

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

3/88

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

15x

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

الدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT /: Genie minier

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

SIMULATION SUR ORDINATEUR
DE L'ETAT DYNAMIQUE D'UN
CONVOYEUR A BANDE

Proposé par :

A . AIT

YAHIA TENE

Etudié par :

O. BENZAOUI

Dirigé par :

A . AIT

YAHIA TENE

PROMOTION /: Juin 1988

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

SIMULATION SUR ORDINATEUR
DE L'ETAT DYNAMIQUE D'UN
CONVOYEUR A BANDE

Proposé par :

A . AIT
YAKLATENE

Etudié par :

O. BENZAOUI

Dirigé par :

A . AIT
YAKLATENE

PROMOTION 1988

REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

C'est un grand plaisir pour moi de pouvoir exprimer mes remerciements, et toute ma reconnaissance à toutes les personnes qui m'ont aidé à la réalisation de ce modeste travail du projet de fin d'études.

Ces remerciements vont toutes particulièrement à :

Mr : Dr. A.AIT YAHIAENE .

Mon promoteur, pour les conseils qu'il n'a pas cessé de me prodiguer et le temps précieux qu'il m'a consacré durant l'élaboration de ce travail.

Mr : A. SAADA .

Chef de département GENIE MINIER, pour ces démarches.

DEDICACES

Je dedie ce mémoire:

- A mon grand_père
- A mon père
- A ma mère
- A mes frères
- A mes soeurs
- A tous mes amis.

OMAR

I° - INTRODUCTION

Un des processus principaux dans les mines souterraines , ou à ciel ouvert est le transport du minéraux et des stériles ,qui doivent aussitôt être évacués du chantier .

Cette évacuation est réalisée par deux grands modes de transport

- le transport discontinu réalisé par va-et-vient des berlines
- le transport continu réalisé par des couloires ou des bandes

Le choix de mode de transport dépend de prix de revient de transport d'une tonne de minerai ,et de pendage du chantier.

La place qu'occupe le transport continu parmi les moyens de maintenance dans le secteur minier ,a mis en lumière l'importance des convoyeurs à bande ,et a élargit leur utilisation dans des secteurs de plus en plus variés ,et sur des distances de plus en plus grandes .

Les convoyeurs à bande sont constitués essentiellement par une bande souple en tissu caoutchouté, reposant sur des rouleaux portés par des châssis ,et entraîné par des moteurs en général asynchrones à bagues ou à cage .

De point de vue économique ,la bande représente la partie la plus coûteuse du convoyeur .S'elle dépasse 1 Km le coût devient de même ordre que le reste du constituant de convoyeur .

Il existe des différentes constructions des bandes ,courtes et d'autres plus puissantes .Tout dépend de la dimension des matériaux à transporter ,de la dureté du minerai,de la vitesse de la charge en mètre linéaire ;de la distance ,de la hauteur ,de la pente ,et de taux de travail acceptable au moment des de "dénarrage pleine charge".

La partie mécanique représentée par des tambours moteurs ,et non moteurs ,des tambours de tension ,des rouleaux ,des réducteurs et des accessoires .

D'après (I) , les méthodes classiques négligent beaucoup les phénomènes physiques ayant lieu dans la bande ,surtout à l'état dynamique (démarrage ,freinage etc) .

Actuellement ce genre de calcul n'est utilisé que pour des petites bandes ,ou comme un dégrossissage des projets de longs convoyeurs à bande .

Les modeles récents se basent sur des études plus avancées dans le domaine .En se basant sur les notions de physiques , pour déterminer et expliquer tous les phénomènes qui se déroulent pendant le mouvement de la bande ,en particulier durant le démarrage ,car pendant cette période interviennent les forces maximales sur la bande ,et les courants maximaux dans les moteurs .

L'objectif de ce travail est la détermination des equations caractéristiques du mouvement de la bande .Le systeme d'equations obtenu constitue le modele mathématique .La résolution de ce systeme sur un ordinateur ,nous permet de constater toutes les variations qui se produisent durant le démarrage .

L'intérêt le plus important de ce modele est la possibilité de diminuer les forces ayant lieu dans la bande pendant le démarrage afin d'augmenter la durée de vie de la bande , par conséquent diminuer son prix de revient . Les résultats sont présentés sous forme de graphes .

II - CARACTERISTIQUES D'UN TRANSPORTEUR A BANDE

II.I - GENERALITE

Les produits abatus doivent aussitôt être déplacés du chantier aux points de déchargement ,tels que les terrils pour les roches stériles ,et les stocks ou les trémies de réception des usines de traitement pour les minéraux utiles .

Les charges sont déplacées par différents moyens de transport qui constituent un des processus principaux dans le chantier minier . D'après (4) ,son prix de revient total d'exploitation atteint 30 à 70 % . La quantité de charge (en tonne ou en m³) transportée par unité de temps (heures ,poste ,jours , mois , année) ,s'appelle trafic . Il comprend :

- Transport du minéral dans les chantiers ,
- Transport en sens inverse ,du matériel ,les explosifs , pièces de rechange ,et quelque fois du remblai ,
- Transport du personnel .

Le type de transport choisi doit assurer les points suivants :

- Distance minimale de transport des minerais utiles ,et des stériles ,du front de taille aux points de déchargement ,
- Les paramètres des moyens de transport doivent correspondre aux engins d'extraction et de chargement ,et aux propriétés des roches à transporter .
- Sécurité de travail ,temps de travail réduit ,rendement élevé,

On distingue les engins de transport et les engins de transfert :

I) - Les engins de transfert :

- Sauturelles ,pont de transfert .

2) - Les engins de transport :

- Locomotive , et wagons (chemin de fer) ,
- Camions , convoyeurs , skipe , transport combiné .

Le présent travail est consacré pour l'étude du transport par convoyeur à bande .

Le transport à bande ,est un matériel de manutention largement diffusé , et de fait bien connu .

D'après (3) , les applications de ce type de transport sont très spécifiques ;transporteur de grande longueur ;transporteur descendant ;transporteur en courbe verticale ou horizontale .

Le transport par convoyeur est très répandu dans les carrières et dans les mines ,pour les rocs es dures et les roches tendres bien fragmentées .Il assure de grands débits .

Dans le convoyeur à bande (Fig: II.I) ,une ou plusieurs têtes motrices entraînant ,par adhérence une bande de caoutchouc . Les deux brins de la bande sont portés par des rouleaux équidistants .Généralement le brin inférieur circule à vide ,tandisque le brin supérieur transporte les matériaux .La longueur de la bande varie entre 1000 : 5000 m ,et plus ,avec une largeur qui peut atteindre 3600 mm ,et avec une vitesse de 6 m/s ,une pente jusqu'à 30 ° .

Dans les chantiers miniers les convoyeurs suivant leur utilisation et leur destination se divisent en :

- Convoyeur de chantier ,
- Convoyeur de montage ,
- Convoyeur élévateur .

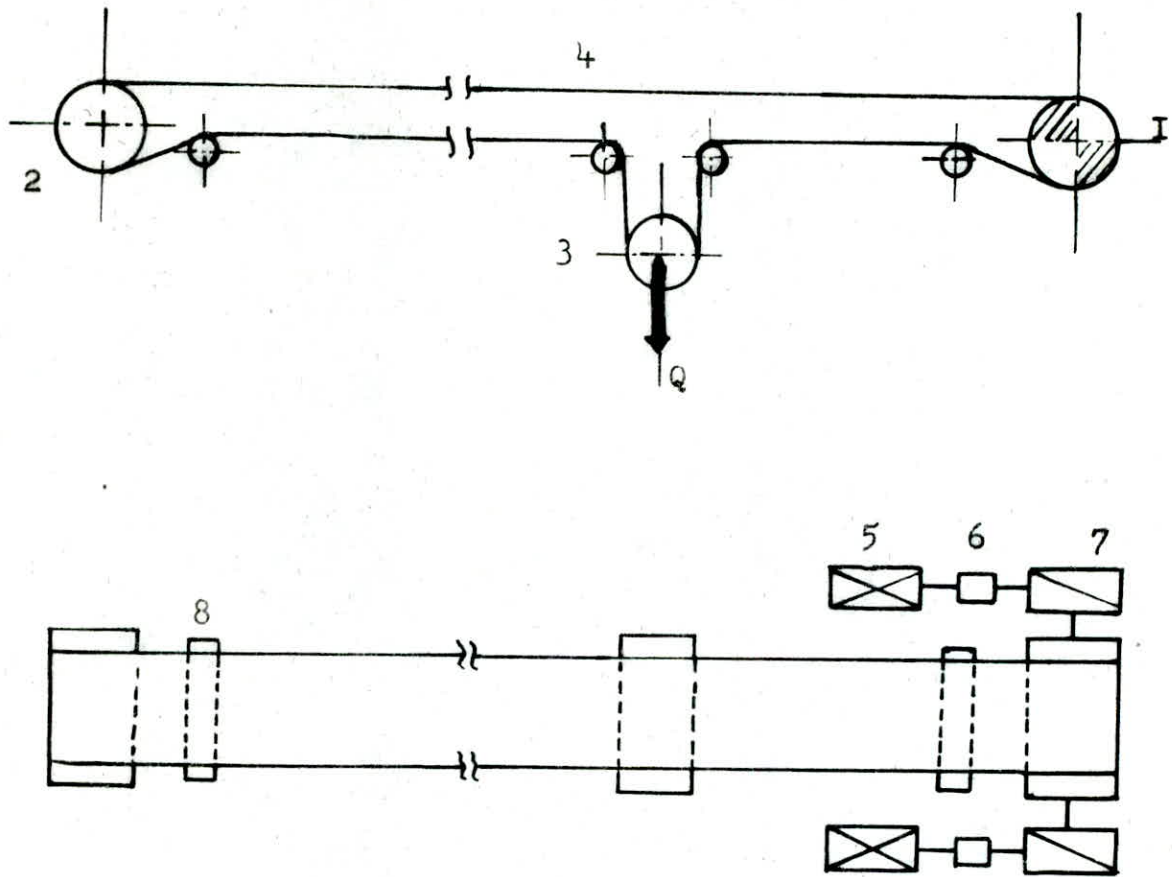


Fig : M.I

Schéma d'un convoyeur à bande

I : Tambour moteur
 2 : Tambour de retour
 3 : tambour de tension
 4 : Bande

5 : Moteur
 6 : Accouplement
 7 : Réducteur
 8 : Rouleau

Dans les galeries rectilignes ,on utilise parfois des convoyeurs suspendus au toit .

II.2 - DESCRIPTION DES CONVOYEURS A BANDE

Nous allons décrire successivement la bande ,son infrastructure et son entraînement .

II.2.1 - La bande :

Elément essentiel du transporteur .Elle assure à la fois le support des matériaux ,et la transmission de la force d'entraînement .Elle doit donc résister aux efforts transversaux et longitudinaux ,qui résultent des poids de la matière à transporter , de son propre poids ,de sa tenue et de son déplacement .Elle doit aussi résister à l'abrasion aux actions physico-chimiques des matériaux transportés ,et être protégée de l'humidité et éventuellement de l'atmosphère .La bande est constituée par:

- Carcasse ou armature :

Constituée de plis de tissu croisés (coton, textiles synthétiques) ,et surtout les carcasses en cables d'acier qui par des taux de tension très élevés et de faible allongement ont permis le développement des transporteurs de grandes longueurs ,et cette évolution a permis également de résister aux chocs ,au poinçonnement , à l'usure en général ,provoquée par les matériaux de grosses dimensions et de forte densité .Cette structure tissée est plus souvent imprégnée de liant à base caoutchouc .

- Revêtement :

Il existe un revêtement supérieur (en contact avec le produit) ,et un autre inférieur(adhérence avec les tambours moteurs).

Le revêtement supérieur doit avoir une épaisseur qui dépend :

- De la qualité de la gomme ,
- de l'abrasion
- de sa forme et de sa granulométrie .

Le revêtement d'une bande a plusieurs rôles :

- protéger la carcasse des chocs et de l'humidité ,
- résistance à l'abrasion
- pour les bandes du fond ,éviter la combustion avec les flammes du moins la propagation de l'incendie .

D'après (3) , l'épaisseur de la bande peut également se faire en tenant compte d'un facteur " L/V " ; (longueur/vitesse) qui caractérise la fréquence de passage au point d'impact .

Selon l'importance de la longueur d'un transporteur et de sa structure , l'incidence du coût de la bande peut être compris entre 30 et 40 % du prix de la réalisation . On peut comprendre donc qu'il s'agit d'un composant assez coûteux , pour mériter le soin dans sa définition et de sa spécialisation

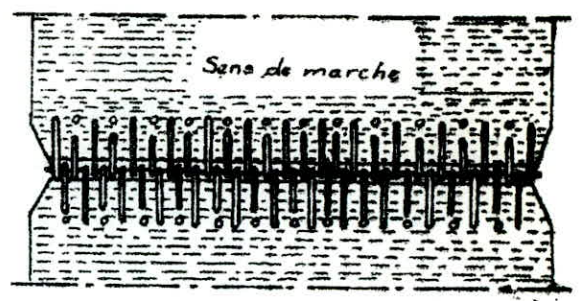
- Assemblage des bandes :

Tous les fabricants des bandes recommandent toujours à ce que la jonction (quelque soit son genre) , s'opère sur une droite rigoureusement perpendiculaire à l'axe longitudinal de la bande .

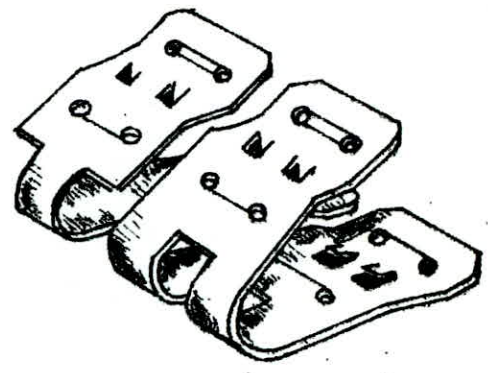
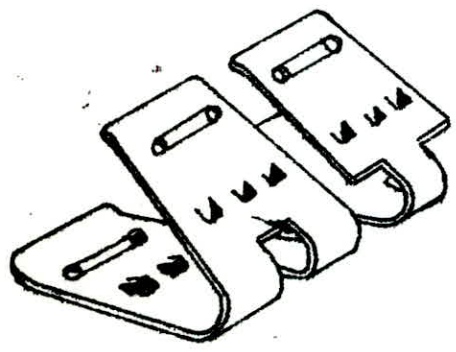
Les différents types de jonctions employées, sont présentées sur la Fig : II.2.I

- Agraffes à pointes ,
- type à plaques,
- Joint vulcanisé .

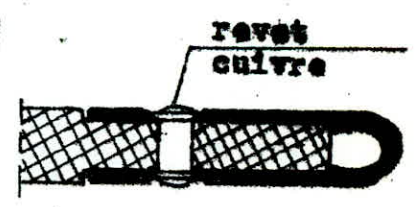
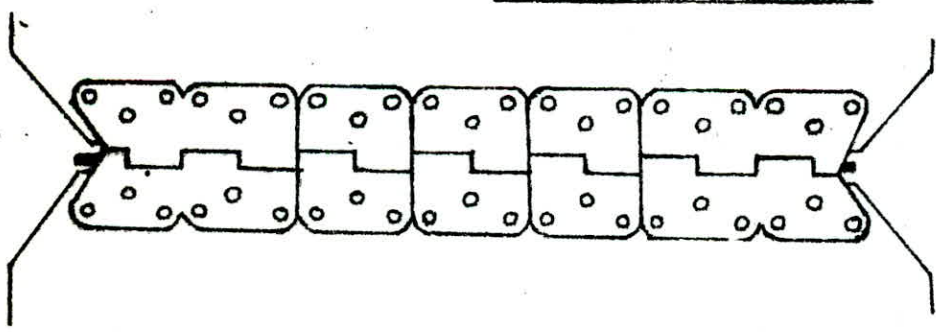
AGRAFES NILONS



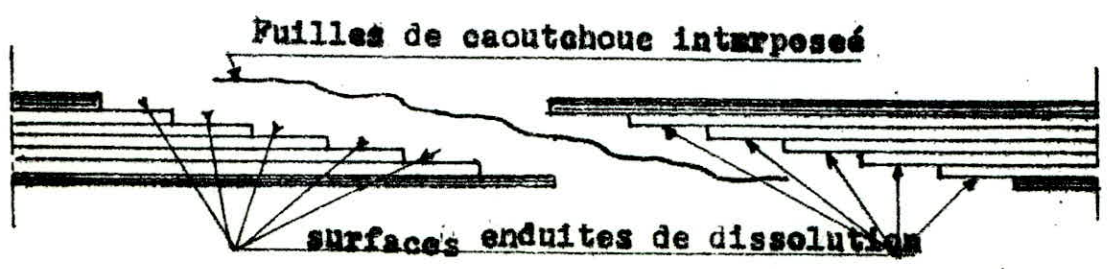
AGRAFES GORO



AGRAFES MINETS



VULCANISATION



II.2.2 - Rouleaux supports :

On distingue les rouleaux porteurs qui supportent le brin chargé de la bande ,et les rouleaux de retour de la bande .

- Les rouleaux porteurs : au nombre de 2 à 3 ,selon la largeur de la bande .Ils sont disposés afin de mettre la bande en auge . les rouleaux latéraux peuvent être inclinés de 20 à 30 et même à 45° ,selon les progrès dans la souplesse transversale des bandes . leur diamètre est en fonction du débit du transporteur c'est-à-dire à la fois de la charge linéaire et de la vitesse de déplacement ,la vitesse moyenne etant de 1.5 : 2 m/s jusqu'à 3 m/s . Dans les applications plus performantes et même jusqu'à 6 ou 8 m/s pour des transporteurs de très grandes longueurs .

Il devient alors nécessaire que les rouleaux aient une faible résistance au frottement de roulement c'est-à-dire montage sur roulement à billes graissées convenablement et parfaitement étanchés à l'eau et au poussières fines .

Une fonction supplémentaire est assurée par les rouleaux c'est le centrage de la bande qu'on réalise par des pincements vers l'avant des rouleaux inclinés .Ce frottement parasite réclame une résistance à l'usure des viroles des rouleaux .

Il existe également des stations autocentreuses qui par l'aménagement des rouleaux sur un pivot central , concourant à positionner la bande dans l'axe du transporteur .

Dans la zone de chargement d'une bande , il est de coutume d'utiliser des rouleaux amortisseurs garnis de caoutchouc qui evitent le poinçonnement de la bande .

- Rouleaux de retour : Sont en contact avec la surface porteuse de la bande ,d'où risque d'encrassement .Les constructeurs proposent différents conceptions de rouleaux (à disque , à spirale) pour limiter le risque d'accrochage des particules de matières sur les rouleaux .

Le brin de retour doit aussi participer au centrage de la bande on utilise éventuellement des rouleaux autocentreur et même un système de trois rouleaux inversés en contrainte sur le brin de retour pour créer un centrage identique au brin porteur .

II .2.3 - Groupe d'entraînement et de commande :

Le mouvement de la bande est obtenu par entraînement sans glissement de la bande enroulée sur un ou plusieurs tambours moteurs .Sur la Fig ; II.2.3.I on a présenté quelques différents types de têtes motrices .

La condition de non glissement de la bande est :

$$T/t \leq e^{f\alpha} \quad ; \text{ avec : } t = T - F$$

Où :

α : l'angle d'enroulement de la bande sur les tambours moteurs .

f : coefficient de frottement ,

F : la force à transmettre ,

T : la tension du brin supérieur ,

t : la tension du brin inférieur .

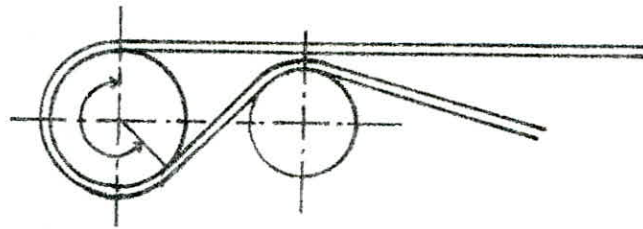
f : dépend de la surface des tambours et de l'humidité

d'après (9) :

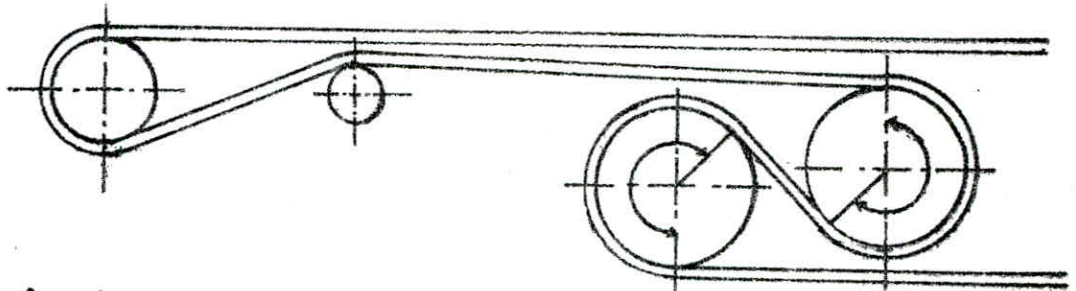
f < 0.2 pour les tambours polis et humidité ,
 f < 0.3 pour les tambours polis et secs ,
 f = 0.4 cas de couverture en tissu ou caoutchouc .

