + \vec{a}_{E_i A_i}^t$$

où :

$\vec{\sigma}_{F_i}$: C'est le vecteur accélération du point F_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 12$) connu en module et en direction d'après a)

$\vec{\sigma}_{A_i}$: C'est le vecteur accélération du point A_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 12$) connu en direction et son module sera :

$$\sigma_{A_i} = \sigma_{A_i}^n = \omega_{A_i}^2 \cdot OA = (6,28)^2 \cdot 0,04 = 1,58 \text{ m/s}^2$$

$\sigma_{E_i F_i}^n$: C'est le vecteur accélération normale dans le mouvement relatif, connu en direction et son module sera :

$$\sigma_{E_i F_i}^n = E_i F_i \cdot \omega_{E_i F_i}^2$$

$\sigma_{E_i A_i}^n$: C'est le vecteur accélération normale dans le mouvement relatif, connu en direction et son module sera

$$\sigma_{E_i A_i}^n = E_i A_i \cdot \omega_{E_i A_i}^2 = \frac{(v_{E_i A_i})^2}{E_i A_i}$$

$\sigma_{E_i F_i}^t$ et $\sigma_{E_i A_i}^t$ sont les vecteurs accélérations tangentielles dans le mouvement relatif. Il ne sont connus qu'en direction. Le premier est perpendiculaire à $E_i F_i$, le second à $E_i A_i$. Leurs module sont cherchés par le tracé de l'épure des accélérations.

- Du pôle η , on porte les segments (ηf) et (ηa) figurant à l'échelle K_a les accélérations des points F_i et A_i pour les ($i = 12$) positions. Ensuite, en ayant calculé les valeurs des accélérations $\sigma_{E_i F_i}^n$ et $\sigma_{E_i A_i}^n$, on porte à partir de f et a , les segments $(f n_{ef})$ et $(a n_{ea})$ qui représentent ces accélérations à l'échelle K_a . Des points ef^n et ea^n obtenus, traçons les droites supports des vecteurs accélérations tangentielles $\sigma_{E_i F_i}^t$ et $\sigma_{E_i A_i}^t$ perpendiculairement à $E_i F_i$ et $E_i A_i$. Le point d'intersection de ces droites est le lieu de l'extrémité du vecteur accélération absolue σ_{E_i} du point E_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 12$) positions si bien que :

$$\sigma_{E_i} = K_a (\eta E_i)$$

- Une fois l'épure des accélérations construites, on tire aisement :

$$\sigma_{E_i F_i}^t = (f n_{ef}) \quad \text{et} \quad \xi_{E_i F_i} = \frac{\sigma_{E_i F_i}^t}{E_i F_i}$$

$$\sigma_{E_i A_i}^t = (a n_{ea}) \quad \text{et} \quad \xi_{E_i A_i} = \frac{\sigma_{E_i A_i}^t}{E_i A_i}$$

$$\sigma_{E_i} = (\eta E_i) \cdot K_a$$

$$\sigma_{E_i F_i} = \sqrt{(\sigma_{E_i F_i}^n)^2 + (\sigma_{E_i F_i}^t)^2}$$

Les résultats complets ($i = 1, 2, 3, \dots, 12$) sont enregistrés dans le tableau ci-dessous.

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
a_{EF}^t (m/s ²)	0,275	0,28	0,16	0,80	0,18	2,26	2,77	2,55	1,77	1,60	1,90	0,80
a_{EF} (m/s ²)	0,28	0,28	0,16	0,80	0,28	2,26	2,77	2,55	1,77	1,60	1,90	0,80
a_{EA}^t (m/s ²)	0,15	0,32	0,70	1,61	2,01	1,25	0,85	0,12	0,80	1,80	2,00	1,49
a_E (m/s ²)	1,07	1,16	1,09	0,39	0,83	1,70	2,21	1,90	0,88	0,45	1,28	1,38
ϵ_{EF} (1/s ²)	0,42	0,42	0,24	1,21	0,27	3,42	4,20	3,86	2,68	2,42	2,88	1,21
$\epsilon_{EA} \epsilon_{ED}$ (1/s ²)	0,40	0,85	1,87	4,29	5,36	3,33	2,27	0,18	2,13	4,80	5,33	3,97

EXEMPLE : Position 2.

$$\vec{a}_E = \vec{a}_F + \vec{a}_{EF}^n + \vec{a}_{EF}^t$$

Avec :

$$\vec{a}_E = \vec{a}_A + \vec{a}_{EA}^n + \vec{a}_{EA}^t$$

$$a_F = 0,90 \text{ m/s}^2 \text{ d'après a)}$$

$$a_A = \omega_{OA}^2 \cdot OA = (6,28)^2 \cdot 0,04 = 1,58 \text{ m/s}^2 \Rightarrow r(a) = \frac{1,58}{Ka} = 158 \text{ mm}$$

$$a_{EF}^n = EF \cdot \omega_{EF}^2 = 0,66 \cdot (0,02)^2 \approx 0.$$

$$a_{EA}^n = EA \cdot \omega_{EA}^2 = \frac{V_{EA}^2}{EA} = \frac{(0,35)^2}{0,375} = 0,33 \text{ m/s}^2 \Rightarrow e^na = \frac{0,33}{Ka} = 33 \text{ mm}$$

$$\vec{a}_{EF}^t \perp EF \quad \text{et} \quad \vec{a}_{EA}^t \perp EA.$$

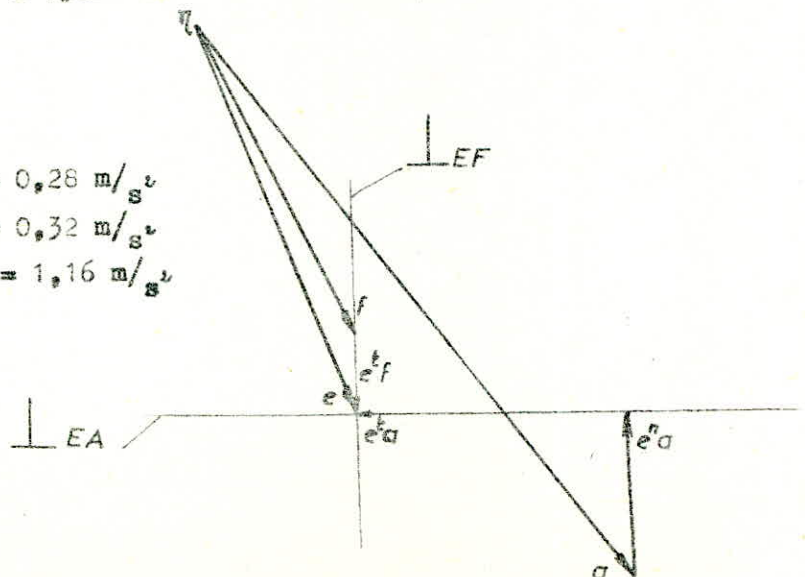
On obtient alors le tracé de l'épure des accélérations :

On tire alors :

$$e^t f = 28 \text{ mm} \rightarrow a_{EF}^t = 28 \cdot Ka = 0,28 \text{ m/s}^2$$

$$e^t a = 32 \text{ mm} \rightarrow a_{EA}^t = 32 \cdot Ka = 0,32 \text{ m/s}^2$$

$$e = 116 \text{ mm} \rightarrow a_E = 116 \cdot Ka = 1,16 \text{ m/s}^2$$



c) Accélération linéaire du point C appartenant au châssis (10) de la cisaille.

- L'accélération $\sigma_{C_i(10)}$ du point C_i pour les ($i = 12$) positions appartenant au châssis (10) de la cisaille sera donnée par la loi de similitude entre les positions du schéma cinématique et l'épure des accélérations. C'est à dire, à l'échelle K_a , On doit représenter l'alignement $E_i A_i C_i$ (10) ce qui donne respectivement $e_i a_i c_i$ (10). En joignant le pôle Ω à c_i (10) ainsi localisé, on trouve l'accélération des points C_i (10) à l'échelle K_a .

- La loi de similitude est donnée par :

$$\frac{\sigma_{C_i(10)A_i}}{\sigma_{E_i A_i}} = \frac{(C_i(10)A_i)}{(E_i A_i)} \Rightarrow \sigma_{C_i(10)A_i} = \sigma_{E_i A_i} \cdot \frac{(C_i(10)A_i)}{(E_i A_i)}$$

$$\sigma_{E_i A_i} = \sqrt{(\sigma_{E_i A_i}^n)^2 + (\sigma_{E_i A_i}^t)^2} \quad \text{c'est l'accélération de E par rapport à A pour les } (i = 12) \text{ positions.}$$

$(C_i(10)A_i)$ mesurée.

$(E_i A_i)$ donnée.

On obtient les résultats résumés dans le tableau suivant :

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
σ_{EA} (m/s^2)	0,54	0,46	0,70	1,61	2,01	1,30	0,97	0,38	0,80	1,80	2,00	1,55
$\sigma_{C(10)A}$ (m/s^2)	0,59	0,51	0,80	1,97	2,65	1,83	1,40	0,53	1,05	2,20	2,29	1,71
$\sigma_{C(10)}$ (m/s^2)	2,15	2,06	2,29	3,52	4,13	2,8	1,53	1,08	2,58	3,75	3,65	2,95

EXEMPLE : Position 2.

$$\sigma_{C(10)} = \sigma_{E A} \cdot \frac{(C(10)A)}{(EA)} \quad \text{Avec : } \begin{cases} \sigma_{EA} = 0,46 \text{ m/s}^2. \\ (C(10)A) = 416 \text{ mm (mesurée)} \\ (EA) = 375 \text{ mm} \end{cases}$$

$\sigma_{C(10)A} = 0,46 \cdot \frac{416}{375} = 0,51 \text{ m/s}^2$. Ce qui signifie que le point c (10) (représentant l'accélération du point C(10)) se trouve à $\frac{0,51}{K_a} = \frac{0,51}{10^{-2}} = 51 \text{ mm}$ de a au respectant l'alignement d'après la loi de similitude $eac(10)$. C'est-à-dire le segment $(a.c(10)a) = 51 \text{ mm}$.

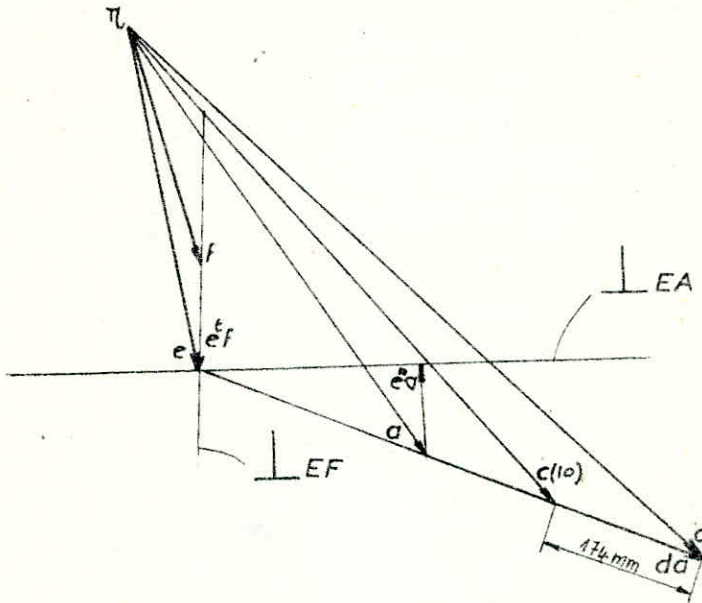
EXEMPLE : Position 2

$$\frac{a_{DA}}{a_{EA}} = \frac{(DA)}{(EA)} \quad a_{DA} = a_{EA} \cdot \frac{(DA)}{(EA)} \quad \text{Avec}$$

$$\begin{cases} a_{EA} = 0,46 \text{ m/s}^2 \\ (DA) = 1420 \text{ mm} \\ (EA) = 375 \text{ mm.} \end{cases}$$

$a_{DA} = 0,46 \cdot \frac{1420}{375} = 1,74 \text{ m/s}^2$ ce qui signifie que le point d (représentant l'accélération du point D) se trouve à $\frac{1,74}{Ka} = \frac{1,74}{10^{-2}} = 174 \text{ mm}$ de a en respectant l'alignement d'après la loi de similitude $\frac{ad}{Ka}$. C'est-à-dire le segment $(ad) = 174 \text{ mm}$.

d'où le tracé de l'épure des accélérations .



On trouve :

$$\begin{aligned} a_D &= (\pi d)Ka. \\ &= (336) \cdot 10^{-2} \\ &= 3,36 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

e) Accélération linéaire du point C appartenant à la bielle du mécanisme de coupe (8)

- Cette accélération, $a_{C_i}(8)$, pour les $(i = 12)$ positions, est donnée par les deux équations vectorielles suivantes

$$\vec{a}_{C_i}(8) = \vec{a}_{B_i} + \vec{a}_{C_i(8)B_i}^n + \vec{a}_{C_i(8)B_i}^t$$

$$\vec{a}_{C_i}(8) = \vec{a}_{C_i(10)} + \vec{a}_{C_i(10)C_i(8)}^n + \vec{a}_{C_i(10)C_i(8)}^t \quad \text{où}$$

$a_{B_i} = a_{B_i}^n = (\omega_B)^2 \cdot OB$: C'est l'accélération absolue du point B pour les différentes positions.

$a_{C_i(8)B_i}^n = \omega_{C_i(10)B_i}^2 \cdot BC$: C'est l'accélération relative normale du point $C_i(8)$ par rapport à B_i pour les $(i = 12)$ positions.

$a_{C_i(8)B_i}^t$: C'est l'accélération relative tangentielle du point $C_i(8)$ par rapport à B_i . Connue uniquement en direction, elle est perpendiculaire à B_iC_i pour $(i = 12)$ positions. Son module sera déterminé par la construction de l'épure des accélérations.

$a_{C_i(10)}$: C'est l'accélération absolue du point C_i pour les ($i = 12$) positions.
Elle est connue en module et en direction d'après (c).

$a_{C_i(10)C_i(8)}^K$: C'est l'accélération de Coriolis du point $C_i(8)$ par rapport au point $C_i(10)$ du fait que le mouvement est composé d'un mouvement de rotation et d'un mouvement de translation. Sa direction sera connue en tournant de 90° le vecteur $\overrightarrow{V_{C_i(10)C_i(8)}}$ dans le sens de $\omega_{B_i A_i}$. Son module est donné par $\frac{1}{2}$

$$2 \omega_{B_i A_i} \cdot V_{C_i(10)C_i(8)} = 2 \omega_{B_i A_i} \cdot V_{C_i(10)C_i(8)}$$

$a_{C_i(10)C_i(8)}^z$: C'est l'accélération relative du point $C_i(10)$ par rapport à $C_i(8)$. Elle est connue uniquement en direction, parallèle à la droite $A_i D_i$. Son module sera déterminé par la construction de l'épure des accélérations.

Avec :

$$a_{B_i} = \omega_B^2 \cdot OB = (6,28) \cdot 0,025 = 0,99 \text{ m/s}^2.$$

En tenant compte de toutes ces considérations, on a observé les résultats suivantes/:

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$a_{C(8)B}^t$ (m/s)	0,17	1,08	2,54	4,40	5,80	4,1	1,23	0,8	3,12	4,53	4,04	2,77
$a_{C(8)B}^n$ (m/s)	1,66	1,25	0,41	0,03	0,34	1,52	2,20	1,39	0,21	0,06	0,54	1,37
$a_{C(8)B}$ (m/s)	1,67	1,65	2,57	4,40	5,81	4,37	2,52	1,60	3,13	4,53	4,08	3,09
$a_{C(10)C(8)}^z$ (m/s)	1,48	1,65	1,55	1,15	0,20	3,05	4,10	3,28	0,48	1,15	2,00	1,66
$a_{C(10)C(8)}^K$ (m/s)	0	0,23	0,21	0,02	0,48	0,63	0	0,58	0,37	0,02	0,27	0,25
$a_{C(10)C(8)}$ (m/s)	1,48	1,55	1,57	1,15	0,62	2,85	4,10	2,91	0,57	1,15	1,76	1,61
$a_{C(8)}$ (m/s)	0,68	0,8	1,87	3,55	4,60	4,00	3,42	2,13	2,18	3,60	3,40	2,49

REMARQUE :

- Les épures qui ont été dressé précédement sont les épures schématiques.
Les épures calculées à l'échelle sont présentées dans les planches du schéma cinématique et du levier de JOUKOVSKI pour la position 2.

f) Accélérations des centres de gravité.