Fig : II.2.3.1

Différents typés de têtes motrices

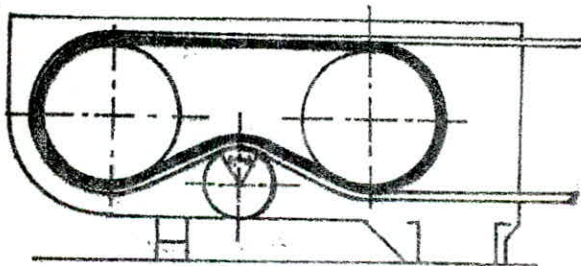


tête à 1 seul tambour moteur

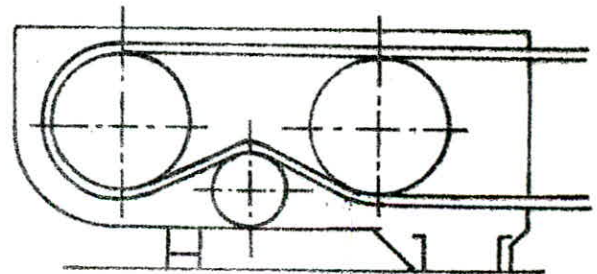


tête à 2 tambours moteurs

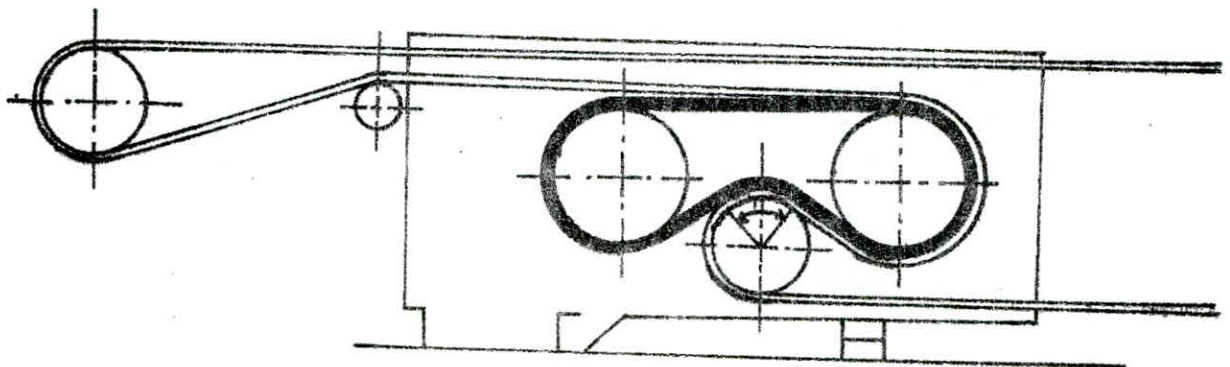
tête à courroie motrice sans bras de chargement



Solution de dépanage



tête à courroie motrice avec bras de chargement



Pour augmenter " F " c'est-à-dire ,la capacité de transport on peut accroître "t" en pinçant la bande à la sortie du tambour moteur .

Le mouvement de la bande est assuré par un ou plusieurs moteurs électriques et un réducteur de vitesse .La liaison entre le moteur et le réducteur se fait par un accouplement .Ce groupe d'entraînement est présenté sur la Fig : II.2.3.2 .

Pour des installations de très grandes puissances ,on peut envisager des tambours de commandes ,travaillent en tandem ,ou encore des commandes à courroies séparées avec entraînement par adhérence renforcée .

II .2.4 - Tendeur de tension :

Le dispositif de tension comporte un tambour dont le déplacement est parallèle à son axe ,et obtenu par vis de tension ,ou par une tige permanente en gravité (tension sur chariot mobile ou tension de type "denseuse") .Ce dernier principe assure une tension automatique et un équilibre constant entre tension et effort de traction .La course du tendeur de tension étant liée aux caractéristiques d'allongement de la bande .

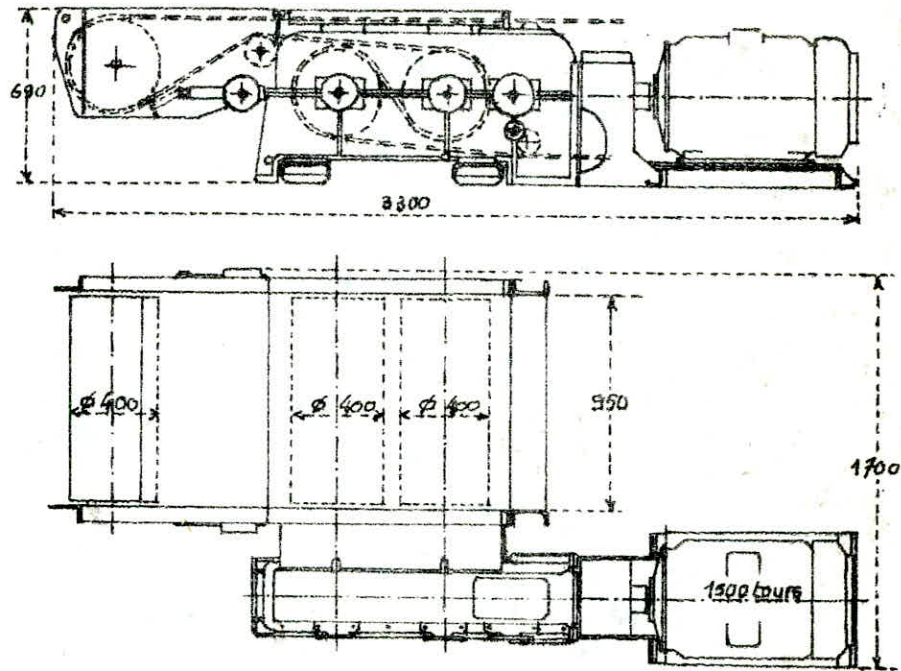
On peut compter les allongements suivants :

- tissu en corde de coton	I	maximum
- tissu en nylon	2	maximum
- métal	0.1 à 0.2	

Quelques types de tendeurs sont présentés sur la Fig : II.2.4

II .2.5 - Infrastructure de convoyeur : Fig : II.2.5

La structure du transporteur dépend essentiellement de son



tête stéphanoise de 46 à 64 ch

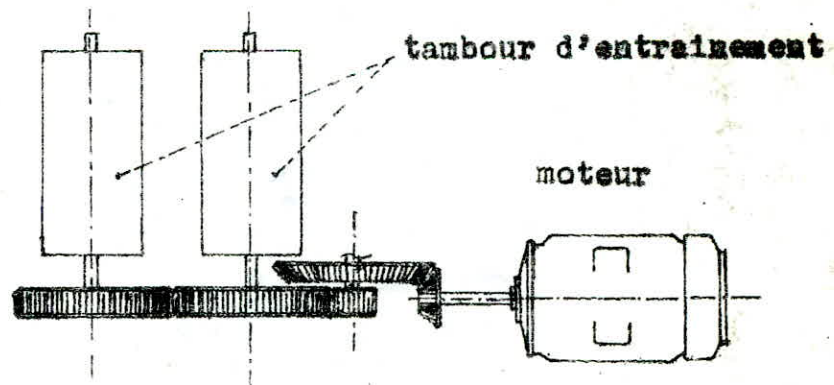
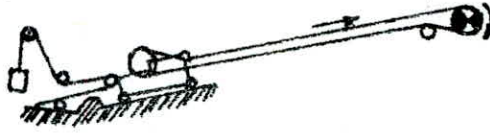


Fig: II.2.3.2: Réducteur de tête motrice

a)



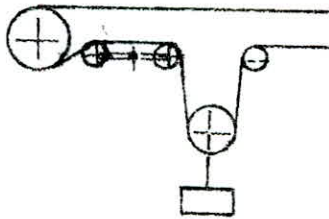
b)



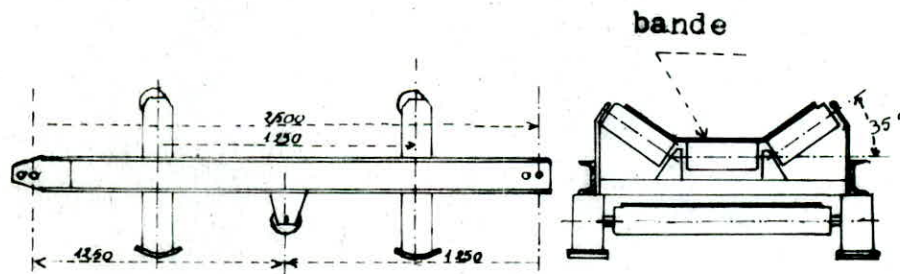
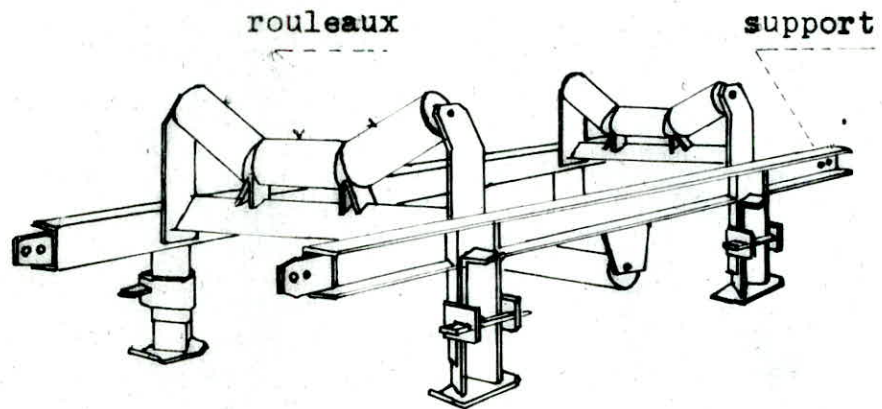
c)



d)



Types de tendeurs Fig: II.2.4
a)-contre poids vertical ; b)-contre poids horizontal
c)-tendeur à vis : d)- tendeur à gravité à action verticale



Infrastructure de convoyeur FIG: II.2.5

environnement d'implantation ,c'est-à-dire la possibilité plus ou moins aisée de le supporter au sol ou dans une infrastructure existante,le cas le plus simple comporte deux longerons en profilés avec un appui à intervalles réguliers ,selon la rigidité des longerons (fer "L" ou fer "U" ,ou tube). Pour des portées plus importantes on peut envisager une structure en caisson de tôle pliée ;plus ou moins renforcée ,qui prouve également une protection du brin de retour .Et plus encore ,les structures en poutres composées ,qui permettent toutes les possibilités de franchissement ,plus particulièrement dans le cas de transporteur au sol à savoir :

- La conception de prise des systemes supports à rouleaux sur deux câbles longitudinaux qui semble offrir une grande souplesse d'implantation .
- Les tapis ripables dont la conception d'assis au sol sur traverses ,reliés par des rails ,ou bien sur chassissables indépendants ,permettent une adaptation aisée à tout changement du tracé ,et la possibilité de emploi permanent .

II.2.6 - Entretien et sécurité :

Au point de l'entretien nous soulignons en premier lieu,le nettoyage des bandes ,problème qui sollicite bien des imaginations avec des solutions bien nombreuse ,mais dont chacune possède un bilan avantage-inconvenient qui permet de dire que la question du nettoyage de la bande n'a pas encore trouvée sa solution.

Nous citons les systemes les plus répandus :

- Les systemes à racleurs avec de nombreuses variantes ,

- les systemes à brosses
- le principe par lavage de la bande ;
- Diverses innovations: nettoyage à cable, à corde à plano, à air comprimé, à rouleau vibrant .

En dehors du nettoyage de la bande, l'entretien d'un transporteur bien conçu n'exige pas une assistance permanente. Un entretien bien programmé doit surveiller:

- L'état de la bande, en premier lieu son revêtement .
- La libre rotation des elements supports rouleaux et tambours .
- Le débattement du systeme de tension .
- Le bon etat des composants mécaniques ; paliers; accouplement; réducteur ; ...etc .

Sur le plan de sécurité pour le personnel , le transporteur à courroies est sans danger , puisqu'il n'exige pas de surveillance intégrée à sa conduite . Par contre , il est nécessaire que certains points soient protégés pour éviter des interventions " sous trafic " :

- Protection latérale autour des tambours et neutralisation des angles rentrant .
- Protection contre les chutes dans les zones de circulation .
- Câble d'arrêt d'urgence dans les zones d'accès .

Quant à la sécurité se rapportant à l'appareil même, on peut prévoir différents aménagements :

- Contrôle du mouvement de la bande afin de limiter le glissement excessif à l'entraînement
- Contrôle du démarrage de la bande .
- Contrôle de position du contre poids du systeme tendeur
- Contrôle éventuel de charge , par débit-mètre.

Il existe différentes causes de perturbation de fonctionnement qui ne provoquent pas ou qui ne nécessitent pas l'arrêt de l'appareil ,mais qu'il faut cependant résorber sans délai avant l'aggravation :

- Décentrage de la bande ,
- Encrassement des rouleaux ,
- Déréglage de la tension ,
- Débordement et coincement de matériaux .

II .2.7 - Capacité de transport des convoyeurs à bande :

II.2.7.I - Détermination de la largeur de la bande :

La largeur dépend de :

- Nature du produit à transporter ;
- Du débit à assurer ,
- La vitesse de la bande .

Les tableaux - I - et - II - , - III- ,rassemblent , les principaux facteurs qui sont en relation avec la largeur .

II.2.7.2 - Détermination du débit :

- calcul du débit :

$$Q_t = 0.036 . S . V . \gamma \quad \text{t/h}$$

- S : est la section en m^2
- V: la vitesse en m/s
- γ : la masse volumique Kg/m^3

débit réel :

$$Q = Q_t . K . K_1$$

avec :

K :est le coefficient de pente

K_1 :coefficient de mode de chargement

$K = 0.5$ chargement irrégulier
 Selon les inclinaisons des rouleaux releveurs ,les sections sont
 données par la largeur de la bande .

La section est alors calculée par :

$$S = S_e \cdot K$$

avec : K : est le coefficient de réduction de débit ,ou
 coefficient de pentes des rouleaux .

S_e : - section du tas est plate :

$$S_e = \frac{(0.9 \cdot B - 0.05)}{5}$$

- section du tas pour les bandes en auges :

$$S_e = \frac{(0.9 \cdot B - 0.05)}{8.2}$$

B : la largeur de la bande .

Quelques valeurs de coefficient de pentes pour le chargement
 dans d une zone présentant une inclinaison sont présentées sur
 le tableau IV .

II.2.7.3 - La vitesse de la bande :

La vitesse est limitée par :

- la condition de découlement de la matière à transporter ,
- L'usure de la bande lors du déchargement ,
- les chocs de chargement ,
- la friabilité du produit transporté .

Le tableau - II - nous donne les vitesses en fonction de la
 largeur des bandes qui sont aussi en en fonction de la dimension
 des blocs à transporter .

II.2.7.4 - Domaines et conditions d'emploi :

les convoyeurs à bande prennent une grande importance dans le
 domaine de manutention .Leur utilisation devient très répandue

et dans les diverses industries, citons par exemple :

Les travaux publics; les mines fond et jour; les centrales électriques; usines métallurgiques ; les cimenteries ; l'industrie alimentaire ; les sablières ; les salines ; les ports ; les gares , ..etc.

Dans le domaine minier on utilise les convoyeurs à bande pour transporter les suivantes :

- Roches meubles : sables et alluvions
- Roches massives : calcaires , roches éruptives ou métamorphiques.

Pour les roches massives , il est nécessaire d'installer un concasseur primaire au point de chargement ; pour avoir les dimensions des grains variant entre 300 et 400 mm .

Les conditions d'emploi sont limitées par :

- section suffisante de galerie .
- Une configuration du gisement autorisant son exploitation par convoyeurs à bande .
- Bon alignement .
- Bonne surveillance .
- tout venant de carrière limité dans leurs dimensions à
300 : 400 mm
- des matériaux peu argileux .

Actuellement les constructeurs , nous proposent des convoyeurs courbés aussi bien dans le plan horizontal que dans le plan vertical avec une pente limite qui varie entre 25 à 30° . Ce qui améliore beaucoup la souplesse du transport par courroie et lui permet de s'adapter aux différentes utilisations .

Tableau I : Dimension maximum des gros morceaux dans la
matière transportée et largeur de la bande

largeur de LA bande (mm)	Dimension maximum en centimètres des gros morceaux quand leur % dans la matière est					
	environ: 5%	environ: 10%	environ: 20%	environ: 80%	environ: 90%	environ: 100%
335	12	10	8	6.5	6	5
400	15	13	10	7.5	7.5	6.5
405	15	13	10	7.5	7.5	6.5
457	18	15	13	9	9	7.5
500	20	18	15	10	10	9
508	20	18	15	10	10	10
630	25	20	20	13	13	11.5
650	27	22	22	14	14	12
760	33	28	28	18	18	16
800	35	29	29	19	18	16
915	42	33	33	23	20	18
1000	46	39	39	26	23	21
1065	50	43	43	28	25	23
1200	60	50	50	35	30	27
1220	60	50	50	35	30	27
1370	72	65	60	38	33	33
1400	72	66	62	38	33	33
1525	72	70	70	40	36	36

Tableau IV : Coefficient de pentes pour le chargement
dans une zone présentant une inclinaison

angle δ pente en %	13°	14°	15°	16°	18°	20°	24°	25°
coefficient de pente	.92	.91	.9	.89	.85	.81	.71	.68

Tableau II : Vitesse maximale - largeur des bandes

caracteristiques des installations largeur des bandes (mm)	vitesse (m/s)	
	pour transporteurs fixes dont l'angle de dénivellation reste 8°	pour transporteur ripables, et fixes dont l'angle de denivellation 8°
650	3.2	2
800	3.5	2.5
1000	4	3.2
1200	4.6	3.8
1400	5.2	4.5
1600	5.8	5
1800	6.3	5.6
2000	6.3	6.3

Tableau III : Granulometrie - largeur minimale des bandes

largeur des bandes (mm)	Dimension des blocs (mm)		
	Gros morceaux avec 90 % de fines	Gros morceaux avec 90 % de fines	Gros morceaux calibre
400	110	80	60
500	160	110	90
650	220	150	120
800	300	200	160
1000	400	270	220
1200	500	340	270
1400	600	400	320
1600	700	450	380
1800	800	540	450
2000	900	600	500

Pour la mise en place du convoyeurs à bande dans les galeries, on doit construire ces dernières d'une manière strictement rectiligne sur tout le parcours qui est égale à la longueur du convoyeur.

L'espace vide entre le convoyeur et le soutènement ne doit pas être moins de 0.4 m d'un côté ,et de 0.7 m de l'autre côté .

II .2.7.5 - Prix de revient du transport par convoyeur :

Il comprend :

- Les dépenses d'énergie .
- les dépenses d'amortissement .
- Les dépenses d'entretien .
- l'infrastructure et la bande qui constitue la part la plus importante des dépenses .

Le transport par tapi consomme moins d'énergie que le transport par camion à la tonne/Km : Le rapport est environ de 1 pour le transport par courroie et de 2 pour le transport par camion .

Ce mode de transport amène à la disparition du personnel de conduite et une très forte réduction du personnel d'entretien ce qui entraîne aussi une réduction des problèmes de grosses réparation.

III - DESCRIPTION MATHÉMATIQUE DES ÉLÉMENTS MÉCANIQUES DU CONVOYEUR A BANDE

Comme il a été souligné dans l'introduction ,la bande constitue l'élément essentiel du convoyeur ,elle représente presque 50 % du coût total du transporteur .De ce fait nous devons améliorer sa résistance afin de prolonger sa durée de vie .

D'après(1) ,il existe plusieurs modèles mathématiques utilisés pour analyser le comportement du convoyeur durant son fonctionnement. ces modèles considèrent la bande comme l'élément essentiel pour la détermination du modèle mathématique .En se basant sur l'analyse dynamique de celle-ci ,durant son mouvement ,et comme il a été souligné dans l'introduction ,on constate durant le mouvement de la bande l'état stationnaire et non stationnaire .

L'état le plus important est l'état non stationnaire ayant lieu pendant le démarrage .En effet durant cette période interviennent les forces maximales sur la bande ,qui commence à se déplacer après avoir assuré une tension primaire nécessaire de démarrage . Cette tension provoque la naissance des ondes de tension à cause de l'élasticité de la bande .La bande ne se déplace pas toute entière au même temps ,mais en raison du déplacement des ondes longitudinales de tension provoquant un nombre d'éléments participant au mouvement. Les ondes dans la bande s'interfèrent et se répercutent sur les éléments se trouvant sur le tambour moteur .Ce qui provoque la vibration de la bande .les vitesses des ondes de tension sur la partie supérieure et inférieure sont différentes .