- Pour le calcul des accélérations des centres de gravité des différentes pièces, nous appliquons obligatoirement le principe de la loi de similitude? Nous présentons ci dessous ce calcul pour la position 2 du levier ED.

$$\frac{a_{GA}}{a_{EA}} = \frac{(GA)}{(EA)} \Rightarrow a_{GA} = a_{EA} \cdot \frac{(GA)}{(EA)}$$

où a_{GA} : Accélération relative du centre de gravité de ED par rapport à A.

$$a_{EA} = 0,46 \text{ m/s}^2 \text{ d'après (c)}$$

$$GA = \frac{ED}{2}$$

EA : donnée

APPLICATIONS NUMERIQUES :

$$a_{GA} = 0,46 \cdot \frac{1795}{2 \cdot 375} = 1,1 \text{ m/s}^2$$

donc le centre de gravité de ED se trouve à $\frac{a_{GA}}{Ka} = \frac{1,1}{10^{-2}} = 110 \text{ mm}$ de a pour avoir l'alignement eag. Du pôle π , on joint le point g soit, on trouve $\pi_g = 264 \text{ mm}$

donc :

$$a_G = \pi_g \cdot Ka = (264) \cdot 10^{-2} = 2,64 \text{ m/s}^2$$

- Pour les (i = 12) positions, la méthode étant la même, nous présentons ci-dessous les résultats observés :

ACCELERATIONS DES CENTRES DE GRAVITE. (m/s²)

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Pièce EF	0,92	1,03	1,12	0,78	0,87	0,68	0,96	0,91	0,65	0,43	0,69	1,08
Pièce ED	2,83	2,64	3,12	5,38	6,33	3,96	2,08	0,74	3,43	5,85	6,60	4,84
Pièce BC	0,18	0,44	0,65	0,79	1,00	1,52	1,95	1,16	0,52	0,82	1,15	0,83
Chassis C	2,45	2,30	2,60	4,31	4,90	3,09	1,66	0,97	2,86	4,60	4,72	3,82

TABLEAU RECAPITULATIF DES ACCELERATIONS. (m/s²)

positions		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
pièce	O ₁ F	0,81	0,90	1,19	1,18	0,93	0,78	0,91	1,15	1,30	1,22	1,06	0,87
"	EF	0,28	0,28	0,16	0,80	0,28	2,26	2,77	2,55	1,77	1,60	1,90	0,80
"	EA	0,54	0,46	0,70	1,61	2,01	1,30	0,97	0,38	0,80	1,80	2,00	1,55
"	AC	0,59	0,51	0,80	1,97	2,65	1,83	1,40	0,53	1,05	2,20	2,29	1,71
"	AD	2,05	1,74	2,65	6,1	7,61	4,92	3,67	1,44	3,04	6,82	7,57	5,87
"	BC	1,67	1,65	2,57	4,40	5,81	4,37	2,52	1,60	3,13	4,53	4,08	3,09
point	E	1,07	1,16	1,09	0,39	0,83	1,70	2,21	1,90	0,88	0,45	1,28	1,38
"	C(10)	2,15	2,06	2,29	3,52	4,13	2,80	1,53	1,08	2,58	3,75	3,65	2,95
"	C(B)	0,68	0,81	1,87	3,55	4,60	4,00	3,42	2,13	2,18	3,60	3,40	2,49
"	D	3,40	3,36	4,30	7,50	9,25	5,16	2,97	0,44	4,65	8,45	11,05	7,00
"	C ^K (10)C(B)	0	0,23	0,21	0,02	0,48	0,63	0	0,58	0,37	0,02	0,27	0,25
"	C ^r (10)C(B)	1,48	1,55	1,57	1,15	0,62	2,85	4,10	2,91	0,57	1,15	1,76	1,61
"	C(10)C(B)	0,68	0,81	1,87	3,55	4,60	4,00	3,42	2,13	2,18	3,60	3,40	2,49

En exploitant convenablement les valeurs des accélérations trouvées, on peut trouver facilement les accélérations angulaires.

$$\begin{aligned}
 - \epsilon_{E_i F_i} &= \frac{\alpha^t_{E_i F_i}}{E_i F_i} \\
 - \epsilon_{D_i E_i} &= \epsilon_{E_i A_i} = \frac{\alpha^t_{E_i A_i}}{E_i A_i} \\
 - \epsilon_{B_i C_i(10)} &= \frac{\alpha^t_{B_i C_i(10)}}{B_i C_i}
 \end{aligned}$$

TABLEAU RECAPITULATIF DES ACCELERATIONS ANGULAIRES: $(1/2)$

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
pièce O ₁ F	3,72	17,07	26,48	26,19	17,82	2,90	13,53	24,61	28,80	27,01	22,40	11,27
pièce EF	0,42	0,42	0,24	1,21	0,27	3,5	4,2	3,86	2,68	2,42	2,88	1,21
pièce DE (EA)	0,40	0,85	1,87	4,29	5,36	3,33	2,27	0,18	2,13	4,8	5,33	3,97
pièce BC	0,36	2,27	5,35	9,26	12,2	8,63	2,59	1,68	6,57	9,54	8,51	5,83

III. 3 DETERMINATION DES MOMENTS REDUITS SUR L'ARBRE DE LA CIGNE

- En se servant des valeurs obtenues précédemment des vitesses et des accélérations des centres de gravité des différentes pièces, déterminons les forces réduites et donc les moments réduits agissants sur l'arbre pendant le travail. Pour ça, on utilise la méthode de JOUKOVSKI.

- Notre mécanisme est sollicité par trois types de forces au niveau de chaque pièce :

G : Poids de la pièce (appliqué au centre de gravité)

P_i : force d'inertie pour chaque pièce. (appliquée au centre de gravité).

P_{mi} : force due au moment d'inertie (appliquée aux extrémités de la pièce).

où

$$G = m.g.$$

$$P_i = -\sigma g.m \quad \text{Avec : } \sigma g = \text{accélération du centre de gravité}$$

$$P_{mi} = \frac{M_i}{l} = \frac{-\varepsilon.J}{l} \quad \text{Avec : } \begin{cases} \varepsilon : \text{Accélération angulaire de la pièce.} \\ J : \text{moment d'inertie de la pièce?} \\ l : \text{longueur de la pièce.} \end{cases}$$

- En désignant par P_r la force réduite, on l'applique perpendiculairement à la pièce menante (dans notre cas OA).

- On reporte à l'épure des vitesses aux points correspondants toutes les forces (y compris la force réduite P_r) et on applique la méthode de JOUKOVSKI :

$$M_p(P_r) = \sum_1^n M_p(F_i)$$

Ce-ci signifie que le moment de la force réduite par rapport au pôle p de l'épure des vitesses est égal à la somme des moments de toutes les forces données par rapport à ce même point. C'est-à-dire pour notre cas :

$$M_p(P_r) = M_p(G) + M_p(P_i) + M_p(P_{mi}).$$

Soit :

$$P_r \cdot h_r = G \cdot h_G + P_i \cdot h_i + P_{mi} \cdot h_{mi}$$

où :

h_r , h_G , h_i et h_{mi} sont les bras de leviers respectifs des forces sollicitant la pièce par rapport au pôle de l'épure des vitesses.

$$\Rightarrow P_r = G \cdot \left(\frac{h_G}{h_r}\right) + P_i \cdot \left(\frac{h_i}{h_r}\right) + P_{mi} \cdot \left(\frac{h_{mi}}{h_r}\right)$$

REMARQUE :

- Si on utilise l'épure des vitesses non tournée (notre cas par exemple), alors dans ce cas, on doit faire tourner toutes les forces de 90° dans le même sens en les reportant sur l'épure des vitesses.

EXEMPLE DE CALCUL : Position 2

- Le calcul du moment réduit qui est présenté ci dessous est l'exemple de la position 2 (voir planche : levier de JOUKOVSKI). Pour les autres positions, les calculs sont similaires.

DONNÉES DE CALCUL :

$$\left\{ \begin{array}{l} G(EF) = m(EF) \cdot g = 274 \cdot 9,81 \approx 2688 \text{ N : poids de la pièce EF} \\ G(ED) = m(ED) \cdot g = 2685 \cdot 9,81 \approx 26340 \text{ N : " " " ED} \\ G(BC) = m(BC) \cdot g = 824 \cdot 9,81 \approx 8084 \text{ N : " " " BC} \\ G(C) = m(C) \cdot g = 795 \cdot 9,81 \approx 7799 \text{ N : " du châssis C} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_i(EF) = -\sigma g \cdot (EF) \cdot m(EF) = -1,03 \cdot 274 = -282,22 \text{ N. C'est la force d'inertie de la pièce EF} \\ P_i(ED) = -\sigma g \cdot (ED) \cdot m(ED) = -2,64 \cdot 2685 = -7088,4 \text{ N. C'est la force d'inertie de la pièce ED} \\ P_i(BC) = -\sigma g \cdot (BC) \cdot m(BC) = -0,44 \cdot 824 = -362,56 \text{ N. C'est la force d'inertie de la pièce BC} \\ P_i(C) = -\sigma g \cdot (C) \cdot m(C) = -2,3 \cdot 795 = -1828,5 \text{ N. c'est la force d'inertie du châssis C} \end{array} \right.$$

- Pour les différentes forces dues aux moments d'inerties, nous avons :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{mi}(EF) = \frac{M_i(EF)}{EF} = \frac{-\mathcal{E}(EF) \cdot J_{EF}}{EF} = \frac{-0,42 \cdot 10,7}{0,66} = -6,81 \text{ N.} \\ P_{mi}(ED) = \frac{M_i(ED)}{ED} = \frac{-\mathcal{E}(ED) \cdot J_{ED}}{ED} = \frac{-0,85 \cdot 755,6}{1,795} = -357,81 \text{ N.} \\ P_{mi}(BC) = \frac{M_i(BC)}{BC} = \frac{-\mathcal{E}(BC) \cdot J_{BC}}{BC} = \frac{-2,27 \cdot 18,8}{0,475} = -89,84 \text{ N.} \\ P_{mi}(C) = \frac{M_i(C)}{NC} = \frac{-\mathcal{E}(C) \cdot J_C}{NC} = \frac{-0,85 \cdot 20,2}{0,425} = -40,4 \text{ N.} \end{array} \right.$$

- En se servant de ces valeurs, et en s'inspirant du diagramme présenté à la figure (7) page 54, on met en équation les moments de toutes les forces par rapport au pôle p de l'épure des vitesses.

DESSIN DU LEVIER DE JOUKOVSKI A UNE ECHELLE REDUITE ($K_V=0.005$)

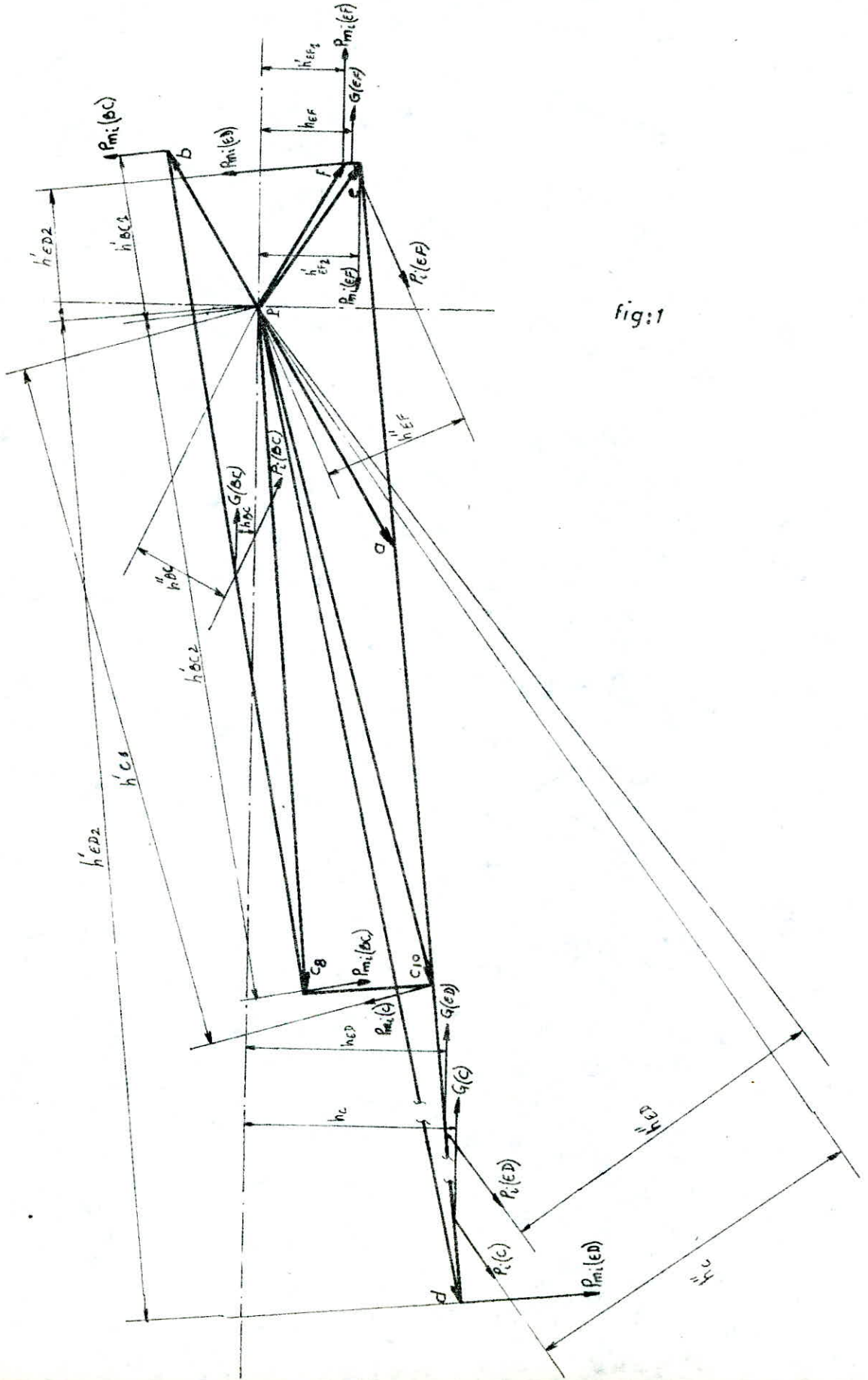


fig:1

Il vient :

$$\begin{aligned}
 M_p(P_r) &= (G(EF).h_{EF}) + (G(ED).h_{ED}) - (G(BC).h_{BC}) + (G(C).h_C) + \\
 &+ (P_{mi}(EF).h'_{EF_1}) - (P_{mi}(EF).h'_{EF_2}) + (P_{mi}(ED).h'_{ED_1}) + (P_{mi}(ED).h'_{ED_2}) \bullet \\
 &+ (P_{mi}(BC).h'_{BC_1}) + (P_{mi}(BC).h'_{BC_2}) + (P_{mi}(C).h'_{C_1}) - (P_{mi}(C).h'_{C_2}) + \\
 &+ (P_i(EF).h''_{EF}) + (P_i(ED).h''_{ED}) + (P_i(C).h''_C) + (P_i(BC).h''_{BC}).
 \end{aligned}$$

APPLICATIONS NUMERIQUES :

$h_{EF} = 32 \text{ mm}$	$h'_{EF_1} = 32 \text{ mm}$	$h''_{EF} = 50 \text{ mm}$
$h_{ED} = 75 \text{ mm}$	$h'_{EF_2} = 35 \text{ mm}$	$h''_{ED} = 115 \text{ mm}$
$h_{BC} = 5 \text{ mm}$	$h'_{ED_1} = 46 \text{ mm}$	$h''_{BC} = 33 \text{ mm}$
$h_C = 78 \text{ mm}$	$h'_{ED_2} = 624 \text{ mm}$	$h''_C = 108 \text{ mm.}$
	$h'_{BC_1} = 60 \text{ mm}$	
	$h'_{BC_2} = 246 \text{ mm}$	
	$h'_{C_1} = 251 \text{ mm}$	
	$h'_{C_2} = 505 \text{ mm}$	

On trouve :

$$\begin{aligned}
 M_p(P_r) &= 1341,45 \text{ N.m.} \\
 &= \frac{1341,45}{g} = 136,74 \text{ kgf.m.}
 \end{aligned}$$