Les phénomènes ondulaires qui ont lieu pendant l'état non stat-

ionnaire ,sont décrits par des equations différentielles du mouvement de la bande .

Le développement de la bande ,est traitée comme une tige représentée sur la Fig: III.1 ,qui est considérée comme un corps elastique ou visco-elastique,linéaire,continu et flexible.

Pour montrer une image de calcul proche du comportement réel, on divise la bande en éléments ,chaque element est considéré comme une tige vibrante .

Sur la figure : III.2 , un element de la bande dont l'axe "ox" orienté dans le sens du déplacement ,et dans la section " A " compris entre "MN" et M1N1,est soumis à une tension le long de l'axe " OX ", qui crée une extension de cet element ce qui produit une contrainte de traction sur les faces "MN" et "M1N1" .Cette extension est exprimée par le déplacement $U(x,t)$,due à la déformation de l'element .

Il existe une dépendance entre ces contraintes et les déformations produites ,en fonction des paramètres physiques de la bande l'auteur dans (1), a proposé trois types de modeles réologiques, utilisés dans les différentes littératures ,dont on donne un petit aperçu .

A)- Le modele uniparanètre :

Un element de la bande est remplacé par un modele réologique dont la grandeur principale est le module de young " E " .

Les contraintes sont définies par la loi de hook :

$$\sigma = E . \epsilon \quad 3.1$$

σ : La contrainte suivant l'axe " OX " .

E : le module d'elasticité

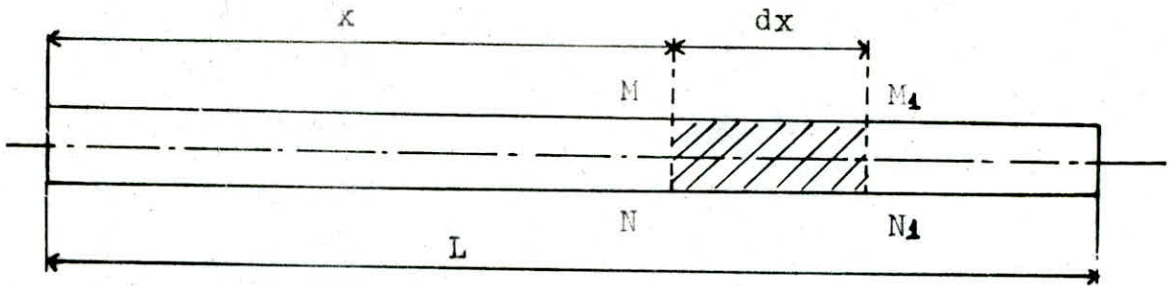


Fig : III.1

Schéma d'une partie de la bande

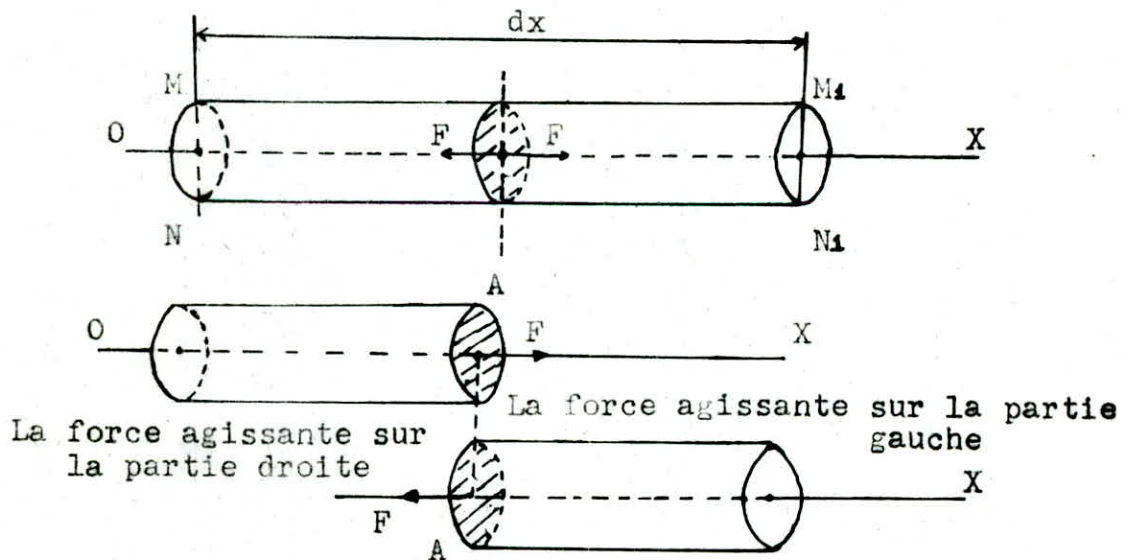


Fig : III .2

Les forces agissant sur chaque section de la tige sous tensions sont égales et opposées

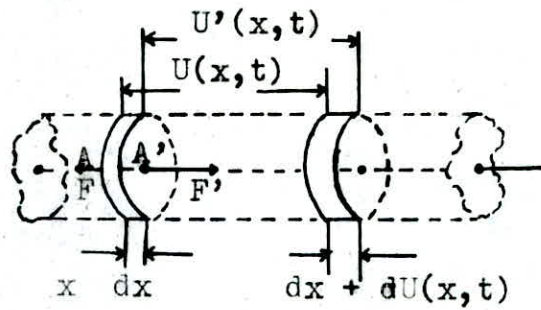


Fig : III .3

Onde longitudinale dans une tige

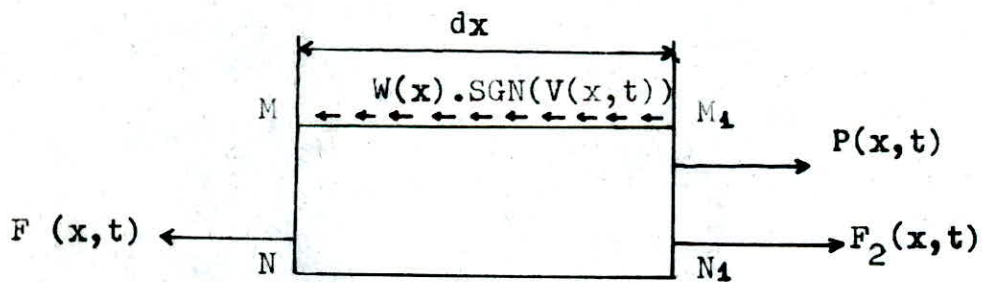


Fig : III .4

Schéma d'un élément de la bande considéré
comme une tige vibrante

ϵ : La déformation normale de l'élément .

La force créée par cette contrainte est :

$$F = \int \sigma \cdot dA$$

A : l'aire de la section de la bande .

Le schéma de ce modèle est représenté sur la Fig: III.5 .

D'après (6) , l'auteur a indiqué que la loi de hook est une bonne approximation du comportement élastique d'une substance tant que les déformations sont petites .

Pour de fortes contraintes et déformations , l'équation précédente n'est plus valable et la description de la situation physique devient beaucoup plus compliquée .

B)- Le modèle de la bande à double paramètres :

Le schéma de ce modèle est présenté sur la Fig : III.6 ce modèle est caractérisé par deux propriétés de la bande qui sont l'élasticité et la viscosité . La dépendance entre la contrainte et l'allongement en fonction de ces paramètres est par la relation suivante :

$$\sigma = E \left(\epsilon + \tau \frac{d\epsilon}{dt} \right) \quad 3.3$$

avec ; $\tau = \frac{\eta}{E} \quad 3.3'$

η : coefficient de viscosité

τ : temps de relaxation

ce modèle est appelé aussi le modèle de Voigt .

La résolution de cette équation nous donne la dépendance décrivant l'allure de l'allongement en fonction du temps de la manière suivante:

$$\epsilon(t) = \epsilon_{\infty} \cdot \left(1 - e^{-t/\tau} \right)$$

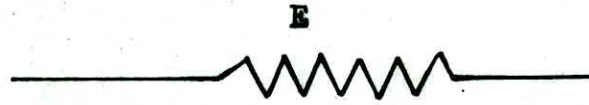


Fig : III.5

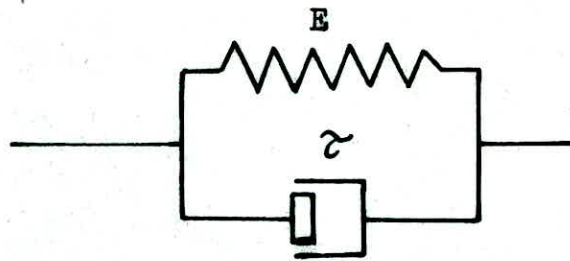


Fig : III.6

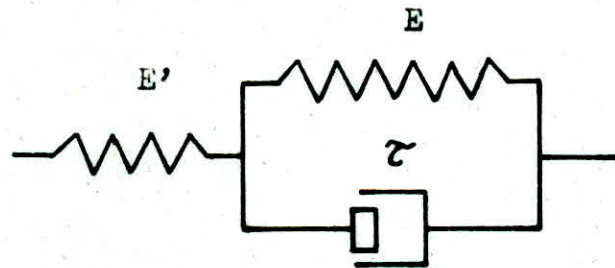


Fig : III.7

Schémas de différents modèles réologiques de la bande

Où: ξ : est l'allongement maximale déterminé (fixé) .

Le graphe de cette allure de la déformation du modèle de Voigt est présenté sur la Fig : III .8 ,c'est la courbe expérimentale en fonction du temps .

La courbe obtenue par l'équation 3.4 - Fig : III .9 ,est semblable à celle de Voigt ,elle permet de déterminer le temps de relaxation à partir de la relation du constante du temps qui est témoin de la vitesse de l'accroissement de l'allongement .Cette constante est déterminée par l'équation 3.4 on prend :

$$t/\tau = I \quad ; \text{avec : } \xi = \xi_{\infty} (I - I/e) = (\xi_{\infty} - \xi/e) \quad 3.5$$

La valeur de "t" correspondante à la valeur " ξ " est tirée de la courbe de la Fig : III .9 ,et la constante " τ " nous permet de tirer le coefficient de viscosité de la bande .

Dans le cas de frottement interne et extérieure,est impossible de déterminer le coefficient de viscosité de cette manière .C'est pour quoi le coefficient de viscosité est déterminé expérimentalement pour chaque type de bande .

Dans la position (I),de la littérature ,on donne l'intervalle des valeurs de coefficient de viscosité pour deux types de bandes à savoir :

- Pour une bande à 3 anses en tissu :

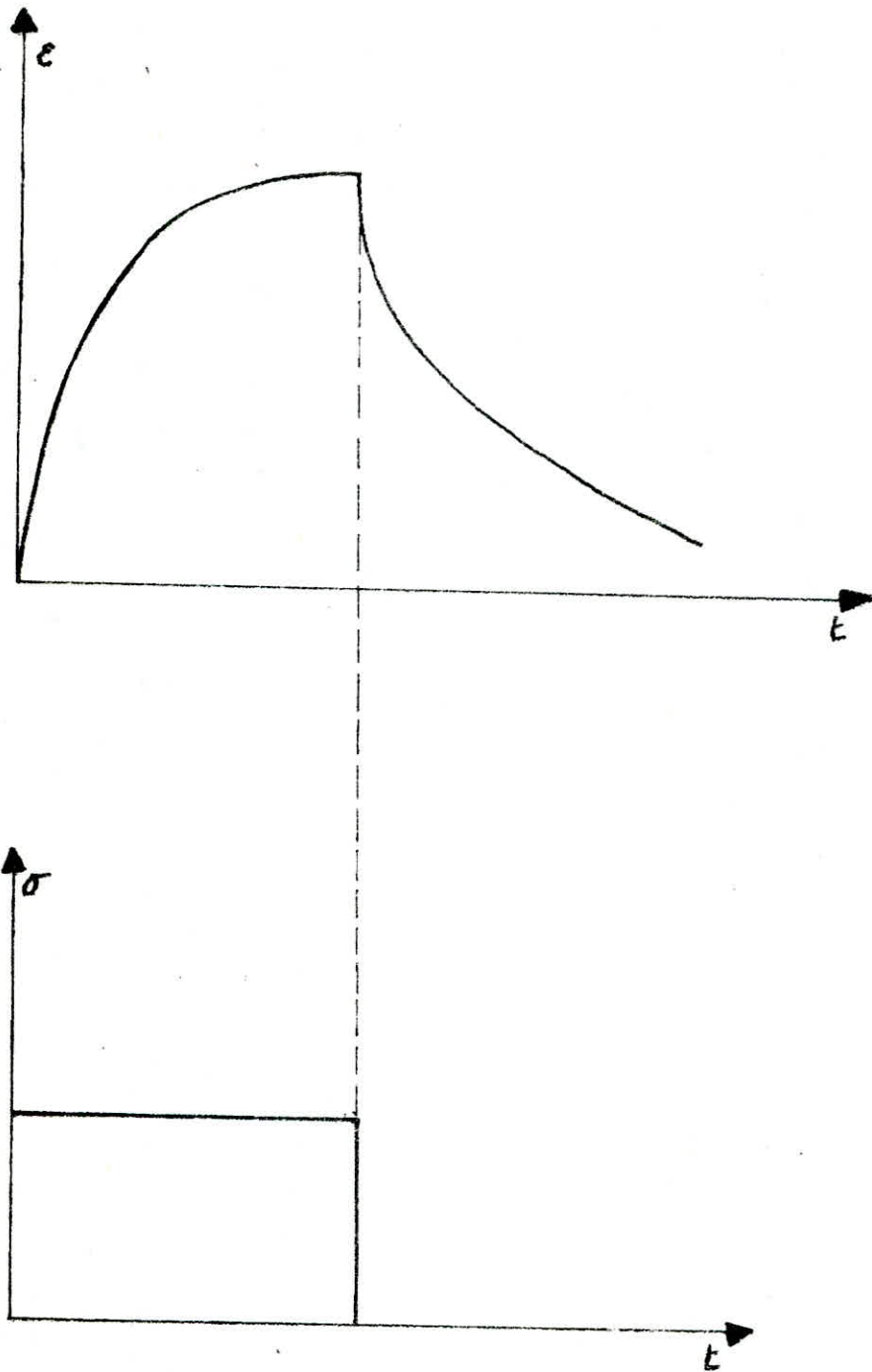
$$u = (7 : 8) \quad , \quad (\text{KN.s/m largeur de l'ane})$$

- Pour une bande à câbles d'acier :

$$u = (0.69 : 0.74) \quad ; \quad (\text{KN.s/m I câble})$$

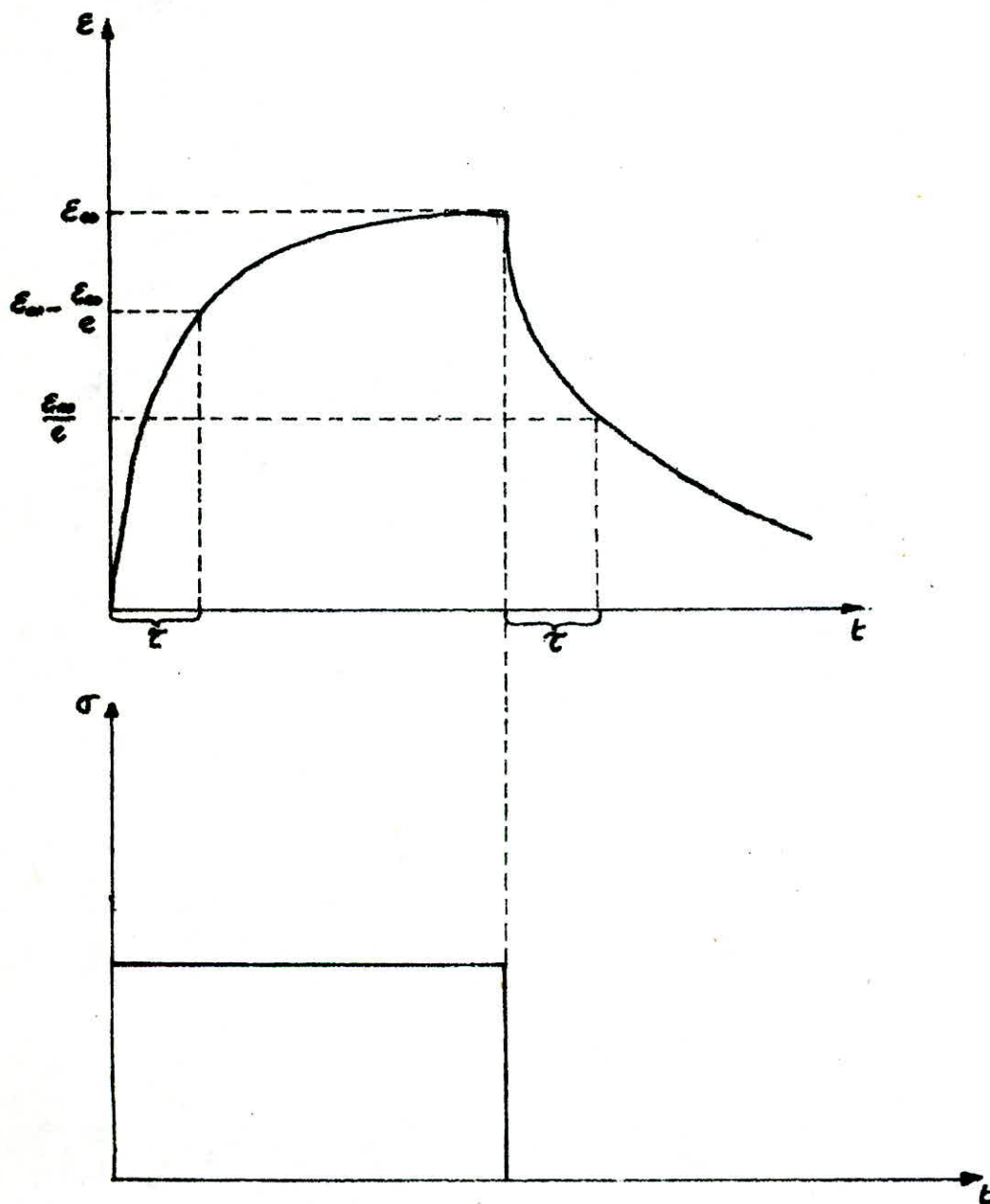
ayant la valeur concrète du coefficient de viscosité ,on peut

Fig : III.8



Courbe de deformation du modele de voight

Fig :III.9



Courbe de reptation de la bande

determiner le temps de relaxation par la formule 3.3' .

C)- Le modele standard :

Le modele standard comprend trois paramètres ,comme l'indique la figure : III.7 .

Le graphe de déformation de ce modele est présenté sur la Fig: III.10 . L' application d'une certaine contrainte constante provoque une déformation immédiate ,par contre son accroissement intervient avec un certain retard .

La relation liant la contrainte à son allongement est exprimée par :

$$\sigma = \tau \frac{d\epsilon}{dt} = E \cdot \frac{\tau}{\tau'} (\epsilon + \tau \frac{d\epsilon}{dt}) \quad 3.6$$

$$\tau = u/E \quad 3.6'$$

$$\tau' = u/(E+E') \quad 3.6''$$

u : coefficient de viscosité

E , E' : Modules d'élasticité .