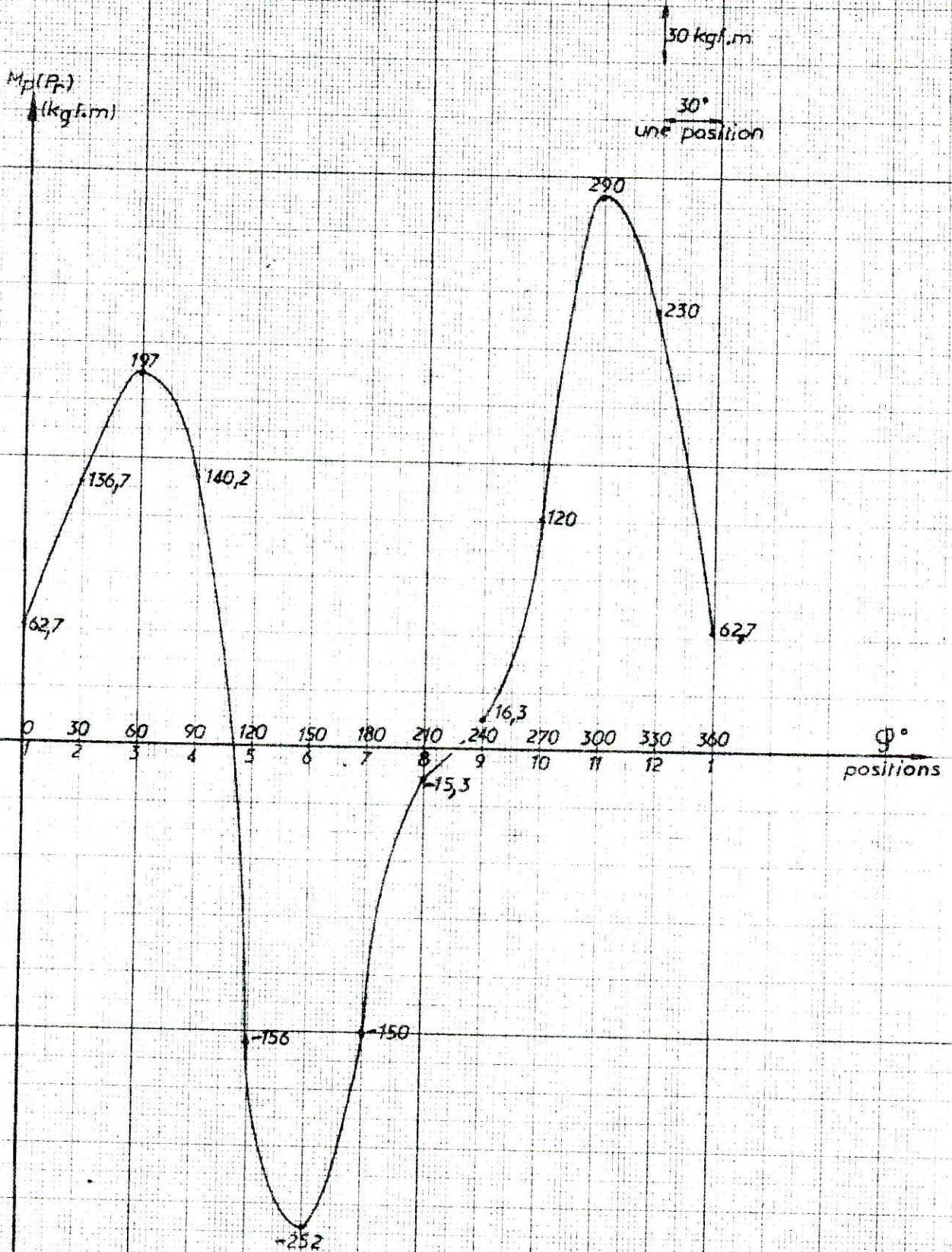
donc le moment dynamique réduit est égal à 136 kgf.m.

- Les résultats pour les autres positions (12), sont résumés et présentés dans les tableaux suivants :

a) Sans introduction de la force de coupe.

positions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
moment dynamique réduit $M_p(P_r)$ (kgf.m)	62,7	136,7	197	140,2	-156	-252	-150	-15,3	16,3	120	290	230

Fig:2 Diagramme des moments réduits sans force de coupe



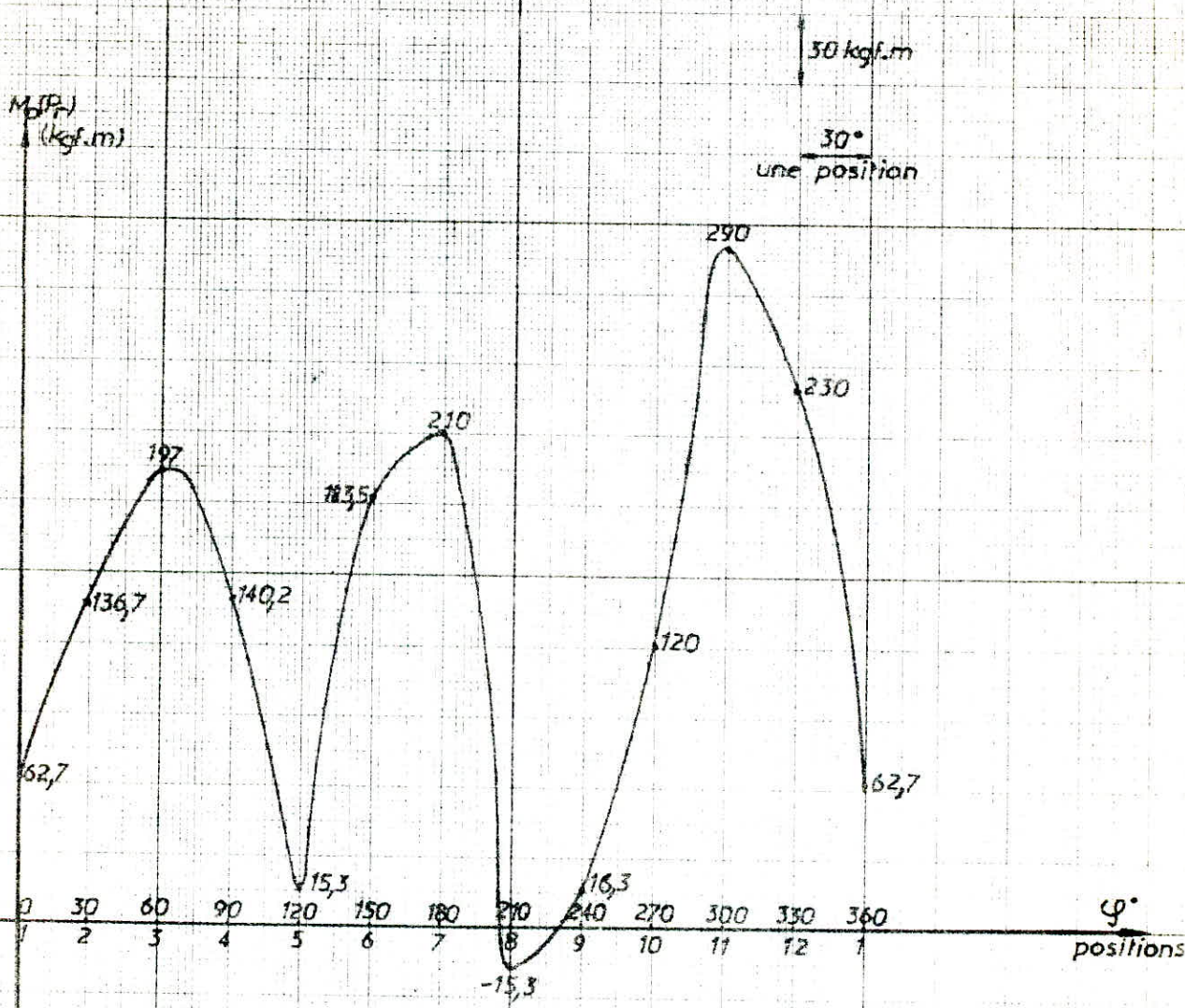
b) Avec introduction de la force de coupe

positions	zone de coupe											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
moment dynamique réduit $M_p(P_r)$ (kgf.m)	62,7	136,7	197	140,2	15,3	183,5	210	-15,3	16,3	120	290	230

- Ayant obtenue ces valeurs pour le moment dynamique réduit, on construit aisément à une échelle appropriée, les diagrammes des moments comme l'indiquent les figures (2 et 3) page (56 et 58). Il est alors possible de déterminer les puissances instantanées du moteur pour différentes positions de la pièce menante. En les déterminant et en construisant le diagramme, on peut définir la puissance moyenne du moteur pour un tour de la pièce menante (OA) ou pour un cycle, si le cycle dépasse la durée d'un tour.

- La puissance moyenne ainsi déterminée est la puissance dépensée pour surmonter les résistances utiles. Pour calculer la puissance totale, il faut ajouter à la puissance dépensée pour surmonter les résistances utiles, la puissance dépensée pour vaincre la force de frottement dans les couples cinématiques, donc la puissance de la machine à dresser.

Fig. 3 Diagramme des moments réduits avec force de coupe



III. 4 CALCUL DE LA MACHINE A DRESSER.

- La cisaille et la machine à dresser sont liées entre elles et sont entraînées par un seul moteur. C'est-à-dire, pour déterminer les efforts complets agissant sur les éléments de la cisaille et de machine à dresser, il convient de calculer le moment de torsion agissant sur les éléments de la machine à dresser. Pour ce-ci, on utilise la méthode citée dans les manuels [4] et [5] .

- Le moment total de torsion (M_t) sur la machine à dresser est égale :

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3 \quad \text{où}$$

M_1 : moment de torsion de dressage de la bande.

M_2 : moment de frottements des rouleaux de la machine à dresser sur la bande.

M_3 : moment de frottements dans les appuis des rouleaux de la machine à dresser.

- Du manuel [4] , nous avons :

$$M_1 = \frac{R_e \cdot b \cdot h \cdot D}{4 E} \cdot \sigma \quad \text{où}$$

$R_e = 48,3 \text{ daN/mm}^2$: limite d'élasticité

$b = 1500 \text{ mm}$: largeur de la bande

$h = 3 \text{ mm}$: épaisseur de la bande

$D = 98 \text{ mm}$: diamètre des rouleaux de travail de la machine à dresser.

$E = 7100 \text{ daN/mm}^2$: module d'élasticité longitudinale de la bande .

$\sigma = 6,69$: Coefficient de déformation élastique de la bande. (tiré de l'abaque du manuel [4])

L'APPLICATION NUMERIQUE NOUS DONNE :

$$M_1 = \frac{(48,3)^2 \cdot 1500 \cdot 3 \cdot 98}{4 \cdot 7100} \cdot 6,69 = 242,35 \text{ daN.m.}$$

$$M_1 = 242,35 \text{ kgf.m}$$

- Pour déterminer les moments de frottements M_2 et M_3 , il est nécessaire de connaître la valeur de la pression totale de la bande sur les rouleaux de la machine à dresser. La pression totale sur les rouleaux est déterminée par la condition d'équilibre des moments des forces extérieures courbant la bande et les efforts intérieurs créant les moments.

Pendant les courbures élastiques : $M_e = \frac{R_e \cdot b \cdot h^2}{6}$ [5]

Pendant les courbures plastiques : $M_p = 1,5 \cdot M_e$ [5]

- La pression totale est déterminée par la relation suivante : d'après le manuel [4]

$$\sum P = \frac{5,48 \cdot R_e \cdot b \cdot h^2}{3 \cdot t} (n - 2) \quad \text{où}$$

$t = 100 \text{ mm}$: entraxe entre deux rouleaux voisins de la machine à dresser

$n = 11$: nombre de rouleaux au niveau de la machine à dresser.

APPLICATION NUMÉRIQUE :

$$\sum P = \frac{5,48 \cdot 3 \cdot 1500 \cdot (3)^2}{3 \cdot 100} (11 - 2) = 97807,5 \text{ kgf.}$$

on adoptera $\sum P = 98.000 \text{ kgf}$

- Connaissant la pression totale ($\sum P$) et en utilisant les expressions prise des manuels [4] et [5] ; déterminons M_2

$$M_2 = \sum P \cdot \mu \quad (\text{kgf.m}) \quad \text{où}$$

$\mu = 0,0002 \text{ m}$: c'est le coefficient de frottements de roulement des rouleaux de la machine à dresser sur la bande.

APPLICATION NUMÉRIQUE :

$$M_2 = 98000 \cdot 0,0002 = 19,6 \text{ kgf.m}$$

$$M_2 = 19,6 \text{ kgf.m}$$

pour le calcul de M_3 nous avons

$$M_3 = \sum P \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (\text{kgf.m}) \quad \text{où}$$

$f = 0,004$: Coefficient de frottements dans les roulements des rouleaux de la machine à dresser

$d = 72 \text{ mm}$: diamètre du tourillon du rouleau se trouvant sur le palier

APPLICATION NUMÉRIQUE :

$$M_3 = 98000 \cdot 0,004 \cdot 0,072 = 28,2 \text{ kgf.m}$$

$$M_3 = 28,2 \text{ kgf.m}$$

Finalement on obtient le moment de torsion total de la machine à dresser :

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3 = 242,35 + 19,6 + 28,2 = 290,2 \text{ kgf.m}$$

on adoptera alors $M_t = 295 \text{ kgf.m}$

- Le moment de torsion apparaissant pendant le travail de la machine à dresser agit pendant tout le temps du travail de la cisaille via la liaison rigide entre elles. C'est pourquoi, pendant la détermination de la charge dynamique totale et pendant la construction du diagramme des moments dynamiques réduits on doit tenir compte du moment de la machine à dresser qui est toujours constant.

REMARQUE :

Tous les moments agissant sur la machine à dresser s'opposent au moteur. D'où le tracé du diagramme du moment total $M_t + M(\text{Pr})$. figure 4 page 62 .

III. 5 CHOIX DU MOTEUR.

- Le moment de torsion total agissant sur l'arbre du moteur est déterminé comme la somme des moments statiques et les moments dynamiques apparaissant pendant le travail de la cisaille volante et la machine à dresser pendant le cisaillement de la bande. C'est-à-dire :

$$M_t^{\max} = M_{\text{stat}} + M_{\text{dyn}} \quad \text{où}$$

$M_{\text{stat}} = 1520 \text{ kgf.m}$: C'est le moment statique sur l'arbre du moteur.

M_{dyn} : C'est le moment dynamique dû à l'action de la cisaille et la machine à dresser au moment du cisaillement.

- D'après le diagramme du moment total dynamique indiqué figure 4 page 62 on tire le moment dynamique dans la zone de coupe :

$$M_{\text{dyn}} = 508,5 \text{ kgf.m}$$

alors

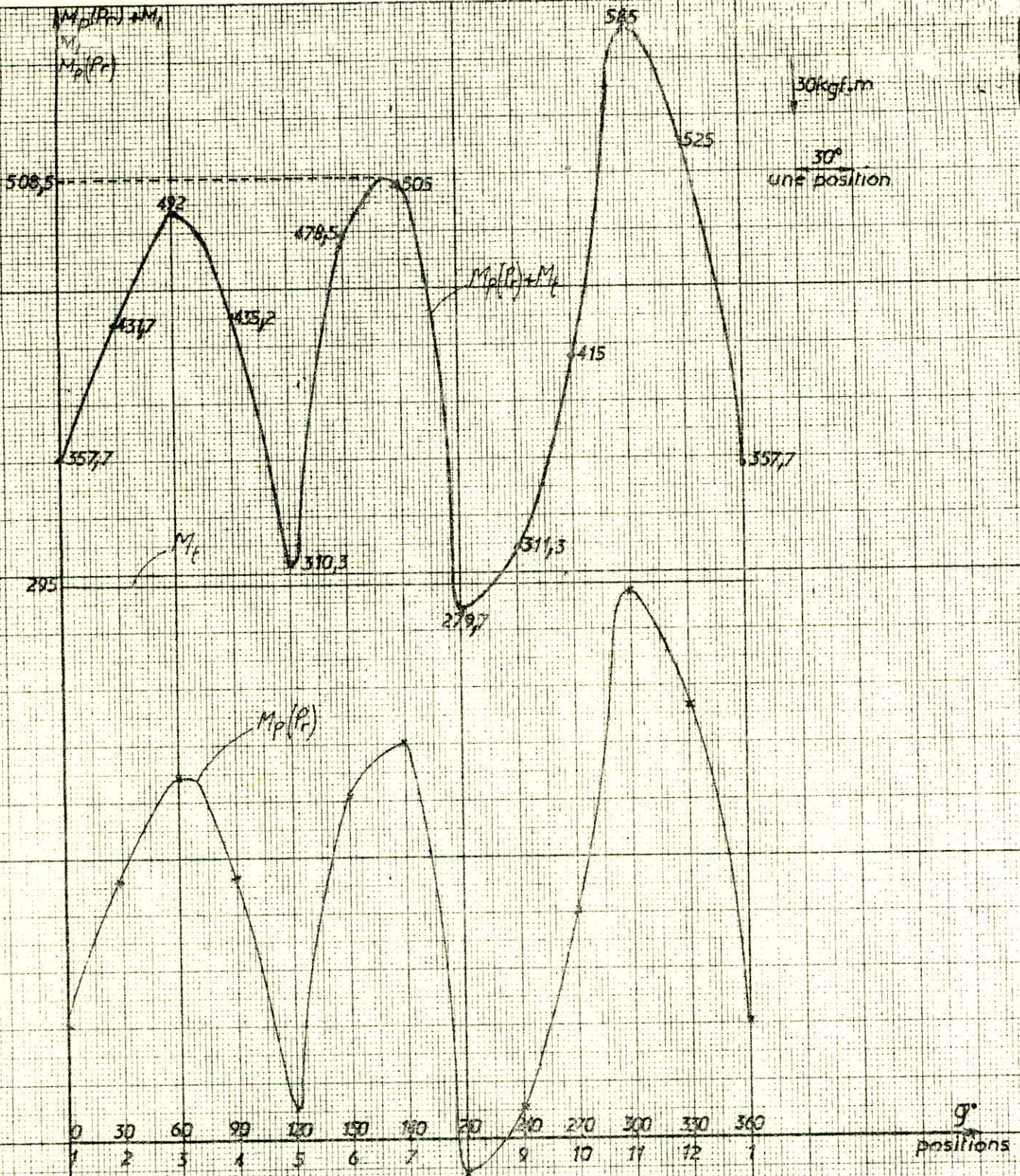
$$M_t^{\max} = M_{\text{stat}} + M_{\text{dyn}} = 1520 + 508,5 = 2028,5 \text{ kgf.m}$$