τ : Temps de relaxation pour $\dot{\epsilon} = \text{est}$

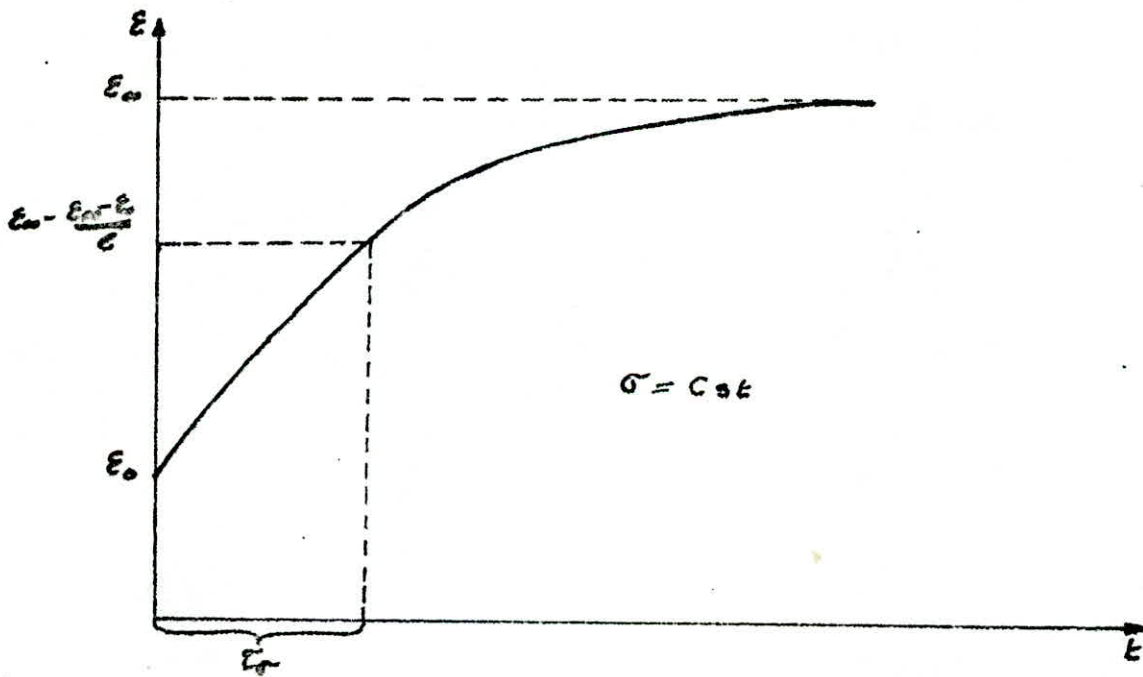
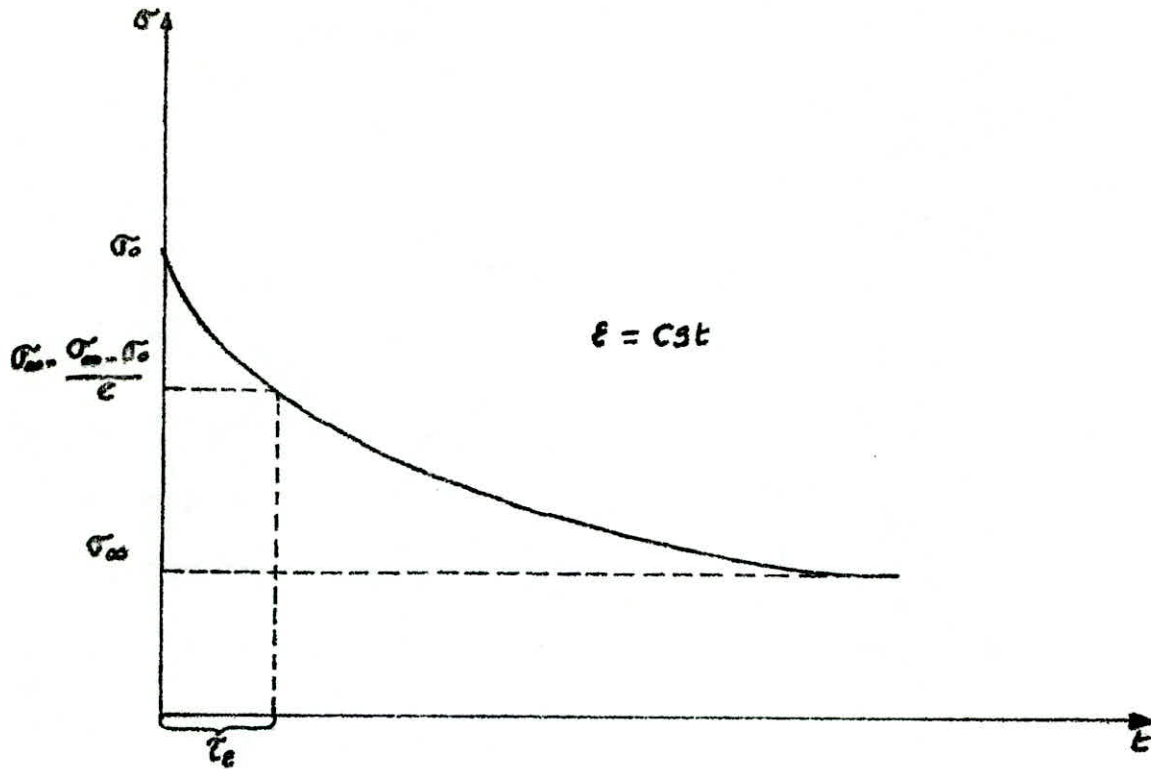
τ' : Temps de relaxation pour $\dot{\sigma} = \text{est}$

Ces temps de relaxation sont déterminés par la courbe de la Fig : III.10 . Leur valeur peut atteindre une quinzaine d'heures, donc ce genre de modele ne peut être utilisé que pour les analyses de processus dont la variation est lente ,par conséquent on tient pas en compte de ce modele dans la suite du travail .

III.1 -DETERMINATION DES EQUATIONS DE MOUVEMENT DU SYSTEME C.B

Comme il a été souligné ;les contraintes maximales interviennent durant la période de démarrage ,Ce phénomène dure environ quinze

FIG: III.10



Determination des temps de relaxation de la bande

secondes .Pour cette raison dans notre projet on a choisi le modèle du voight . Sur la Fig : III.3 un élément de la bande ,sous l'action des forces de tension subit une déformation ,chaque section de cet élément se déplace parallèlement à l'axe "OX" par un déplacement "U(x,t)" ,qui est en fonction du temps ,car la déformation varie en fonction du temps le long de l'axe "OX" .

considérons deux sections "A" et "A'" séparées par une distance "dx" dans l'état non perturbé (Fig: III.4) .Lorsque les forces sont appliquées ,la section "A" est déplacée d'une quantité "U(x,t)" et la section "A'" d'une quantité "U'(x,t)" ,la distance entre "A" et "A'" après déformation sera :

$$dx + (U'(x,t) - U(x,t)) = dx + dU(x,t) \quad 3.I.7$$

$$\text{On a : } dU(x,t) = U'(x,t) - U(x,t) = \frac{\partial U(x,t)}{\partial x} dx \quad 3.I.8$$

D'après (6) , la déformation normale dans la tige est définie comme la déformation suivant l'axe "OX" par unité de longueur comme le déplacement "dU(x,t)" correspond à une longueur "dx " donc la déformation normale de chaque section est :

$$\xi = \frac{\partial U(x,t)}{\partial x}$$

On remplaçons dans l'équation 3.3 on obtient :

$$F(x,t) = A.E \left(\frac{\partial U(x,t)}{\partial x} + \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x \partial t} \right) \quad 3.I.II$$

En dérivant par rapport au temps les membres de l'équation précédente ,et en remplaçant la dérivée du déplacement unitaire du

point " $U(x,t)$ " par rapport au temps par sa vitesse , on obtient :

$$\frac{\partial F(x,t)}{\partial t} = A.E \left(\frac{\partial V(x,t)}{\partial x} + \tau \cdot \frac{\partial V(x,t)}{\partial x \partial t} \right)$$

Cette equation , appelée l'equation différentielle du champ élastique d'une tige déformée qui ne décrit que les conditions physiques du problème . Nous avons besoin d'une autre equation qui peut décrire aussi les conditions mecaniques extérieures .

En appliquant le principe de la dynamique pour déterminer la 2^{ème} equation du mouvement . Pour cela on a utilisé la méthode de lagrange .

La formule générale de lagrange :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial \dot{x}} = Q$$

E : energie cinétique du systeme $E = m.v/2$

P : energie potentielle du systeme $p = Fdx$

F : energie de dissipation du systeme $F = 0$ pour notre cas

Q : l'ensemble de forces extérieures appliquée sur le systeme

On a appliqué cette méthode sur l'element présenté sur la Fig :

III .4 sur lequel agissent toutes les forces du systeme .

Energie cinétique du systeme :

$$E(t) = m(t).v(x,t)/2 \quad , \quad V(x,t) = \frac{\partial U(x,t)}{\partial x}$$

$$d'où : E(t) = m(t). \left(\frac{\partial U(x,t)}{\partial x} \right)$$

$$\frac{\partial E}{\partial V(x,t)} = m(t).V(x,t)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial V(x,t)} \right) &= \frac{\partial}{\partial t} (m(t) \cdot V(x,t)) \\ &= m(t) \cdot \frac{\partial V(x,t)}{\partial t} + V(x,t) \cdot \frac{\partial m(t)}{\partial t} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial m(t)}{\partial t} = 0 \quad ; \quad \text{la variation de la masse avec le temps est nulle .}$$

$$\text{D'où :} \quad \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial E}{\partial V(x,t)} \right) = m(t) \cdot \frac{\partial V(x,t)}{\partial t} \quad 3.I.I4$$

$$\frac{\partial E}{\partial x} = 0 \quad ,$$

- l'énergie Potentielle :

$$P = - \int W = - \int F \cdot dx \quad 3.I.I5$$

W : Le travail effectué par la force F ;

La force " F " est la résultante des forces d'extension appliquées sur un élément (Fig : III.3)

$$F = F_2 - F_1 = \frac{\partial F(x,t)}{\partial x} \quad 3.I.I6$$

En remplaçant dans l'équation 3.I.I5 , on obtient :

$$P = - \int \frac{\partial F(x,t)}{\partial x} dx = -F(x,t) \quad 3.I.I7$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = - \frac{\partial F(x,t)}{\partial x} \quad 3.I.I8$$

D'où:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial E}{\partial V(x,t)} \right) - \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial x} = m(t) \cdot \frac{\partial V(x,t)}{\partial t} - \frac{\partial F(x,t)}{\partial x} = Q$$

Q : représente la somme des forces extérieures :

$$Q = P(x,t) - W(x) \cdot \text{SGN}(V(x,t))$$

P(x,t) : la force d'entraînement du moteur .

W(x) . SGN(V(x,t)) : la résistance extérieure .

Cette expression devient :

$$n(t) \cdot \frac{\partial V(x,t)}{\partial t} - \frac{\partial F(x,t)}{\partial x} = P(x,t) - W(x) \cdot \text{SGN}(V(x,t)) \quad 3.I.19$$

On en déduit :

$$\frac{\partial V(x,t)}{\partial t} = \frac{1}{n(t)} \left\{ \frac{\partial F(x,t)}{\partial x} + P(x,t) - W(x) \cdot \text{SGN}(V(x,t)) \right\} \quad 3.I.20$$

Finalement le mouvement de la bande est décrit par le système d'équations ci-dessous :

$$\frac{\partial V(x,t)}{\partial t} = \frac{1}{n(t)} \left\{ \frac{\partial F(x,t)}{\partial x} + P(x,t) - W(x) \cdot \text{SGN}(V(x,t)) \right\} \quad 3.I.21$$

$$\frac{\partial F(x,t)}{\partial t} = A \cdot E \left(\frac{\partial V(x,t)}{\partial x} + \tau \frac{\partial V(x,t)}{\partial x \partial t} \right) \quad 3.I.22$$

Les équations (3.I.21 et 3.I.22) sont des équations aux dérivées partielles dont la résolution analytique est très difficile .Dans le but de résolution de ce système ,en utilisant les machines numériques (ordinateurs) ,on élimine les variables spatiales ,en utilisant l'échantillonnage de la bande en un nombre fini ,et en ramenant ce système d'équations aux dérivées partielles à un système d'équation ordinaires .

IV° - ECHANTILLONNAGE DE LA BANDE

L'échantillonnage consiste à partager la bande en éléments dont la longueur est choisie indépendamment, et en les remplaçant par leurs modèles réologiques.

En fixant comme repère deux points du tracé, "0" et "X" l'élément compris entre ces deux points sera variable. Étant donné que la bande commence à se déplacer, à chaque instant, l'élément qui prend place entre ces deux points sera un autre fragment de la bande.

Pour décrire ces équations, analysons un fragment de la bande représenté par le modèle de Voigt, présenté sur la Fig : IV.I.

D'après la première loi de la dynamique (loi de Newton), on sait que la somme de toutes les forces agissantes sur l'élément compris entre les points "i" et "i+1" doit être égale au produit de la masse de cet élément par son accélération.

$$m_i \cdot \frac{dV_i}{dt} = \frac{F_{i+1} - F_i}{\Delta X_i} + P(x,t) - W_i(\Delta X_i) \cdot \text{SGN}(V_i)$$

Après simplification, on obtient la première équation du mouvement :

$$\frac{dV_i}{dt} = \frac{1}{m_i} \cdot \left(\frac{F_{i+1} - F_i}{\Delta X_i} + P(x,t) - W_i(\Delta X_i) \cdot \text{SGN}(V_i) \right) \quad \text{IV.I}$$

Où :

- m_i : la masse unitaire de l'élément "i",
- V_i : la vitesse de l'élément "i",
- ΔX_i : la longueur de l'élément "i",
- F_{i+1} : la part de la force de l'élément suivant "i+1" qui a une influence sur l'élément "i",
- F_i : la force propre de l'élément "i" ;
- W_i : la résistance de l'élément "i".

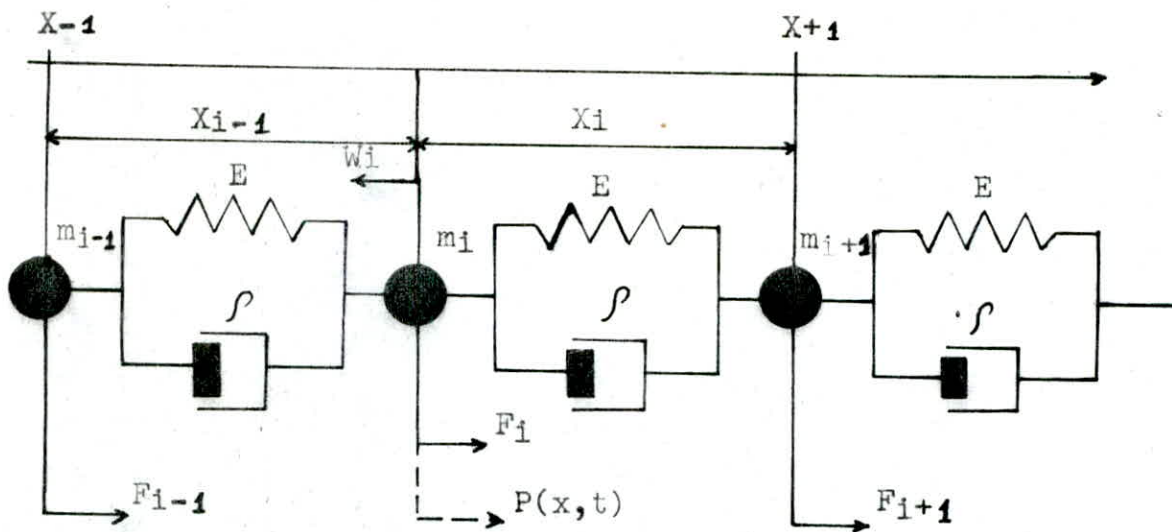


Fig : IV.I

Schéma permettant la détermination des équations d'élément de la bande représenté par son modèle réologique

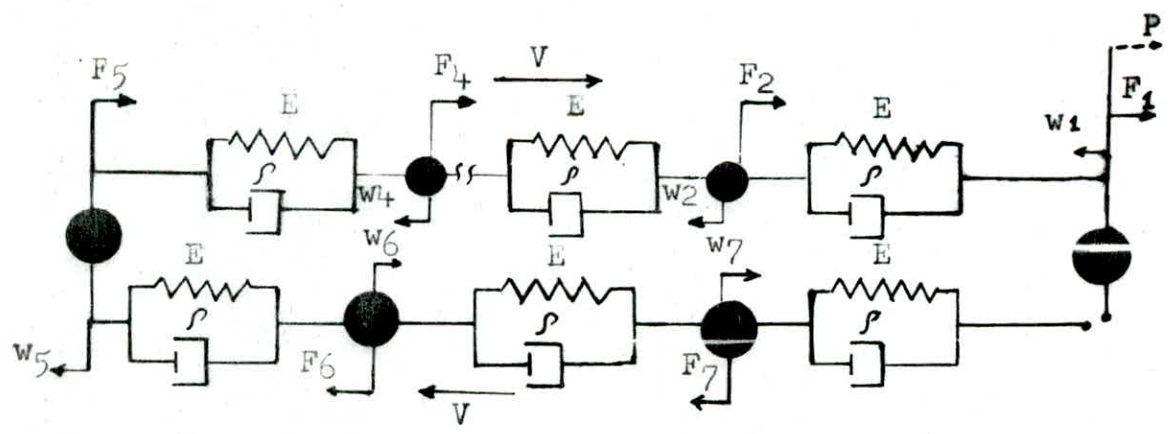


Fig : IV.I.I

Exemple d'échantillonnage de la bande

$P(x,t)$: la force d'entraînement pour l'élément entourant le tambour moteur .

On remarque que sur le point "i" agit la force propre F_i de ce point .La part de la force au point "i+1" est donc " F_{i+1} " .

D'autre part ,sur le point "i. ", la variation de la force " F_i " est provoquée par la variation des contraintes ,conséquence de la différence des vitesses donc, d'accélération entre le point "i" et le point "i-1" .

Cela peut être résumé par l'expression suivante :

$$\frac{dF_i}{dt} = \frac{A.E}{\Delta X_{i-1}} (V_i - V_{i-1} + \zeta \cdot \frac{d(V_i - V_{i-1})}{dt}) \quad \text{IV.2}$$

Où:

ΔX_{i-1} :la longueur de l'élément compris entre les points "i" et "i-1" .

V_{i-1} :la vitesse de l'élément précédent "i-1" qui agit sur l'élément "i" .

Ces deux relations IV.1 et IV.2 , peuvent être appliquées à chaque point de la bande .

Donc pour écrire les equations décrivant le mouvement de la bande , on partage celle-ci en un nombre suffisant d'éléments et chaque point sera décrit par un systeme de deux equations ci-dessus.

La partie inférieure est partagée en "n" elements ,et la partie supérieure en "K" éléments .

IV.1 - Les equations de la partie inférieure /

$$\frac{dV_i}{dt} = \frac{1}{m_i} (\frac{F_{i+1} - F_i}{\Delta X_i} + P(x,t) - W_i(\Delta X_i) \cdot \text{SGN}(V_i))$$

$$\frac{dF_i}{dt} = \frac{A.E}{\Delta X_{i-1}} (V_i - V_{i-1} + \zeta \cdot \frac{d(V_i - V_{i-1})}{dt})$$

Avec : $i = 2, 3, \dots, n$
 $P(x, t)$: est différent de zéro pour la partie entourant
 le tambour moteur .

IV.2 - : les equations de la partie supérieure :

Les equations de la partie supérieure ont la même forme seulement les indices changent , à savoir :

$$i = 1, 2, \dots, K-1$$

On remarque qu'il manque les equations des points "1" et "K" leurs equations dépendent des conditions initiales et finales du système .

Les deux parties (inférieure et supérieure) de la bande sont considérées comme des tiges vibrantes . La continuité entre celles-ci prend en considération les conditions limites des fins des tiges .

Dans l'une des fins de la bande se trouve le point "1" et le point "K" . Dans une bande réelle ces points se couvrent , d'où on a ces égalités :

$$F_{K-1} = F_1 \quad ; \quad V_{K+1} = V_1$$

Avant le démarrage la vitesse de tous les points est égale à zéro :

$$V_i = 0 \quad ; \quad i = 1, 2, \dots, K$$

Les convoyeurs de grandes puissances sont généralement horizontaux ou à faible pente .

Pour ce genre de convoyeurs , les forces initiales existantes dans la bande dépendent du système de tension et ont la valeur :

$$F_i(0) = Q/2 \quad ; \quad i = 1, 2, \dots, K$$

avec : $Q = M \cdot g$ et où :

M : la masse du contre poids du dispositif de tension .

Pour les convoyeurs à bande inclinés, il faudrait prendre en considération les variations statiques des tensions dans la bande avant le démarrage.

Les équations décrivant le mouvement de l'élément compris entre "k" et "k+1", ont la forme suivante :

$$\frac{dV_k}{dt} = \frac{I}{m_k} \cdot \left(\frac{F_{k+1} - F_k}{\Delta X_k} + P(x,t) - W(\Delta X_k) \cdot \text{SGN}(V_k) \right) \quad \text{IV.5}$$

$$\frac{dF}{dt} = \frac{A \cdot E}{\Delta X_{k-1}} \cdot (V_1 - V_{k-1} + \frac{d(V_1 - V_{k-1})}{dt})$$

pour le cas du tambour non moteur, on utilise les mêmes équations, mais avec : $P(x,t) = 0$

IV.3 - Détermination des paramètres du convoyeur à bande

1- Masse unitaire réduite :

La masse d'un élément, représente généralement les masses unitaires de la bande, de la charge se trouvant sur cet élément et de la masse des rouleaux. Cette masse est propre pour chaque élément. Elle est calculée par l'expression suivante :

$$m_u = m_{ub} + m_{uc} + \frac{Z_r}{L_r} \cdot M_r \quad \text{IV.7}$$

m_{ub} : masse unitaire de l'élément de la bande "i",

m_{uc} : masse unitaire de la charge se trouvant sur cet élément,

Z_r : nombre de rouleaux dans un impact.

L_r : distance entre deux impacts de rouleaux,

M_r : masse d'un rouleau.

$$M_r = \frac{G D_r^2}{D_r \cdot g}$$

GD_r : moment d'inertie des éléments en rotation d'un rouleau ,
 g : L'accélération de pesanteur

- La masse du tambour moteur réduite à l'arbre du tambour moteur se calcule comme suite , (I) :

$$m = \frac{I}{D \cdot g} (n_1 \cdot i_p \cdot \eta_r \cdot (GD_R + GD_S + GD_r) + GD_{br})$$

i_p : rapport de réduction du réducteur ,

η_r : rendement du réducteur :

$$\eta_r = \begin{cases} 0.5(1 + \eta_n) & ; \text{Si les signes de "M}_{e1} \text{",} \\ & \text{"M}_{e2} \text{ et } V_{tm} \text{ sont les mêmes,} \\ 0.5(1 - \eta_n) & ; \text{S'ils sont de signes contraires} \end{cases}$$

η_n : rendement nominal du réducteur
 "M_{e1}" , "M_{e2}" : moments électromagnétiques des moteurs

V_{tm} : vitesse du tambour moteur

GD_R², GD_S², GD_r², et GD_{br}² : moments d'inertie du rotor , accouplement, réducteur et tambour moteur ,

D : Ø du tambour moteur

n₁ : nombre de moteurs entraînant le tambour .

- La masse du tambour non moteur :

$$m_b = \frac{GD^2}{D \cdot g}$$

- La masse de la charge :

Masse unitaire de la charge se trouvant sur l'élément "i" de la bande est déterminée par le débit "Q_c" du convoyeur et la vitesse finale établie de la bande et le coefficient de chargement "K_{ch}" .

$$m_{bc} = \frac{Q_c}{V_e} \cdot K_{ch} \quad \text{Kg/m}$$

$Kch = 0 : I$ Pour le brin porteur

$Kch = 0$ Pour le brin non porteur

Entenant compte de la distribution de la masse des tambours ,
la masse unitaire de l'élément de la bande sera :

$$m_u = m_{ub} + m_{uc} + \frac{Zr}{Lr} \cdot Mr + \frac{m_b}{Li} + \frac{m_{br}}{Li} \quad \text{IV.II}$$

Où :

Li : La longueur d'un élément .

2 - Les résistances au mouvement :

Dans ce travail ,on considère que les résistances au mouvement
de chaque élément sont concentrées et constantes en module .

Les résistances unitaires sont déterminées par des formules
américaines , voir (I)

- pour les parties contenant les tambours :

$$W_i = \frac{n_1 \cdot W_{tm} + W_{tf}}{Li}$$

Où:

n_1 : Nombre de moteurs

W_{tm} : Résistance groupée à la tête motrice

W_{tf} : Résistance groupée à la fin du convoyeur .

3 - la force de résistance qui agit sur le tambour moteur :

$$P_u = W_s \cdot L_{is} + W_f \cdot L_{if} + W_{tm} + W_{tf} + W_l$$

W_s : La résistance unitaire de la partie supérieure,

W_f : La résistance unitaire de la partie inférieure ,

W_l : Résistance de levage .

4 - La force provenant de l'entraînement :

N'ayant pas considéré l'état dynamique des moteurs .On s'est
proposé d'utiliser les caractéristiques statiques d'un moteur à

à induction .

Sachant que pendant la période de démarrage le courant augmente considérablement (jusqu'à 7 : 10 In) .

Le démarrage du moteur asynchrone à induction ,est réalisé à l'aide d'un rhéostat de démarrage .

Le rhéostat de démarrage de résistance "R₂" est branchée en serie avec la résistance propre "r₂" de l'enroulement rotorique . La résistance d'une phase du rotor devient alors la somme des deux résistances :

$$R_{td} = r_2 + R_2$$

Cette résistance additionnelle consiste à diminuer le courant initial de démarrage :

$$I_d = \frac{U_1}{\sqrt{(R_1 + R_2)^2 + (x_1 + x'_2)^2}}$$

Où :

U₁ : Tension efficace d'une phase du stator ,

R₁, x₁ : résistance et réactance , d'une phase du stator

R'₂, x'₂ : résistance et réactance , d'une phase du rotor réduites au stator .

Cette résistance permet aussi d'augmenter le couple initial de démarrage :

$$M_d = \frac{m_1 \cdot R'_2 \cdot (U_1)^2}{\omega \cdot ((R_1 + R'_2)^2 + (x_1 + x'_2)^2)}$$

Où :

m₁ : nombre de phase ,

ω : vitesse angulaire du rotor .

Si le couple initial est maximum le glissement critique sera égale à l'unité :

$$s_{max} = \frac{R'}{\sqrt{(R_1 + R')^2 + (x_1 + x'_2)^2}} = 1$$

Si le rhéostat de démarage comporte plusieurs séctions, alors on peut obtenir des valeurs différentes du glissement critique .

La caractéristique obtenue sans résistance additionnelle s'appelle caractéristique naturelle .

Dans notre cas on a utilisé un rhéostat de démarrage comportant quatre sections (pl ts) déterminées par la formule suivante :

$$n = \frac{\text{Lg}(I/s_1)}{\text{Lg}(s_1/s_2)}$$

Où :

n : nombre de plots ,
 s_1 : glissement correspondant au couple maximal ,
 s_2 : glissement correspondant au couple minimal .

Au cours du démarrage , le passage d'un plot du rhéostat à un autre se fait pour des vitesses angulaires telles que la différence entre le couple moteur et le couple résistant soit maximale.

Le schéma de la Fig : IV. 2 , nous donne les différentes caractéristiques mécaniques de démarrage .

- la force d'entraînement est donnée par la formule suivante:

$$P = \frac{2 \cdot i_p \cdot \eta_r \cdot M_e}{D/2}$$

Où

i_p : rapport de réduction ,
 D : diamètre du tambour moteur ,
 η_r : rendement du moteur ,
 M_e : moment résultant :

$$M_e = J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{e1} - M_r$$

J : moment d'inertie,
 M_r : moment résistant,
 M_{e1} : moment du moteur :

$$M_{e1} = G \cdot s + G \cdot (\omega_0 - \omega) / R_{tm}$$

R_{tm} : rayon du tambour moteur ,
 s : le glissement du moteur :

$$s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}$$

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p}$$

ω_0 : vitesse angulaire de synchronisme ,

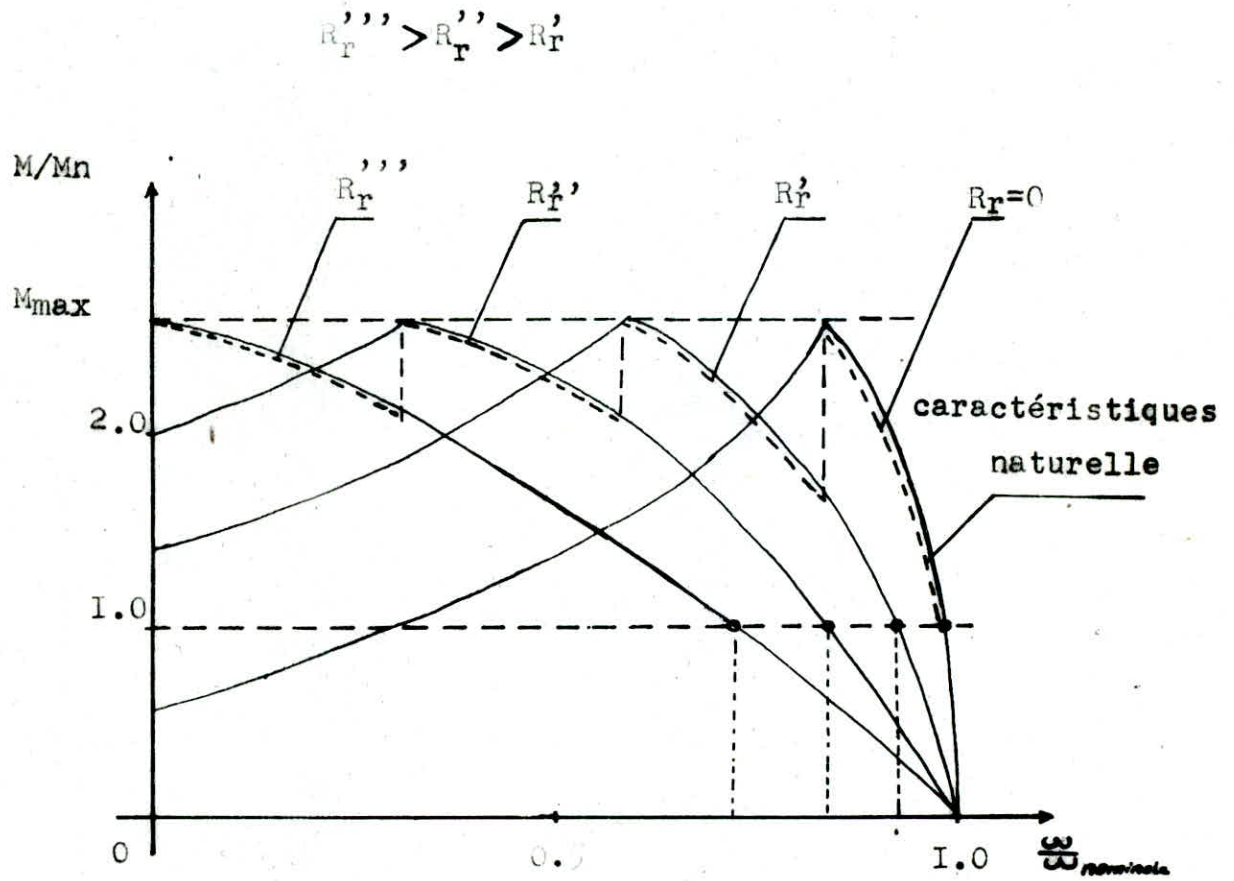


Fig : IV.2

Caracteristiques mécaniques d'un moteur avec
un rhéostat de démarrage

f : fréquence de la tension d'alimentation ,
 p : le nombre de paire de poles .

ω_r : vitesse angulaire du rotor ,

ω_1 : vitesse angulaire du tambour moteur :

$$\omega_1 = \frac{i_c \cdot X(I)}{R_{tm}}$$

i_c : rapport de réduction

R_{tm} : rayon du tambour moteur

$X(I)$: vitesse de l'élément entourant le tambour moteur,

$$G_i = \frac{M_{max}^i}{M_{min}^i}$$

$$M_{max} = 2.1 M_n$$

$$M_{min} = 0.8 : 0.9 M_n$$

$$i = 1, \dots, 4$$

Pour les quatres echelons ,on calcule les valeurs des moments et des glissements correspondants ,avec:

$$s = s^i$$

$$i = 1, \dots, 4$$

5- Le moment du moteur d'entraînement pendant le régime stationnaire

$$M_{ms} = P_u \cdot \frac{D_{tm}}{2 \cdot i_c \cdot f_r} + 2 \cdot M_r$$

Où :

M_r = moment résistant ,

D_{tm} : \emptyset du tambour moteur ,

Dans cet exemple ,la bande ;comme l'indique la Fig : IV.I.I est divisée en sept éléments . La partie superieure est partagée en quatre éléments de longueurs egales . Alors que la partie inférieure est partagée en trois éléments de longueurs egales aussi .

Les equations décrivant ce systeme aura la forme concrète suivante :

$$\begin{aligned}
 F(1) &= (P + X(I4) - X(2) - (W_s + W_{tm}) \cdot \text{SGN}(X(1))) / (M_s + M_b + M_{tm}) \\
 F(2) &= Q_s \cdot (X(1) - X(3) + \tau \cdot (F(1) - F(3))) \\
 F(3) &= (X(2) - X(4) - W_s \cdot \text{SGN}(X(3))) / M_s \\
 F(4) &= Q_s \cdot (X(3) - X(5) + \tau \cdot (F(3) - F(5))) \\
 F(5) &= (X(4) - X(6) - W_s \cdot \text{SGN}(X(5))) / M_s \\
 F(6) &= Q_s \cdot (X(5) - X(7) + \tau \cdot (F(5) - F(7))) \\
 F(7) &= (X(6) - X(8) - W_s \cdot \text{SGN}(X(7))) / M_s \\
 F(8) &= Q_s \cdot (X(7) - X(9) + \tau \cdot (F(7) - F(9))) \\
 F(9) &= (X(8) - X(10) - (W_l + W_r) \cdot \text{SGN}(X(9))) / (M_l + M_b4) \\
 F(10) &= Q_l \cdot (X(9) - X(11) + \tau \cdot (F(9) - F(11))) \\
 F(11) &= (X(10) - X(12) - W_l \cdot \text{SGN}(X(11))) / M_l \\
 F(12) &= Q_l \cdot (X(11) - X(13) + \tau \cdot (F(11) - F(13))) \\
 F(13) &= (X(12) - X(14) - W_l \cdot \text{SGN}(X(13))) / (M_l + M_n) \\
 F(14) &= Q_l \cdot (X(13) - X(1) + \tau \cdot (F(13) - F(1)))
 \end{aligned}$$

Les coefficients de ces équations représentent les désignations suivantes :

- M_s, M_l : représentent respectivement, les masses réduites de l'élément de la bande (partie supérieure), et celle de l'élément de la partie inférieure,
- M_b : la masse de la tête motrice,
- M_{tm} : représente la masse réduite à l'arbre du moteur de l'ensemble de groupe d'entraînement (réducteur, accouplement, et la tête motrice),
- M_b4 : la masse réduite du tambour moteur,
- M_n : la masse réduite du tambour de tension,
- W_s, W_l : représentent respectivement les résistances réduites de la partie supérieure, et de la partie inférieure,
- W_{tm}, W_r : représentent respectivement les résistances groupées à la tête et à la fin du convoyeur.

A : section de la bande en m^2

E : module d'élasticité en N/m

Ls : la longueur d'un élément de la partie supérieure ,

Lf : la longueur d'un élément de la partie inférieure .

P : la force d'entraînement .

$$F(i) = \frac{dV_i}{dt} \quad ; \quad F(i) = \frac{dF_i}{dt}$$

$i = 1, 3, 5, \dots, n-1$ $i = 2, 4, 6, \dots, n$
 n : nombre d'équations

Ces désignations nous permettent de faciliter l'intégration de ces équations différentielles .

L'essentiel d'utilisation d'une telle résolution est de montrer d'une manière plus claire et suffisante , pour l'analyse des oscillations ayant lieu dans la bande pendant le processus transitoire .

Pour la résolution de ce système , on a utilisé des machines à calculer ; avec un langage basic qui sert au calcul définitif et à l'analyse des résultats .

Les résultats de la simulation , sont donnés pour les différents échantillons , sous forme de courbes . Voir les Figures suivantes : 4.2 , 4.3 , 4.4 , 4.5 , 4.6 , 4.7 , 4.8 , 4.9 , 4.10 , 4.11 , 4.12 , 4.13 , 4.14 , 4.15 , .

L'organigramme de cette simulation est donné sur la Fig :

IV.3 .

V - EXEMPLE DE CALCUL

V.I - Données de calcul :

- Longueur du convoyeur : $L = 100 \text{ m}$
- Longueur de la partie supérieure $L_s = 100 \text{ m}$
- Longueur de la partie inférieure $L_f = 120 \text{ m}$
- largeur de la bande $B = 1.8 \text{ m}$
- Puissance du moteur $P = 630 \text{ Kw}$
- : Moteur de type "SZUR I36S " avec les caractéristiques suivantes
- puissance nominale $P_n = 630 \text{ Kw}$
- Tension nominale $U_n = 6 \text{ Kv}$
- Vitesse angulaire nominale $n_n = 985 \text{ tr/min}$
- Courant nominal $I_n = 73.8 \text{ A}$
- $\cos \phi = 0.89$
- Rendement du moteur $\eta_m = 93.1 \%$
- Courant rotorique $I_{rn} = 471 \text{ A}$
- Moment d'inertie du moteur $J_m = GD^2 = 120 \text{ Kg.m}^2$
- Résistance rotorique $R_r = 0.014416 \Omega$
- $E_{2s} = 835 \text{ V}$
- $g_{critique} = 0.059199$
- : Le réducteur denté possède la caractéristique suivante :
- Type $A_1 -630-12.5$
- Rapport de réduction $i_f = 12.5$
- Moment d'inertie du réducteur $J_r = 9.3 \text{ Kg.m}^2$
- Accouplement $\varnothing 700 \text{ mm}$

- Moment d'inertie de l'accouplement $J_a = 18.6 \text{ Kg.m}^2$
- Tête motrice :
- Diamètre du tambour moteur $\varnothing = 1.4 \text{ m}$
- Moment d'inertie de la tête motrice $J_{tm} = 1280 \text{ Kg.m}^2$
- Masse du tambour moteur $m_{tm} = 2612.245 \text{ Kg}$
- Tambour non moteur :
- Diamètre du tambour non moteur $\varnothing = 1 \text{ m}$
- Moment d'inertie du tambour de retour $J_{tr} = 307 \text{ Kg.m}^2$
- Masse du tambour de retour $m_{tr} = 1228 \text{ kg}$
- Tambour de tension :
- Diamètre du tambour de tension $\varnothing = 1 \text{ m}$
- Moment d'inertie du tambour de tension $J_{tt} = 307 \text{ Kg.m}^2$
- Masse du tambour de tension $m_{tt} = 1228 \text{ Kg}$
- La bande de type - ST 3150 - :
- La masse unitaire de la bande $m_{ub} = 40 \text{ Kg/m}^2$
- Le module d'élasticité $E = 348000 \text{ KN/m}$

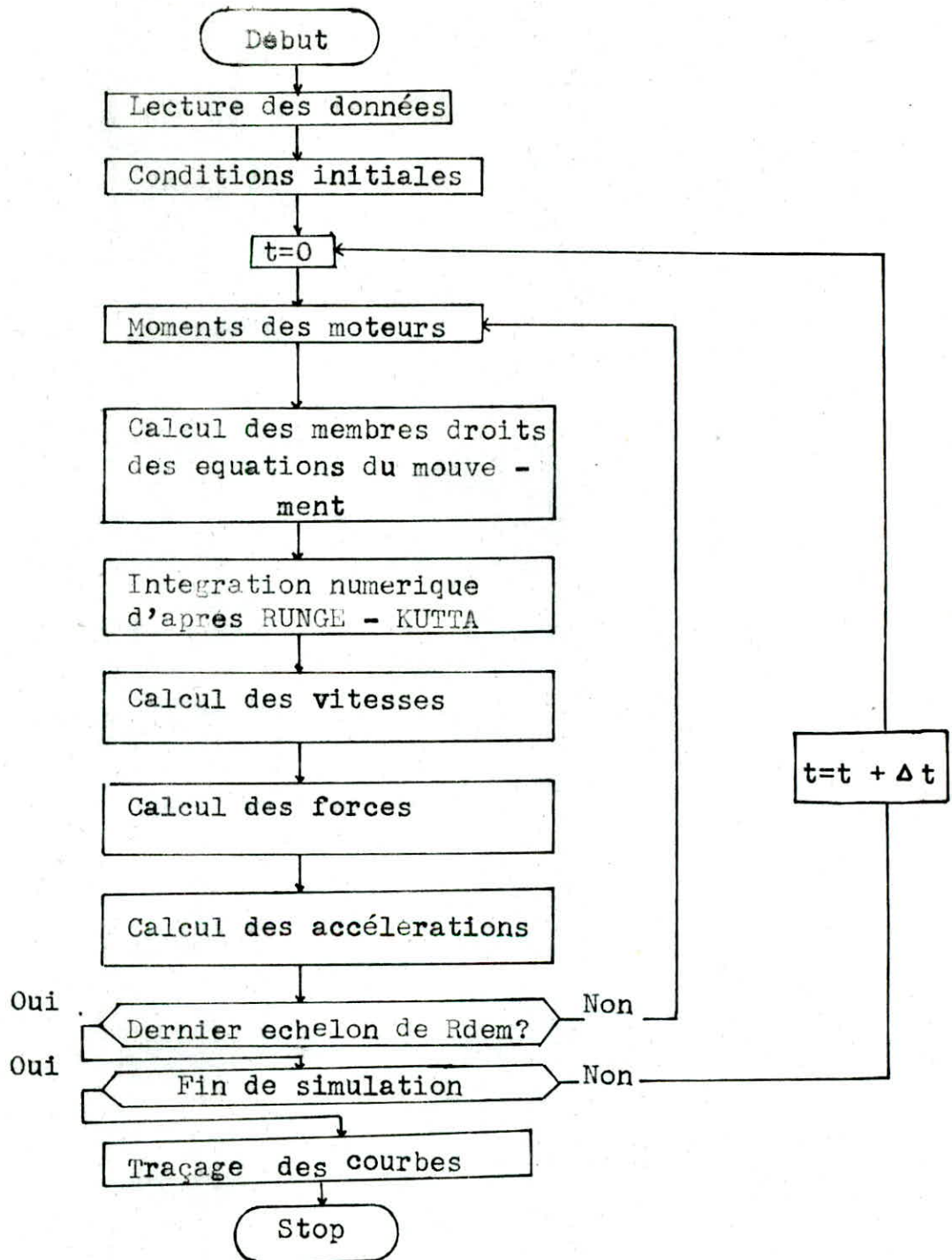


Fig : IV.3

Schéma fonctionnel du programme de simulation

V -2 - Calcul des paramètres :