on adoptera :

$$M_t^{\max} = 2030 \text{ kgf.m}$$

- la puissance préliminaire du moteur sera calculée d'après la formule donnée par :

$$N_{\text{prés}} = \frac{M_t^{\max} \cdot n}{975 \cdot \eta} \quad \text{où}$$



- $M_t^{\max} = 2030 \text{ kgf.m}$: C'est le moment de torsion total transmis par l'arbre de moteur.
 $n = 60 \text{ tr/mn}$: vitesse de rotation de l'arbre principal.
 $\eta = 0,9$: rendement de transmission de la cisaille et à la machine à dresser.

APPLICATION NUMERIQUE

$$N_{\text{prél}} = \frac{2030 \cdot 60}{975 \cdot 0,9} = 138,8 \text{ kw}$$

soit $N_{\text{prél}} = 138,8 \text{ kw}$

- Donc, à titre de commodité, nous adopterons un moteur à cages triphasées fermées à 8 pôles avec utilisation d'un réducteur de vitesses.

Le moteur aura les caractéristiques suivantes :

Type : MBM 355 MB

Puissance nominale : 160 kw

Vitesse de rotation : 735 tr/mn

Courant à 380 V : 337 A.

ANNEXE IV. CALCUL DE QUELQUES ELEMENTS A LA RESISTANCE

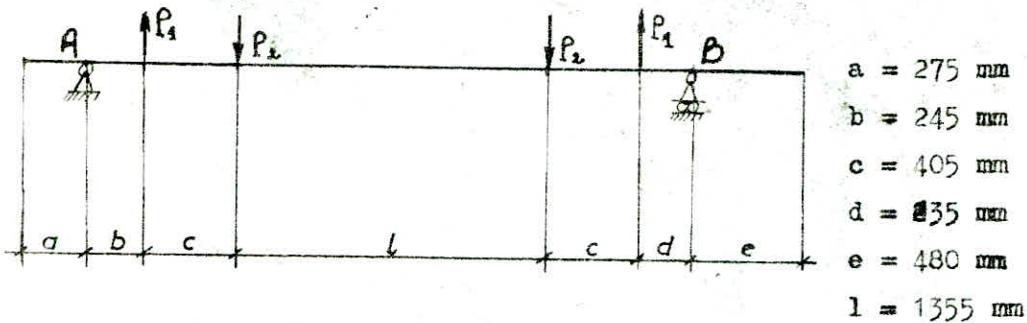
IV. 1 : CALCUL DE L'ARBRE PRINCIPAL A LA RESISTANCE

- Les efforts maximums agissant sur l'arbre principal d'entraînement de la cisaille pendant le cisailage sont :

$$P_1 = 12,2 \text{ tf}$$

$$P_2 = 17,65 \text{ tf}$$

- Le schéma calculé pour déterminer le coefficient de sécurité de l'arbre principal de la cisaille est



• Déterminons les réactions de l'appui A et B (P_A et P_B).

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow P_1(b+c+l+c) - P_2(b+c+l) - P_2(c+b) + P_1 b = P_B(b+2c+l+d)$$

$$\text{soit : } P_B = \frac{P_1(b+2c+l) - P_2(b+c+l) - P_2(c+b) + P_1 b}{b + 2c + l + d}$$

APPLICATION NUMERIQUE

$$P_B = \frac{12,200(245+810+1355) - 17,650(254+405+1355) - 17,650(405+245) + 12,200(245)}{(245+810+1355+235)}$$

$$P_B = \frac{12,2(2410) - 17,65(2005) - 17,65(650) + 12,2(245)}{2645}$$

$$= -5,471 \text{ tf.}$$

Donc $P_B = 5471 \text{ kgf.}$

$$\sum M/R = 0 \Rightarrow P_1(d+2c+1) - P_2(d+c+1) - P_2(d+c) + P_1(d) = P_A(b+c+1+d)$$

$$\text{soit } P_A = \frac{P_1(d+2c+1) - P_2(d+c+1) - P_2(d+c) + P_1(d)}{b + 2c + 1 + d}$$

APPLICATION NUMERIQUE

$$P_A = \frac{12,2(235+810+1355) - 17,65(235+405+1355) - 17,65(235+405) + 12,2(235)}{2645}$$

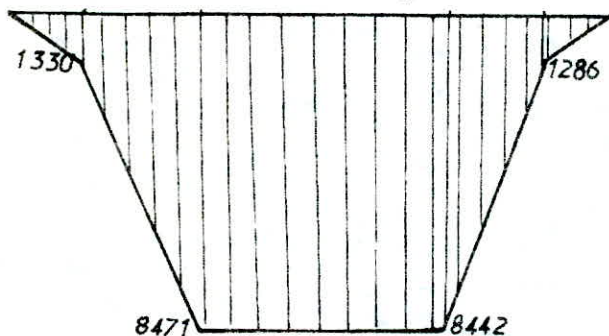
$$P_A = -5,4294$$

$$\text{Donc } P_A = 5\,430 \text{ kgf}$$

REMARQUE

Les signes (-) qui ont été initialement signifient qu'il faut charger les sens des réactions que j'ai choisi arbitrairement.

- Construisons le diagramme des moments fléchissants. M_f



$$M_D = P_A \cdot b = 5430 \cdot 0,245 = 1330,35 \text{ kgf.m}$$

$$M_E = P_A(b+c) + P_1(c) = 8471 \text{ kgf.m}$$

$$M_F = P_B(c+d) + P_1(c) = 8442 \text{ kgf.m}$$

$$M_G = P_B d = 5471 \cdot 0,235 = 1286 \text{ kgf.m}$$

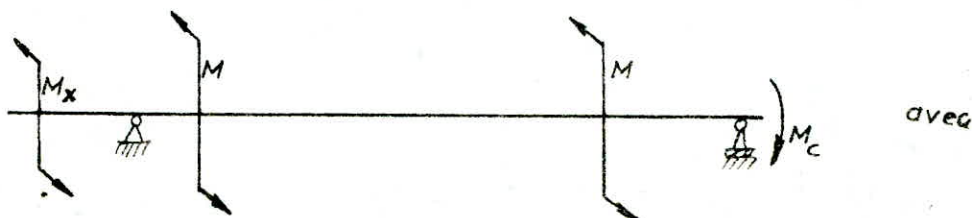
En utilisant ce diagramme des moments, on va essayer de déterminer la contrainte fléchissante dans la section dangereuse.

$$\sigma_f = \frac{M_f^m}{W}$$

M_f^m : moment fléchissant dans la section dangereuse

$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$: moment de résistance axiale.

Or, en plus du moment fléchissant, l'arbre est soumis à des moments de torsion.