Grandeurs	Unité	Valeurs
L	m	100
L _s	m	100
L _f	m	120
E	KN/m	348000
M _b	Kg	2620
M _{B⁴}	Kg	1228
M _m	Kg	47000
M _s	Kg	20212
M _I	Kg	3412
W _s	N.m	4750
W _i	N.m	1080
P _u 100 %	N	78520
W _{tm}	N.m	6650
W _R	N.m	22630
I _p		12.5
M _h	N.m	300
η		0.94
D	m	1.4
Q _s	N/m	13920000
Q _I	N/m	8700000
ω_0	I/s	104.72

Calcul des paramètres de démarrage :

le temps "t" (s)	ω	S	G
t ≤ 5	57.07	0.455	11651
t ≤ 10 et t > 5	83.04	0.207	25578.6
t ≤ 14 et t > 10	94.88	0.093	56157.2
t ≤ 18 et t > 14	100.32	0.042	123285.5
t ≤ 21 et t > 18	102.73	0.019	270659
t ≤ 25 et t > 21	103.84	0.008	594626.8
t > 25	104.35	0.003	1305868.8

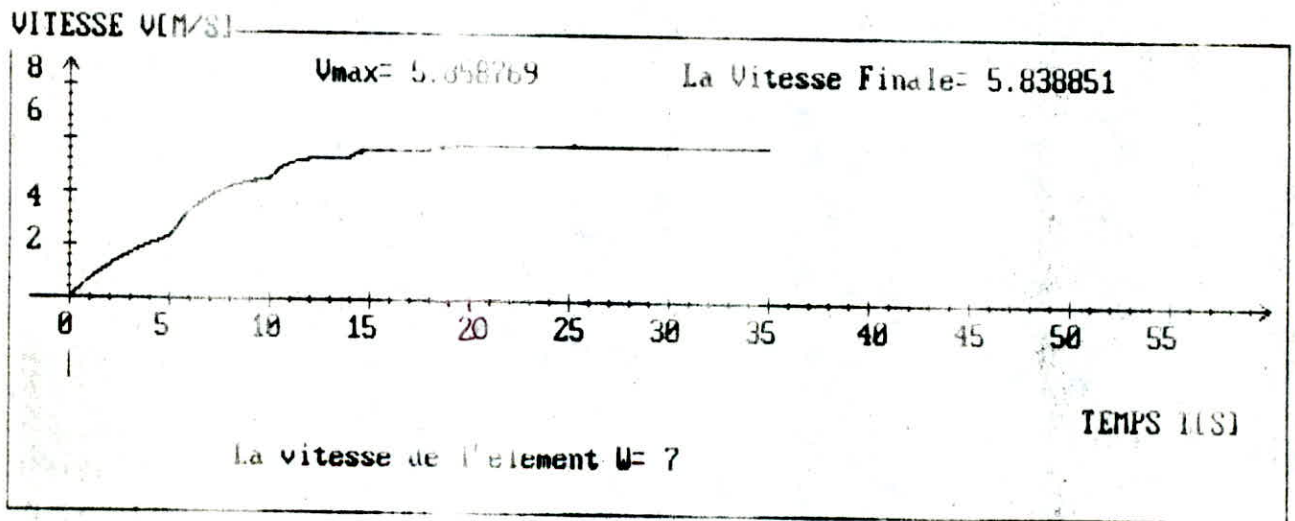
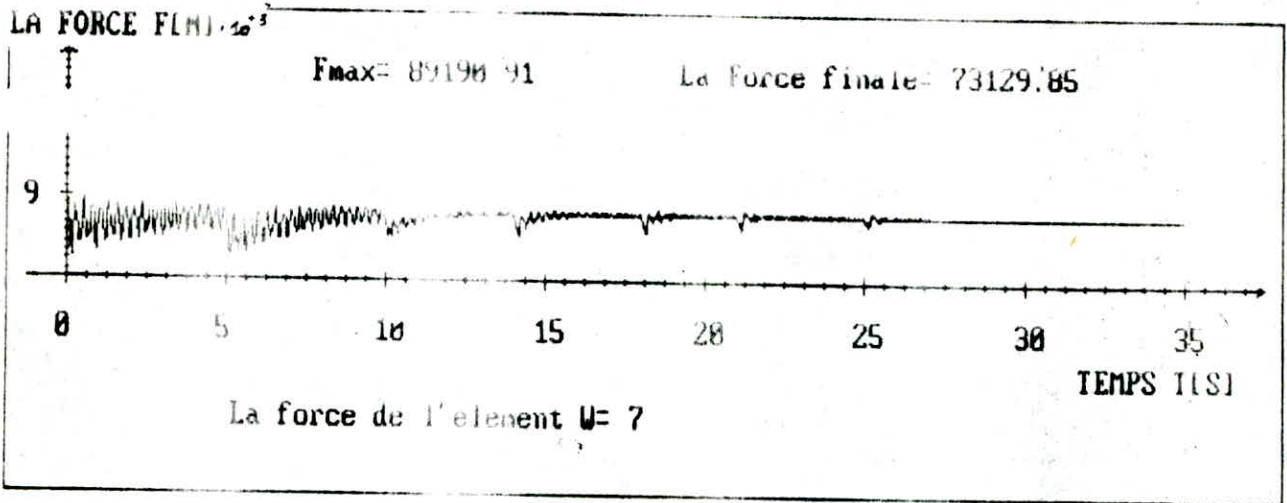


Fig : 4.8

LA FORCE ET LA VITESSE DE L'ELEMENT " 7 "

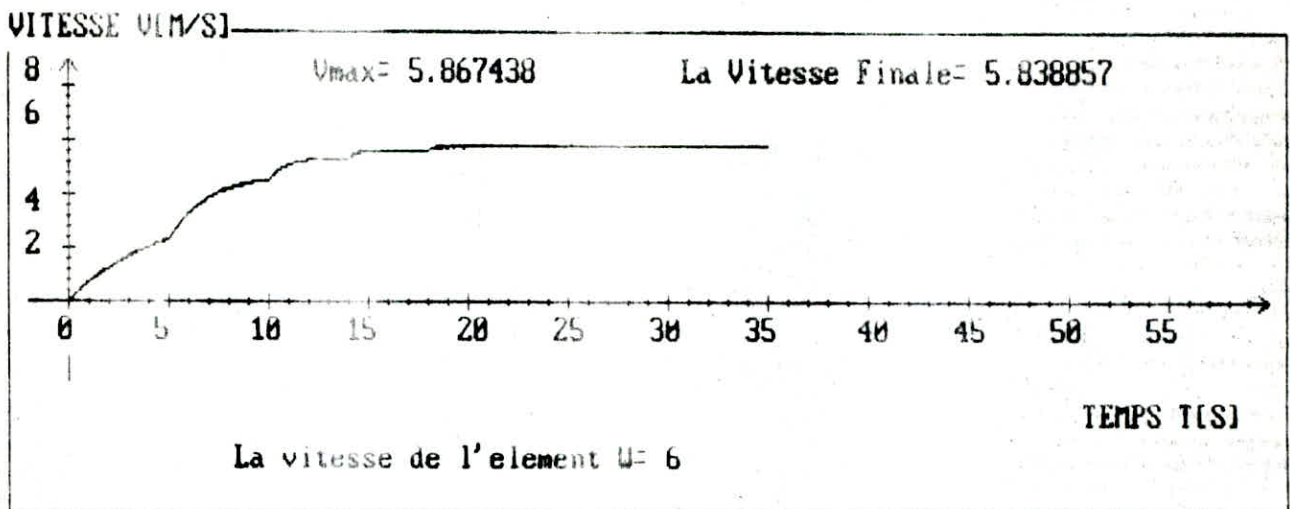
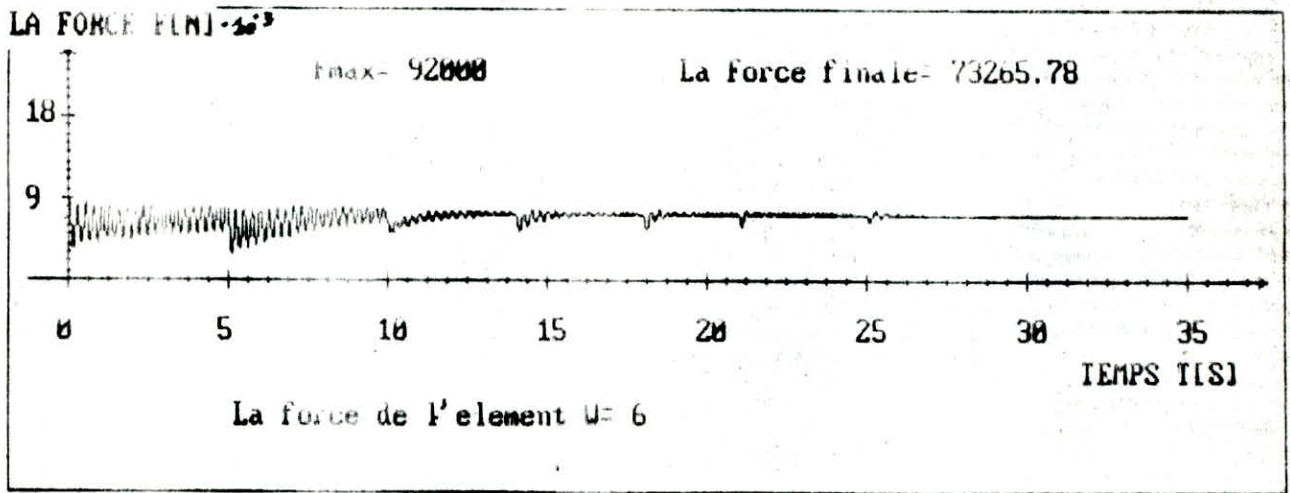


Fig: 4.7

LA FORCE ET LA VITESSE DE L'ELEMENT " 6 "

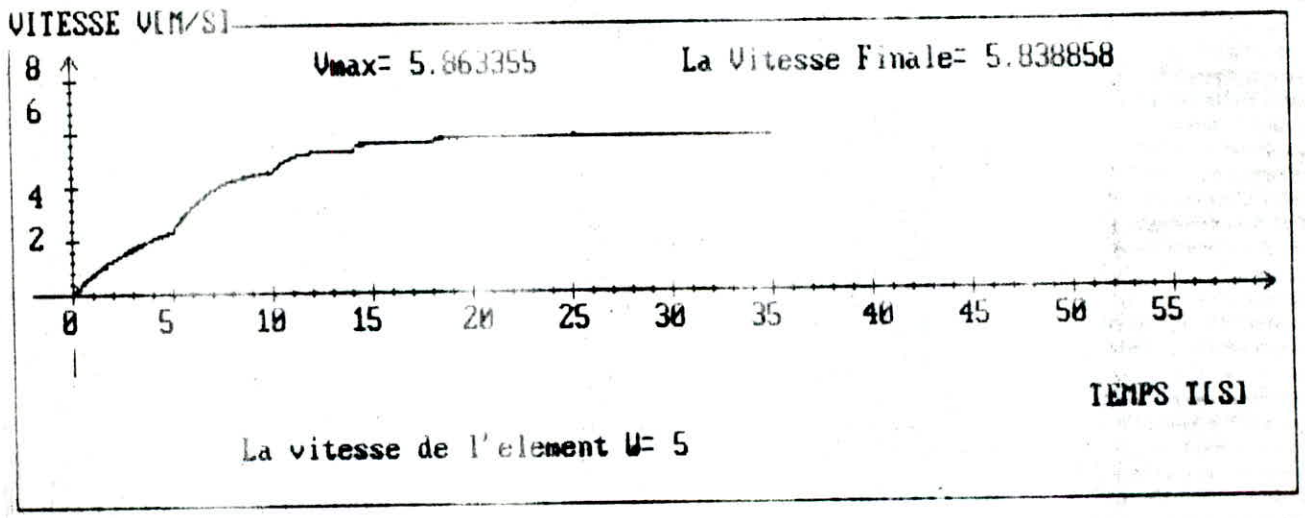
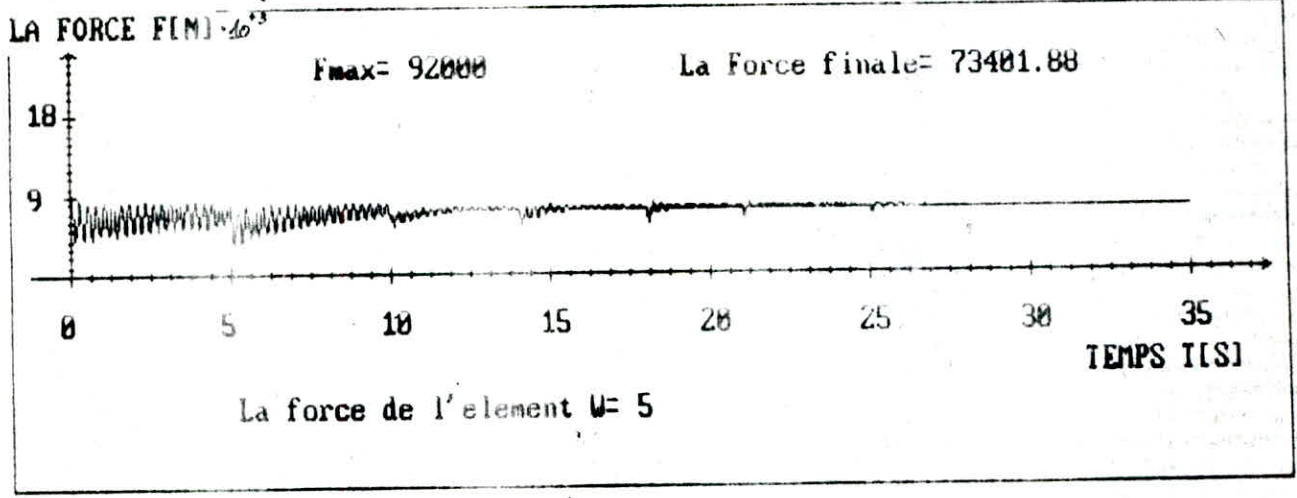


FIG : 4.6

LA FORCE ET LA VITESSE DE L'ELEMENT " 5 "

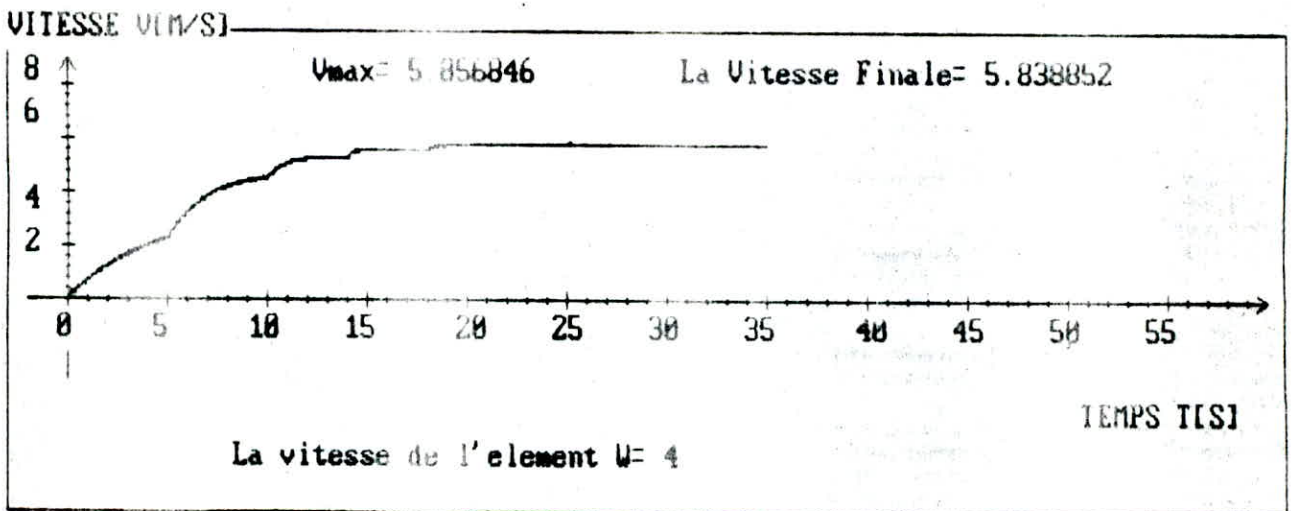
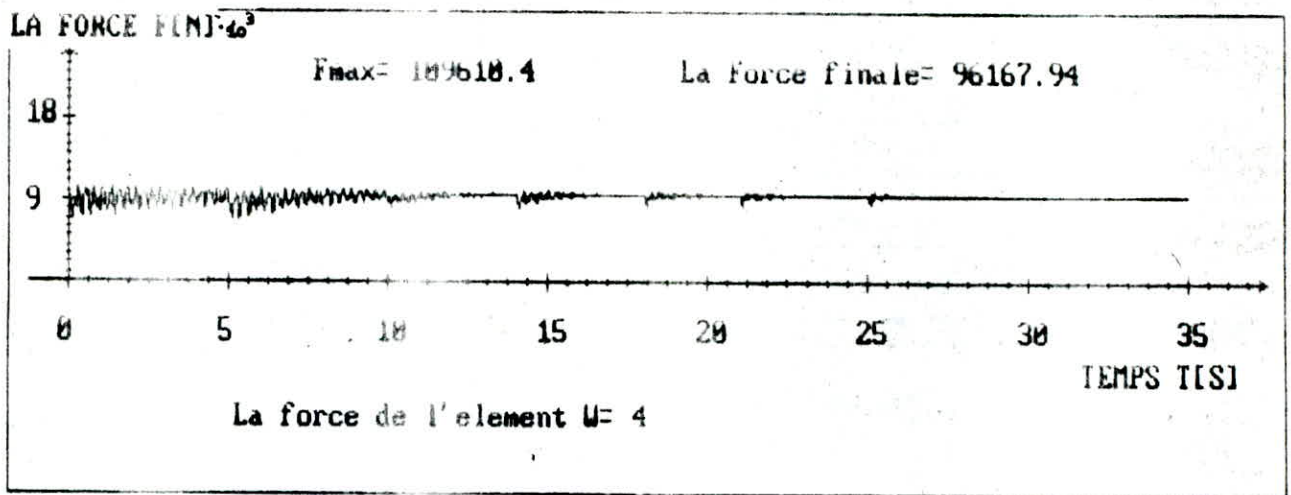


Fig : 4.5

LA FORCE ET LA VITESSE DE L'ELEMENT " 4 "

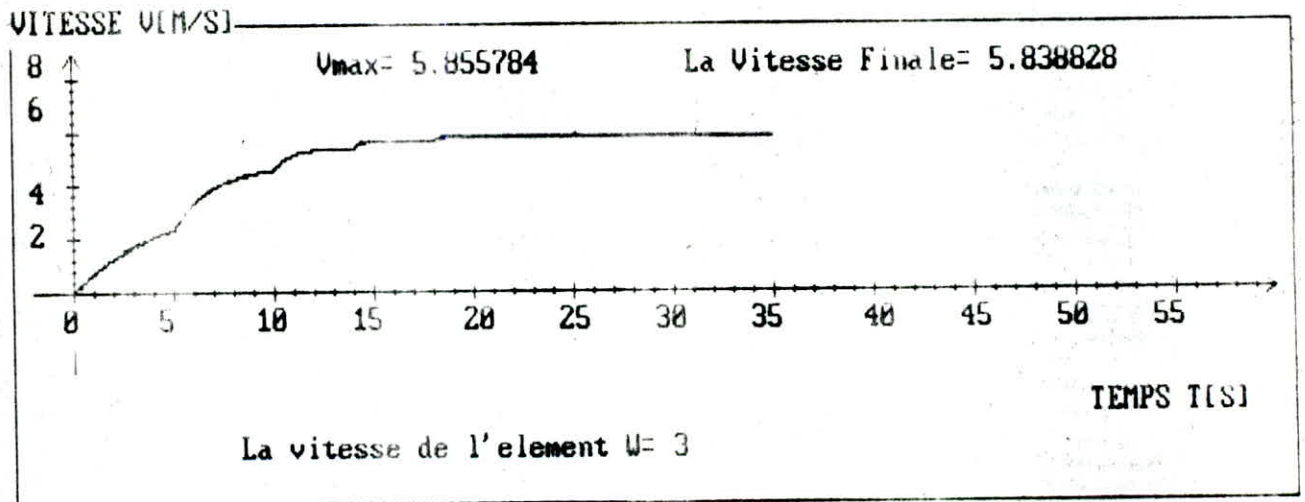
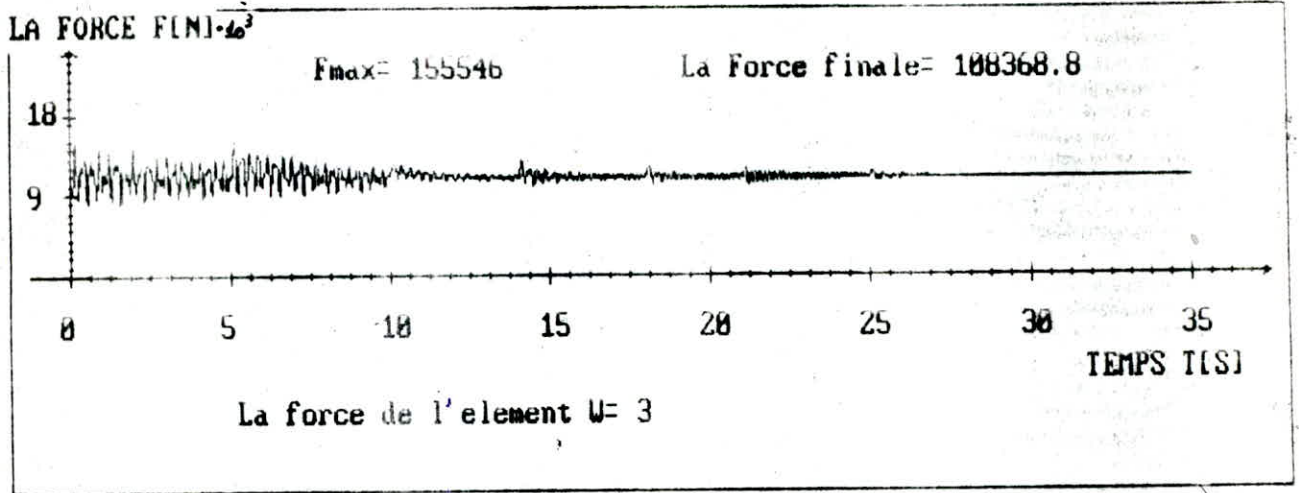


Fig : 4.4

LA FORCE ET VITESSE DE L'ELEMENT " 3 "

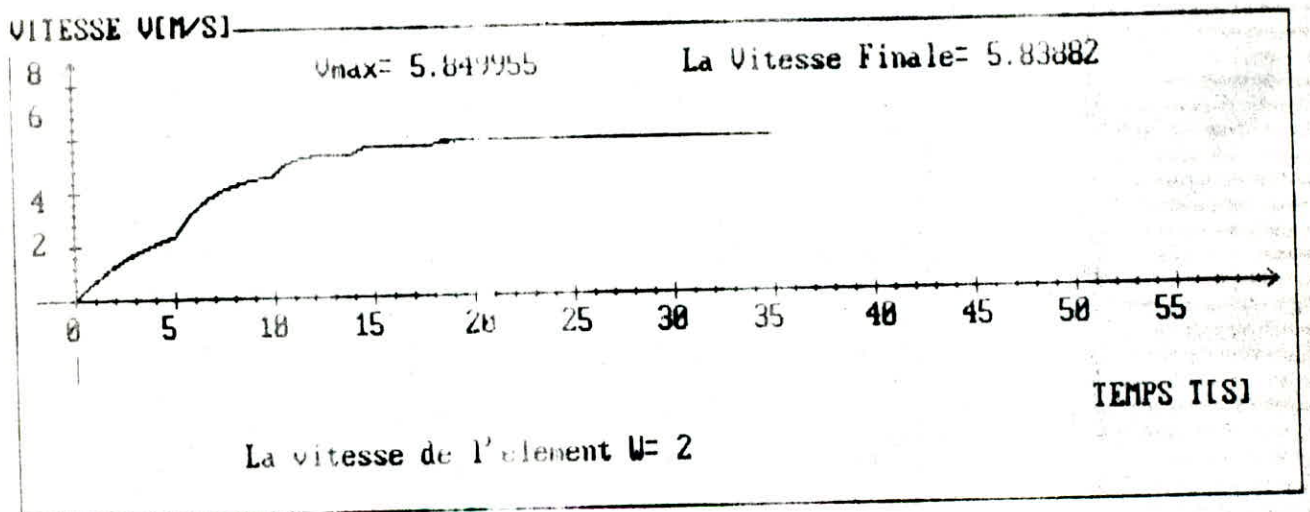
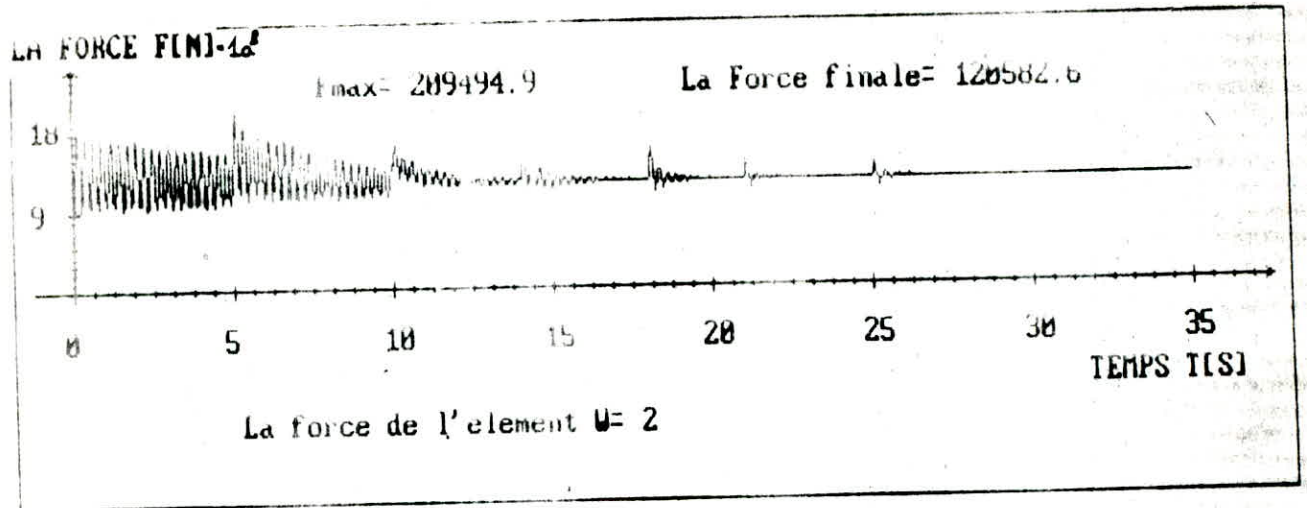


Fig: 4.3

LA FORCE ET LA VITESSE DE L'ELEMENT " 2 "

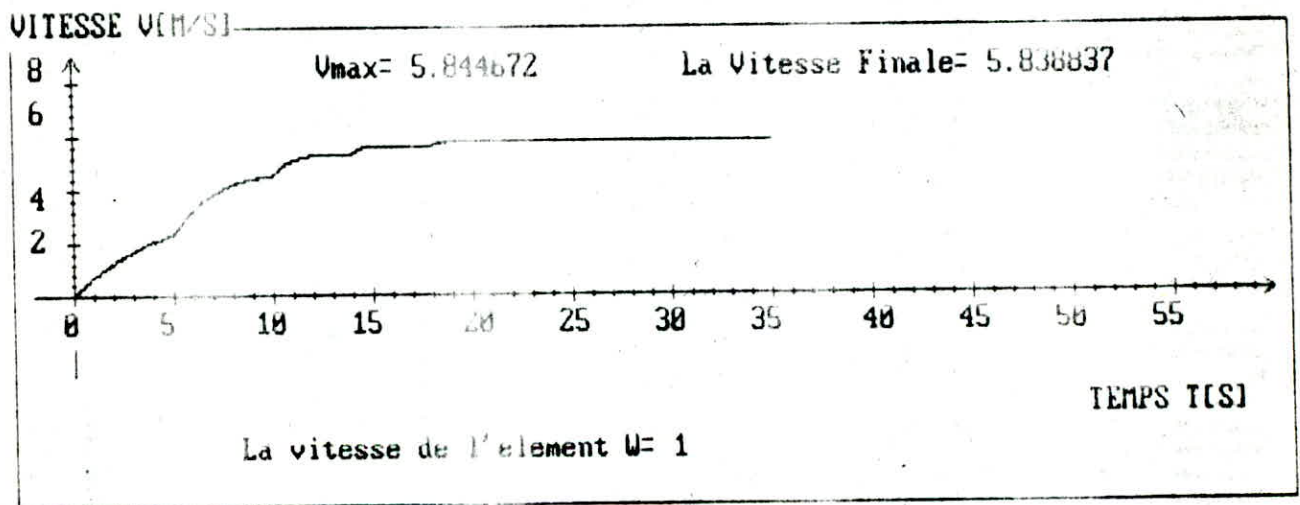
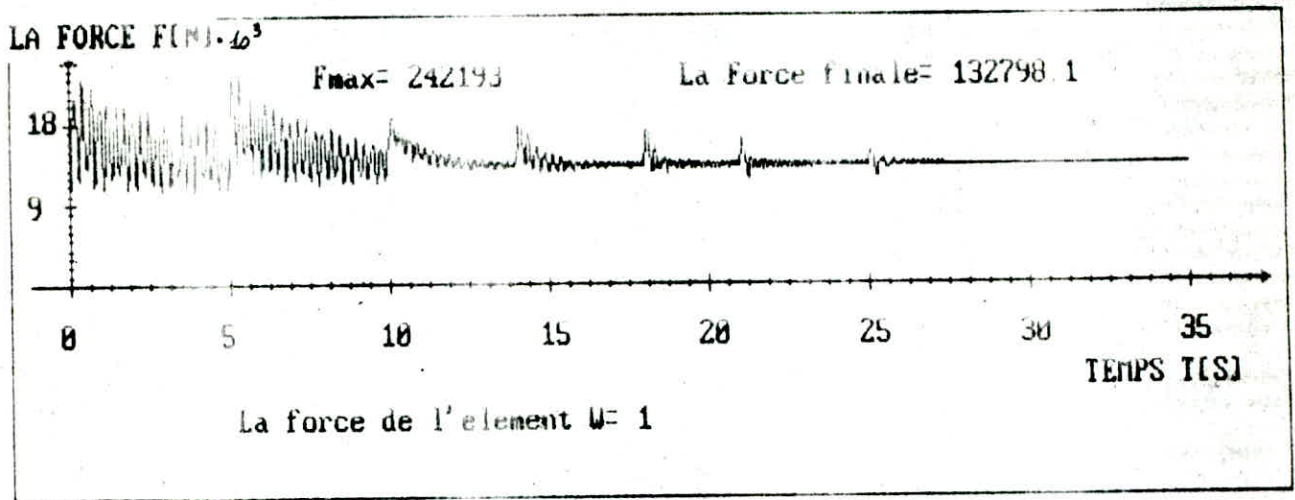


Fig: 4.2

LA FORCE ET LA VITESSE DE L'ELEMENT " 1 "