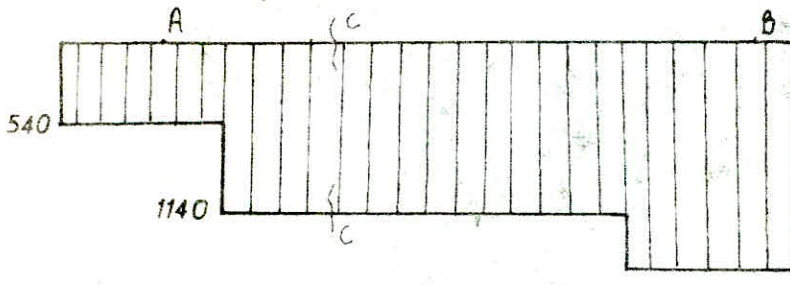


SCHEMA DONNANT L'ACTION DES MOMENTS DE TORSION.

$M_c = 1520 \text{ kgf.m}$ moment de commande maximum

$M = 600 \text{ kgf.m}$ moment résistant

$M_x = 540 \text{ kgf.m}$ moment de torsion transmit vers l'arbre secondaire par le mécanisme bielle-manivelle.



L'analyse des diagrammes M_f et M_t nous donne comme section dangereuse c-c représentant au niveau du diagramme ;

$M_f : 8471 \text{ kgf.m.}$

donc $M_t^{\max} = 1140 \text{ kgf.m}$

- La contrainte de torsion dans la section dangereuse est déterminée par la relation :

$$\tau_t = \frac{M_t^{\max}}{W_p} \quad \text{où} \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3$$

- Pour cette section dangereuse, on adoptera un diamètre $d \approx 170 \text{ mm}$.

On aura donc :

$$\sigma_{c-c}^f = \frac{M_f^m}{W} = \frac{8471 \cdot 10^{-6}}{0,1 \cdot (0,17)^3} = 17,2 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{c-c}^t = \frac{M_t^m}{W_p} = \frac{1140 \cdot 10^{-6}}{0,2 \cdot (0,17)^3} = 1,16 \text{ kgf/mm}^2$$

- On prendra alors pour l'arbre, un acier de traitements thermiques

$$XC48 \quad \text{Avec} \quad \begin{cases} HB = 200 \\ Re = 37 \text{ daN/mm}^2 : \text{limite minimale apparente d'élasticité} \\ R = 67 \text{ daN/mm}^2 : \text{résistance minimum à la rupture par extension.} \end{cases}$$

- Ayant toutes ces contraintes, on détermine aisément le coefficient de sécurité pratique par la formule :

$$k = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad \text{où} \quad \begin{cases} k : \text{coefficient de sécurité pratique} \\ k_\sigma : \text{ " " " à la flexion} \\ k_\tau : \text{ " " " à la torsion} \end{cases}$$

Avec :

$$k_G = \frac{1,2 R_e}{\sigma_f} = \frac{1,2 \cdot 37}{17,2} = 2,58$$

$$k_Z = \frac{0,6 R_t}{\sigma_t} = \frac{0,6 \cdot 37}{1,16} = 19,14$$

On obtient donc comme coefficient de sécurité pratique

$$k = \frac{k_G \cdot k_Z}{\sqrt{k_G^2 + k_Z^2}} = \frac{(2,58) \cdot (19,14)}{\sqrt{(2,58)^2 + (19,14)^2}}$$

$$= 2,56 \geq [k] = 2,5$$

$[k] = 2,5$ coefficient de sécurité pratique admissible.

IV. 2. CALCUL DES ROULEMENTS.

$$n = 60 \text{ tr/mn}$$

$$P_A = 12.200 \text{ kgf} = 11960 \text{ daN}$$

$$P_B = 17650 \text{ kgf} = 17304 \text{ daN}$$

- Pour ces deux paliers, nous n'avons pas de charges axiales, donc nous adopterons les roulements à rouleaux cylindriques, d'où la charge dynamique équivalente est égale à la charge radiale pour chaque palier.

- Le nombre d'heures de travail sera prit : $L_h = 20.000$ heures.

- Calculons la charge dynamique de base C.

a) Palier A

$$C_A = P_A \cdot k \cdot (L)^{3/10} \quad \text{Avec} \quad \begin{cases} P_A = 11960 \text{ daN} \\ k = 1 \\ L = \frac{n \cdot L_h \cdot 60}{10^6} = \frac{60 \cdot 20.000 \cdot 60}{10^6} = 72 \end{cases}$$

$$C_A = 11960 \cdot (72)^{0,3} = 43.145 \text{ daN}$$

b) Palier B

Même donnée sauf que $P_B = 17304 \text{ daN}$

soit $C_B = 62423,3 \text{ daN}$.

donc, pour les deux palier (A et B), nous adopterons des roulements de grandes dimensions serie SKF de diamètre intérieur $d = 240$ mm, diamètre extérieur $D = 360$ mm et de largeur $b = 92$ mm.

IV. 3. CALCUL DES COUSSINETS DE LA BIELLE.

↳ La vitesse périphérique de l'arbre étant faible, la calcul du coussinet va se limiter uniquement à la vérification du bon graissage. C'est-à-dire, il faut vérifier $P \leq P_{\text{admi}}$ où $[P_{\text{adm}}] \simeq 200$ daN/cm².

- Le rapport des longueurs est donné par :

$$\varphi = \frac{l}{d} = \frac{\text{longueur}}{\text{diamètre}} = \frac{145}{68} = 2,13 \quad \text{ce qui veut dire que le graissage}$$

hydrodynamique ne peut exister ou est très instable.

- Comme il y a deux bielles, on doit tenir compte de la moitié de la force de coupe pour la vérification d'un coussinet.

$$P = \frac{F}{l \cdot d} \quad \text{Avec} \quad \begin{cases} F = \frac{F_c}{2} = \frac{30.000}{2} = 15.000 \text{ kgf} = 14706 \text{ daN} \\ l = 145 \text{ mm} = 14,5 \text{ cm} \\ d = 68 \text{ mm} = 6,8 \text{ cm.} \end{cases}$$

APPLICATION NUMERIQUE

$$P = \frac{14706}{14,5 \cdot 6,8} = 149,15 \text{ daN/cm}^2 < [P]$$


Donc, les coussinets peuvent être réalisés en Bronze à l'étain sans qu'il y ait le moindre risque.

CONCLUSION.

- Nous concluons par dire que cette étude que nous venons d'accomplir n'est que préliminaire. Néanmoins, malgré les difficultés dues au manque de documents traitant ce sujet, nous avons essayé de mettre en évidence les principales caractéristiques et l'intérêt de ce procédé de cisailage. De même qu'on a donné ce que l'on pourrait appeler une esquisse d'une cisaille volante pour une éventuelle réalisation.

- Afin de nous situer, nous nous sommes dispensés du dimensionnement des dispositifs électriques. Mais on peut dire cependant que cette étude quoique préliminaire, peut constituer le point de départ d'un grand projet industriel se situant dans le contexte de la performance de l'industrie algérienne en particulier les chaînes ou les trains de coupes des produits laminés.

- Nous n'omettrons pas de dire que la méthode employée pour le calcul dynamique et cinématique est d'un intérêt particulier pour les machines et mécanismes. Dans ce sens, nous proposons de voir sa programmation dans le Curriculum des modules pour les ingénieurs mécaniciens.


 BIBLIOGRAPHIE

- 1 L'Aluminium : TOME I et II Editions EYROLLES
 - L'Aluminium et les alliages legers.
 - Mise en oeuvre et utilisation de l'aluminium et de ses alliages
- 2 Les laminoirs A. CELIKOV Editions MOSCOU
- 3 Technologie professionnelle du travail des métaux en feuilles, tubes et profilés.
G. COTANT Editions DUNOD
- 4 Ajustements des laminoirs à tôles minces. BTERENTIEV, M.SALUK (1961)
- 5 Equipement mécanique des ateliers du laminage à froid, F.HIMITCH (1972)
- 6 Construction mécanique. Eléments des projets Tome 2
L.GEMINARD, F. GROS LA FIBRE Editions DUNOD
- 7 Equipement mécanique des ateliers de sidérurgie. A. KOROLOV
- 8 Cisaille à couper les produits de laminage. I. LEONOV (1972)
- 9 Cisaille à levier, U. PERLOV Editions MOSCOU
- 10 Notions de résistance des matériaux TOME I ET II, G.VILLARD SNED (ALGER)
- 11 Théorie des mécanismes et des machines, I. ARTOBELVSKI Editions MIR (1977)
- 12 Théorie des mécanisme et des machines, I. TROITSKI SVERDLOVSKI (1978)
- 13 SKF. Rotules lisses, embouts. Catalogue Dd 5890 F.
- 14 Dictionnaire (Français - RUSSE) + (RUSSE - Français).