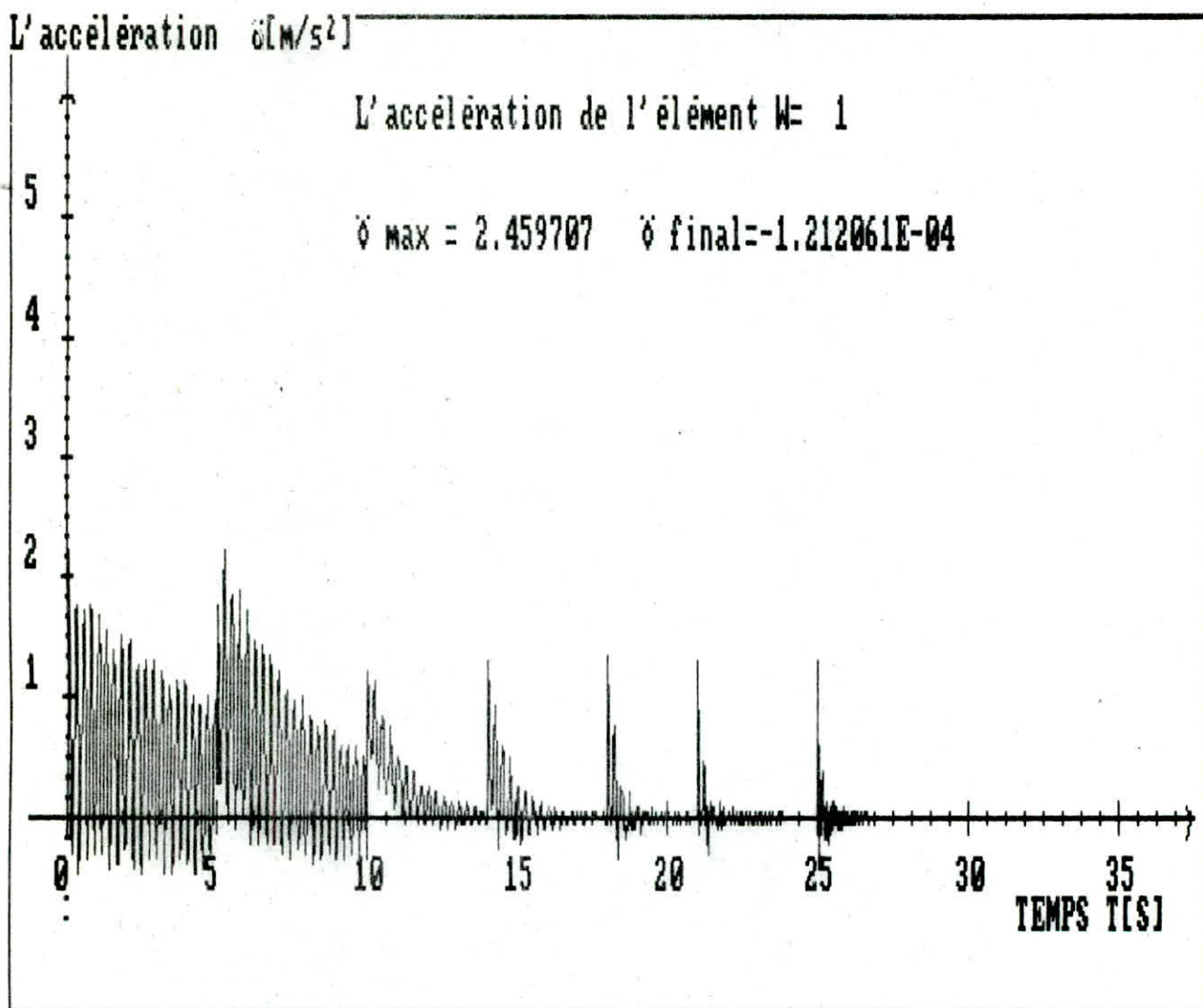


Fig : 4.9

L'accélération de l'élément W = 1

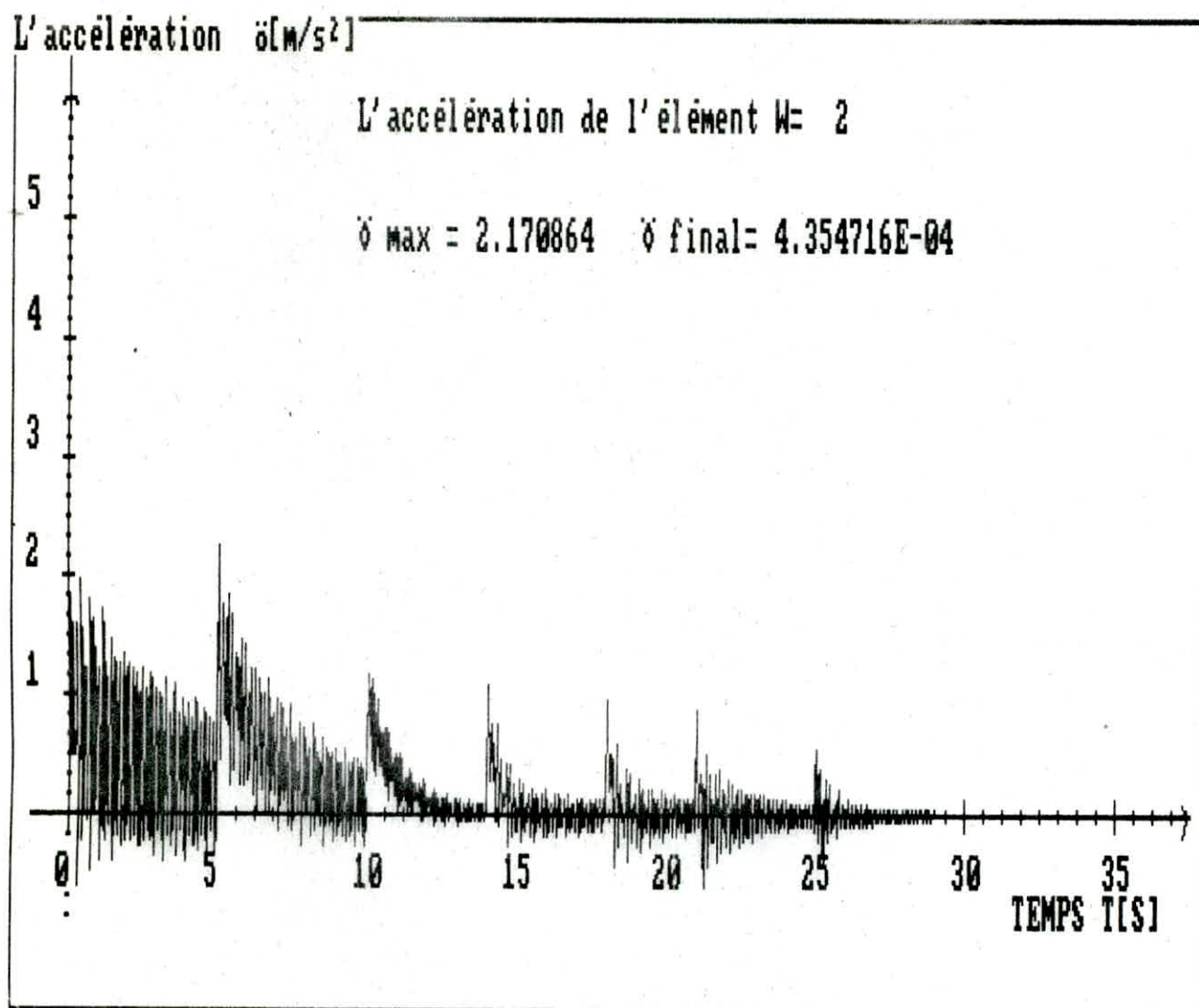


Fig : 4.10

L'accélération de l'élément W = 2

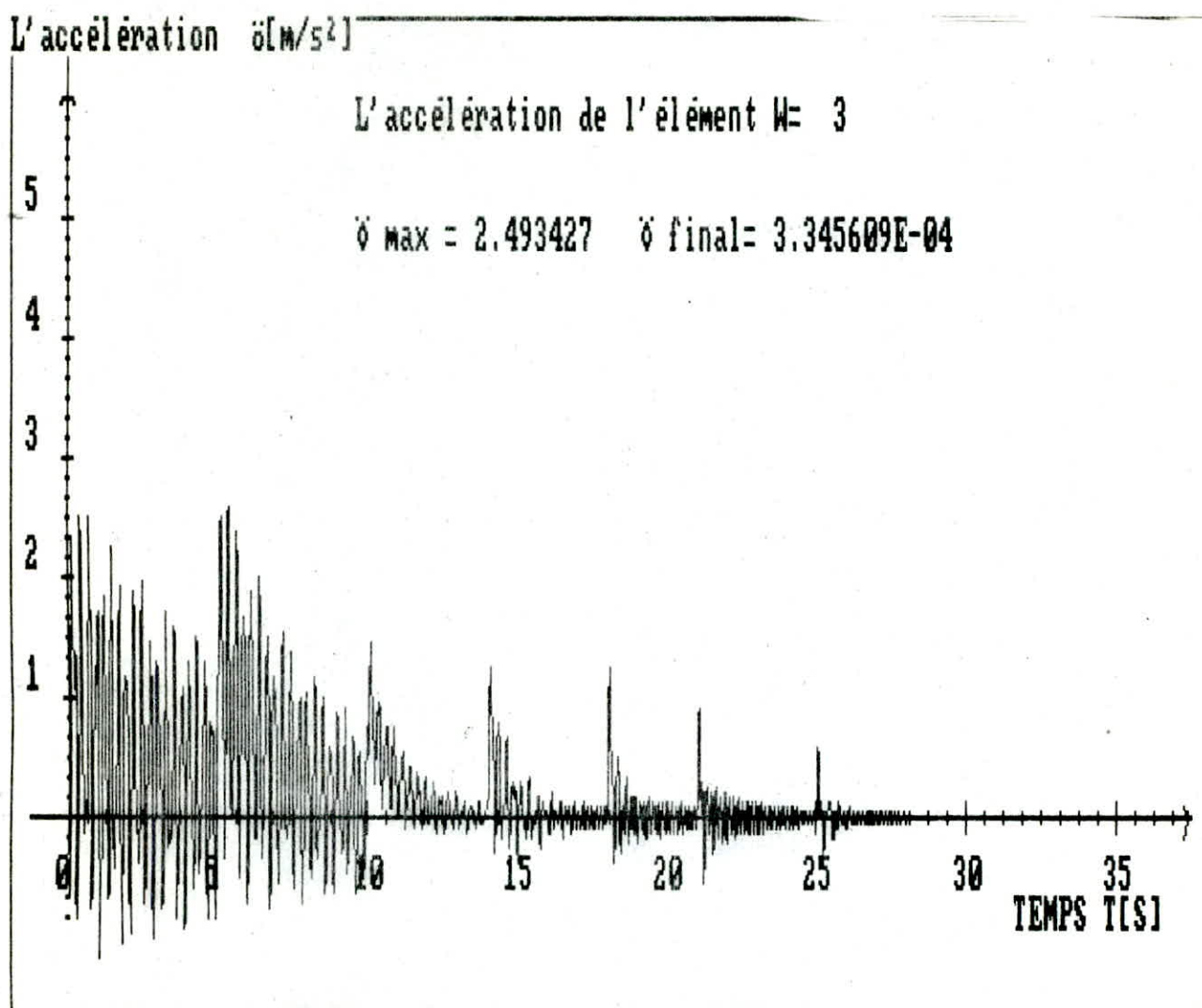


Fig : 4.II

L'accélération de l'élément W = 3

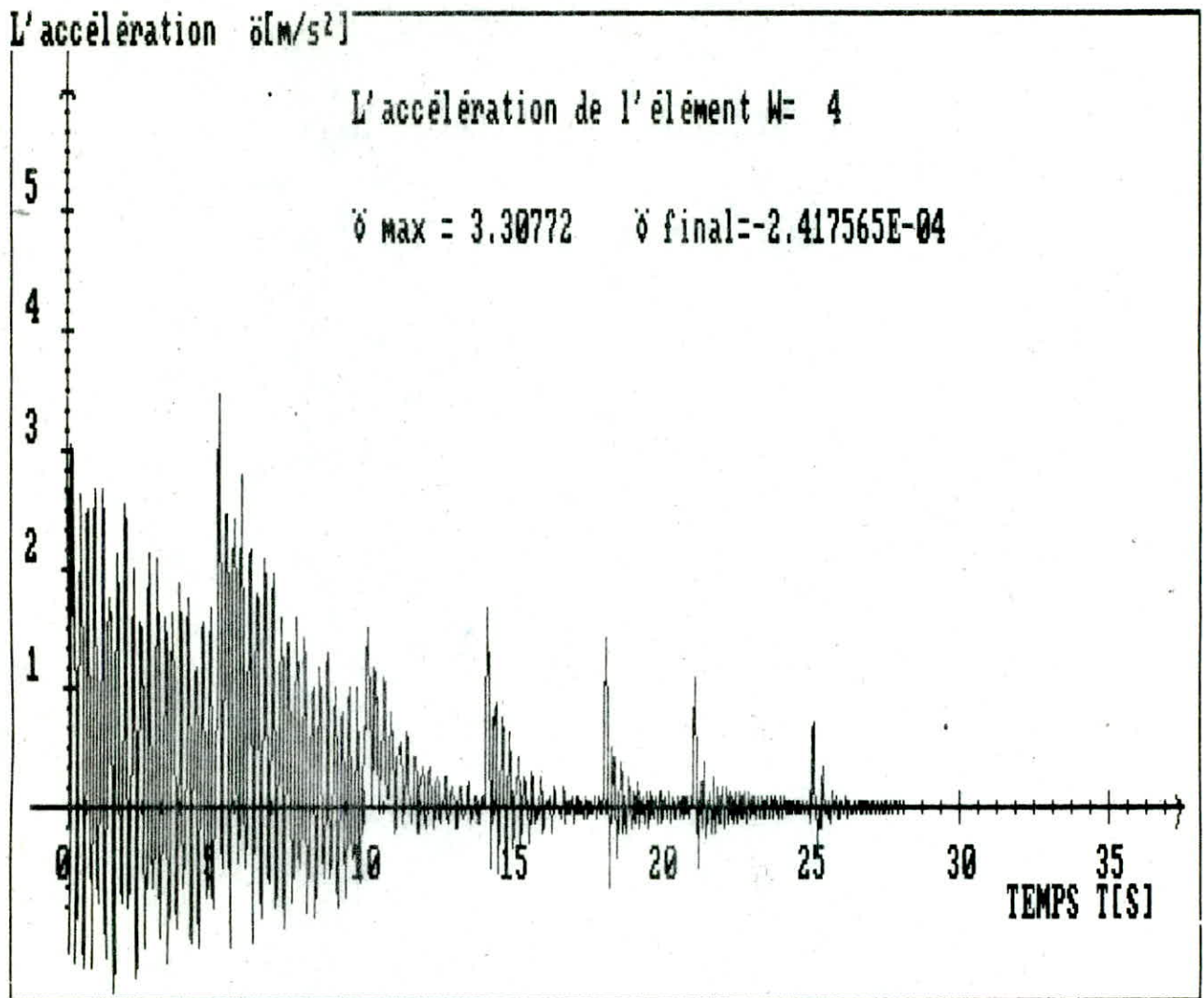


Fig : 4.12

L'accélération de l'élément W = 4

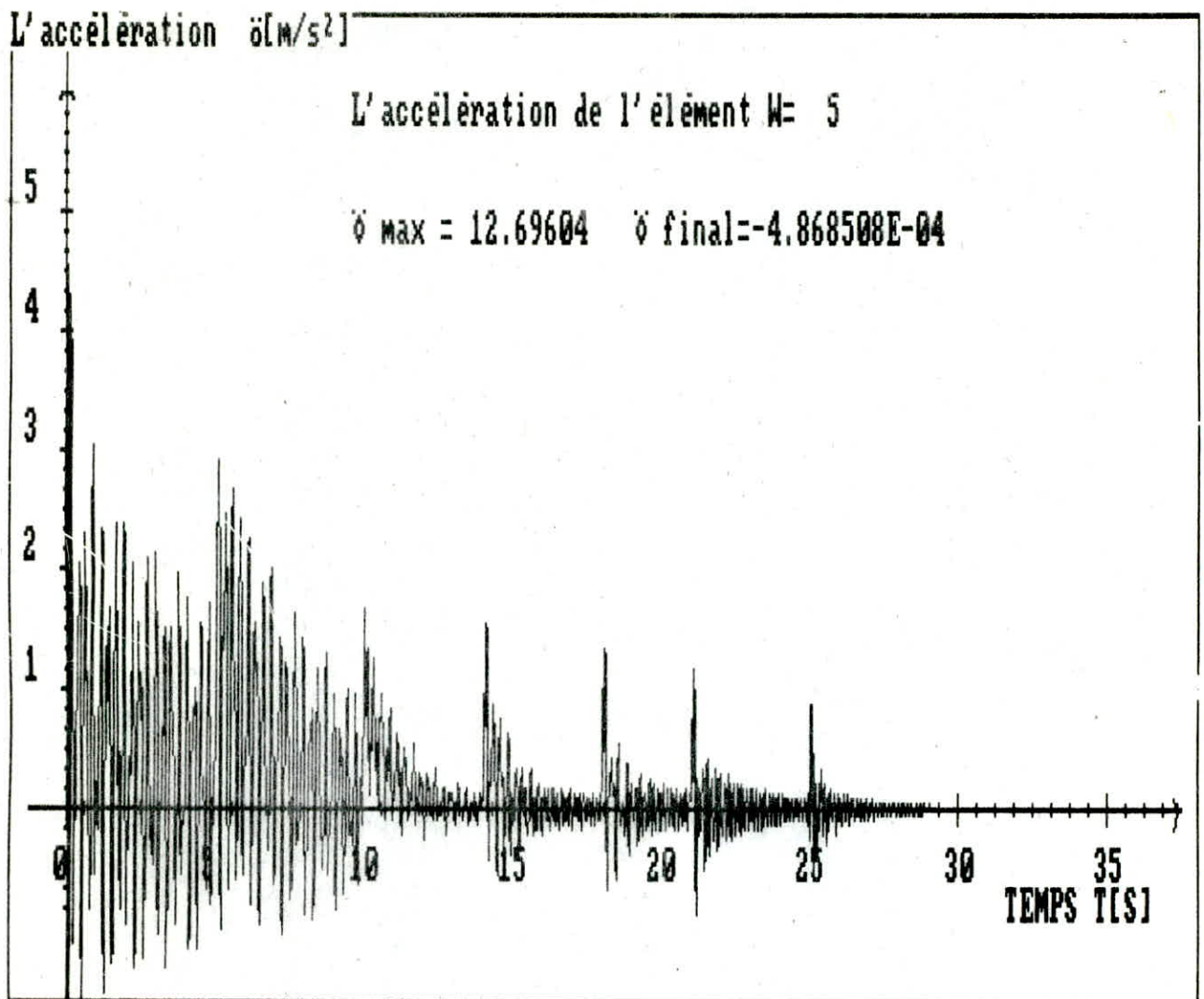


Fig : 4.13

L'accélération de l'élément W = 5

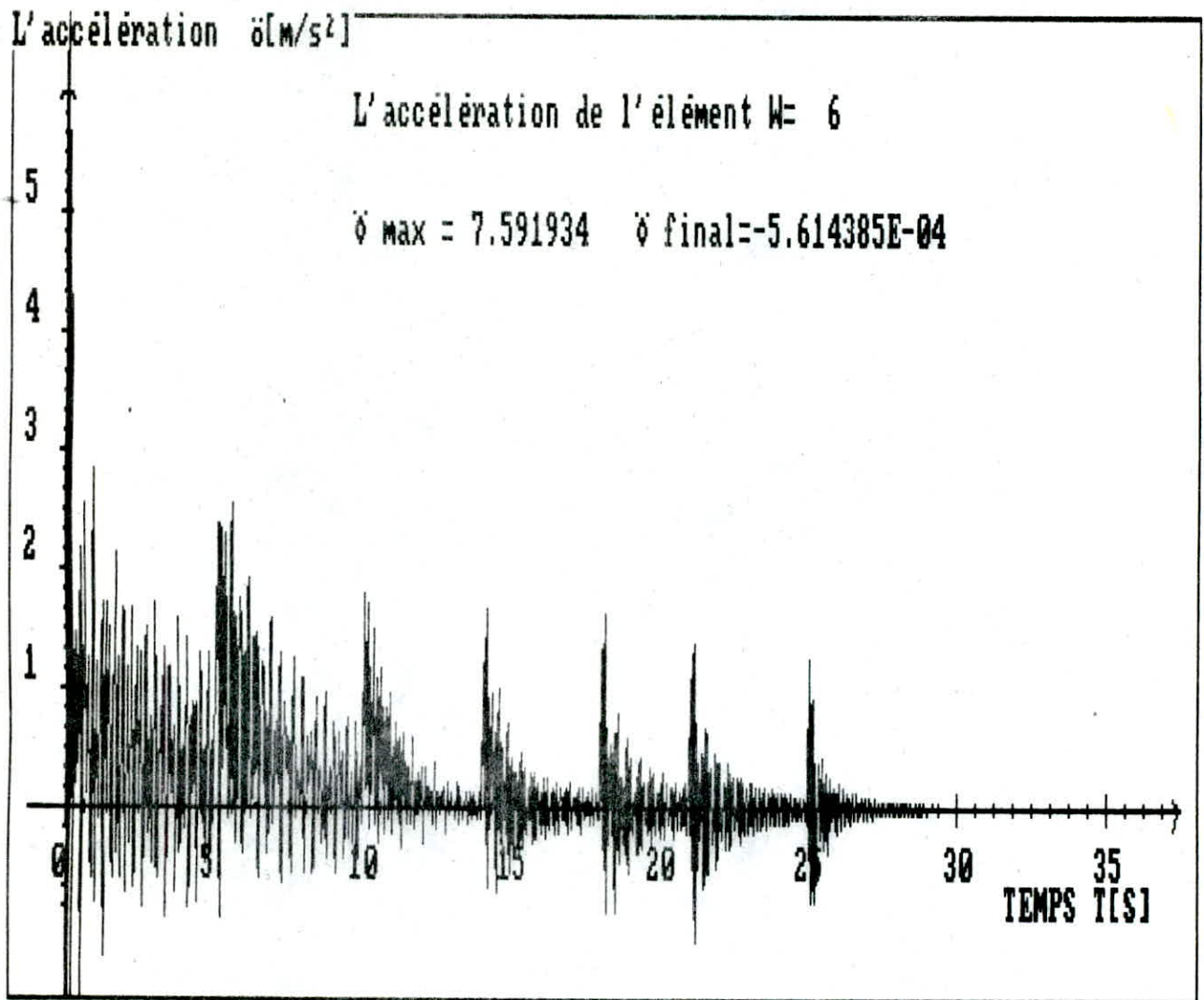


Fig : 4.14

L'accélération de l'élément W = 6

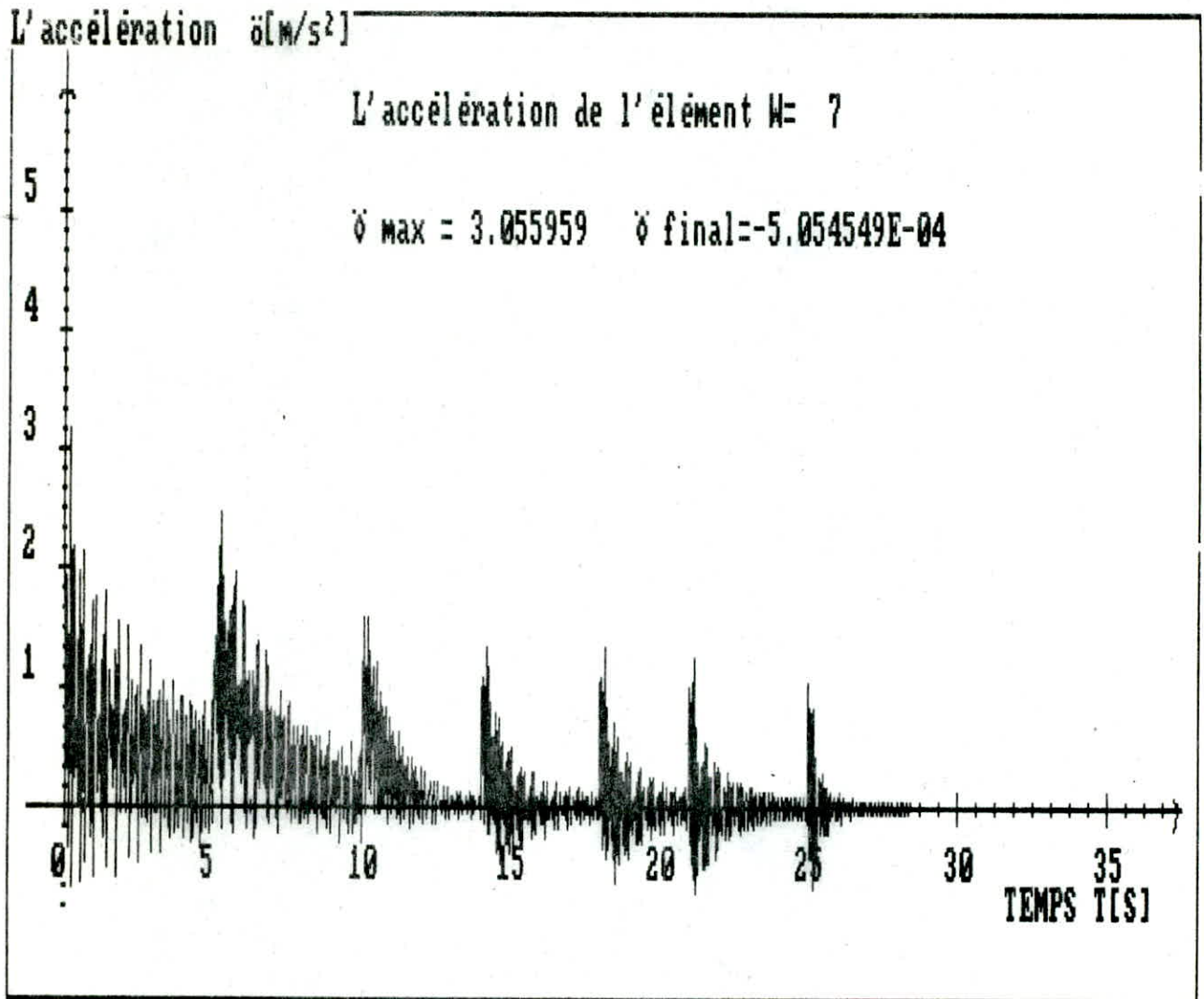


Fig : 4.15

L'accélération de l'élément W = 7

INTERPRETATION

Dans ce travail ,on a essayé de chercher dans les littératures ,d'un modele mathématique ,afin de définir le comportement réel de la bande ,durant son fonctionnement .

La bande est considérée comme un corps linéaire continu ,élastique ,ou visco-élastique .On utilise pour la description de celle-ci ,des modeles réologiques ; uniparamètre ; biparamètres (modele de voight) et le modele standard(modele à trois paramètres) .

Dans notre cas ,on a choisi le modele de voight .Le mouvement de la bande est décrit mathématiquement par une paire d'équations aux dérivées partielles .

Ce sont des equations différentielles couplées ,dont la résolution est très compliquée .Pour cela on utilise des machines à calculer afin d'intégrer ces dernières .En se basant sur les notions numériques ,pour faciliter les calculs .Cette résolution est faite par la méthode de RUNGE - KUTTA avec un pas d'intégration de 0.02 .

En dernières parties ,nous avons considéré un exemple de calcul ,basé sur des données réelles d'un convoyeur à bande de 100 m de longueur ,et les résultats obtenus sur ordinateur ,sous forme de graphes ,sont les différentes vitesses ,tensions ,et différents accélérations .pour un échantillonnage de sept éléments .

Ces courbes nous permettent d'observer ,les vibrations qui

ont lieu pendant la période transitoire ,et qui décroissent en fonction de temps ,jusqu'à l'état établi ,où les tensions se stabilisent c'est-à-dire que les accélérations s'annulent, et les vitesses qui atteignent leur état établi .Ces dernières sont contrôlés par un rhéostat de démarrage .

L'intérêt de ces résultats est qu'on peut agir sur le modèle, pour apporter des corrections (exemple : diminution de tensions, variation de la vitesse en fonction de la charge etc) . Afin de régler un problème concret .Donc ce modèle reste une base pour l'analyse de tous les phénomènes ayant lieu dans la bande ,et il peut être élargie à d'autre moyens de transporteur de traction dans les mines .

CONCLUSION

Sachant que pendant les périodes transitoires telles que démarrage ,freinage ;changement de vitesse et différentes perturbations ,pouvant intervenir pendant le fonctionnement du convoyeur ,ce sont les moments de friction qui provoquent la fatigue de la bande ,donc son usure .or ces moments sont dûs à la variation des tensions dans la bande ,donc pour pouvoir contrôler ces derniers. ,nous devons avoir des informations précises .

Pour avoir ces informations ,la mesure pratique de ce genre de paramètres (tensions dans la bande, vitesse ,accélération , etc) ,nous ne permet pas de les réaliser et même dans le cas où c'est possible ,les mesures reviennent très chères et prennent beaucoup de temps .Donc la seule solution qui nous reste est la détermination de ces paramètres par des modeles mathématiques .

Pour des informations plus completes ,nous devons donc tenir compte de tous les phénomènes physiques ayant lieu pendant le fonctionnement du convoyeur .Pour cela nous avons essayé de formuler le modele mathématique, en se basant sur différentes littératures .

En outre ,il reste à completer cette simulation par un modele caractérisant l'état dynamique du moteur ,pour avoir un modele complet du convoyeur .

BIBLIOGRAPHIE
=====

- (1) A. AIT YAHIATENE.: Thèse de doctorat .Cracovie 1987.
- (2) SETO ,W.W. : Schaum's outline of théory and problem's of mecanical vibrations .MC.Gaw.Hill,B.NEW-YORK. 1964
- (3) Jean.LOT.: Transport par transporteur à courroie .
Revue de l'industrie minérale . Paris . Juillet 1987
- (4) V.KOVALENKO.,N.AMBARTSOUMIAN.,K.M LAHMER.: Exploitation des carrières. Alger. O.P.U. 1986 .
- (5) PLANETA.: Cours d'exploitation minière cinquième année. E.N.P.A . 1988.
- (6) ALONZO(Marcelo).: Physique générale . ed: du renouveau Pédagogique T= II. 1970 .
- (7) TIMOSHENKO.S: Théorie de la stabilité elastique .Dunod. 1947 6 1966.
- (8) VIDAL (V.).: Exploitation des mines .Dunod. Paris 1962.
- (9) BIAGGI.: Les convoyeur à courroies caoutchoutées .Dunod paris 1958.
- (10) A.ZEVERCHON.:Mathématique sur micro-ordinateur
T = I .Eyrolles 1986 .
- (11) GLAUDE DELANNOY .:Les fichiers en basic sur micro-ordinateur .Eyrolles.
- (12) GABRIEL., GUELLAR .: Graphisme sur IBM Pc/XT/ 2D.3D.
Eyrolles 1986

