

19/91

MINISTRE DELEGUE AUX UNIVERSITES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

THESE

Présentée à l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger
pour l'obtention du diplôme de
MAGISTER en Electronique Appliquée
Option : Acquisition et Traitement

**SYNTHESE D'UN REGULATEUR OPTIMAL
POUR LES MACHINES OUTILS
A TRES HAUTE PRECISION**

soutenue le 29 Janvier 1991 devant le Jury d'Examen

Par : **Melle SEHAB Rabia**

Ingénieur en Electronique

A. ZERGUERRAS	}	Président
F. CHIGARA		Rapporteur
B. DERRAS		Examineur
L. ZABROWSKI		Examineur
MS. AIT CHEIKH		Examineur
. ABEROUCHE		Invité CVI, SNVI

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au laboratoire de Robotique du département d'Electronique Appliquée de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger.

Je remercie vivement Monsieur A.Chekima Professeur et directeur de la post-graduation d'Electronique pour les efforts consentis à cette post-graduation.

Monsieur A.Zerguerras m'a fait l'honneur en acceptant, au milieu de ses lourdes responsabilités, de présider le jury de thèse; qu'il me soit permis de lui exprimer ma gratitude.

Que Monsieur V.Lyssov Docteur es-sciences de l'université de Kouibychev (U.R.S.S) veuille bien trouver là l'expression de ma profonde gratitude pour m'avoir proposé et dirigé durant l'élaboration de ce travail.

Je tiens à remercier et témoigner ici ma reconnaissance à :

Monsieur F.Chigara Maître assistant au département d'Electronique de s'être intéressé et d'avoir examiné ce travail

Monsieur M.S.Ait Cheikh Chargé de cours au département d'Electronique d'avoir accepté de participer au jury.

Monsieur B.Derras Maître de conférence au département d'Electronique d'avoir participé au jury d'examination.

Monsieur L.Zabrowski Maître de conférence au département d'Electro-technique d'avoir accepté de participer au jury.

Mes vifs remerciements vont également à :

Monsieur M.Franceschi Maître de conférence à l'université de Toulon-Var et responsable du laboratoire Automatique et Informatique Appliquées pour l'accueil qu'il m'a réservé au sein de son laboratoire.

Monsieur G.Cloître Professeur et responsable du laboratoire de Métrologie au département de Genie Mécanique de l'université de Toulon pour ses fructueuses discussions et pour m'avoir autorisé de manipuler au sein de son laboratoire.

Enfin, je remercie tout le personnel du centre de calcul de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger de m'avoir facilité l'élaboration de ce travail.

A MES PARENTS

A MES SOEURS ET FRERES

A TOUS CEUX QUE J'AIME

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE

CH. I	NOTIONS SUR LA THEORIE DE LA COMMANDE OPTIMALE	
I-1	Introduction.....	04
I-2	Principe du Minimum de Pontriaguine	04
I-3	Equation de Hamilton-Jaccobi.....	05
I-4	Conception d'un système à commande optimale.....	11
CH. II	SYSTEME DE STABILISATION DE LA COUCHE D'HUILE	
II-1	Introduction.....	14
II-2	Etude du système hydraulique.....	14
II-3	Principe de fonctionnement de la structure hydraulique	17
II-4	Modélisation des différents éléments de la structure hydraulique	18
II-4.1	Modélisation de la poche d'huile.....	18
II-4.2	L'amplificateur hydraulique.....	22
II-4.2.1	Principe de fonctionnement	
II-4.2.2	Modélisation de l'amplificateur hydraulique	
II-5	Modèle de l'objet de réglage en boucle ouverte..	31
II-5.1	Application du principe du minimum de Pontriaguine.....	33
II-5.1.1	Modèle de réglage sans l'élément de retard	
II-5.1.1.1	Trajectoire de commutation optimale	
II-5.1.2	Modèle de réglage avec l'élément de retard	
II-5.1.2.1	Trajectoire de compensation du temps de retard	
II-5.2	Influence de la multiliaison des poches d'huile sur la tension de commande optimale.....	54
II-6	Conclusion.....	54
CH. III	SYSTEME DE COMPENSATION DES DEFORMATIONS DU BATI	
III-1	Introduction.....	65
III-2	Principe de fonctionnement d'une structure hydraulique	65

III-3	Modélisation des éléments de la structure.....	67
III-3.1	Modélisation du cylindre-bâti.....	67
III-3.2	Modélisation de l'amplificateur hydraulique.....	70
III-4	Application du principe du minimum de Pontriaguine.....	72
III-4.1	Modèle de réglage sans l'élément de retard.....	72
III-4.1.1	Trajectoire de commutation optimale	
III-4.2	Modèle de réglage avec l'élément de retard.....	84
III-5	Conclusion	92

CH. IV CONCLUSION GENERALE

- Références bibliographiques

ANNEXE :

ANNEXE A :

- Rappel sur les capteurs à pont de résistances

ANNEXE B :

- Description de la machine-outil hydroptic de firme
S.I.P (Société d'instruments de physique Genèveise)

ANNEXE C :

- Courbes

NOTATIONS

- A : Coefficient de l'induction mutuelle (N/m)
- a : Déformation élastique initiale à l'intérieur de la jonction (μm)
- B : L'induction magnétique (T)
- b : Facteur de frottement du fluide (N.s/m)
- C_m : Rigidité de la membrane (9) du premier étage de l'amplificateur hydraulique (N/m)
- C_m₁ : Rigidité des éléments mobiles du deuxième étage de l'amplificateur hydraulique (N/m)
- C_{1b} : Rigidité du bâti en flexion (courbure) (N/m)
- C_{2b} : Rigidité du bâti en torsion (N/m)
- C_{3b} : Rigidité de la jonction bâti- appui (N/m)
- C_{4b} : Rigidité de la jonction bâti-cric (N/m)
- C_{se} : Rigidité équivalente du système élastique (N/m)
- D_{4b} : Coefficient d'amortissement de la jonction bâti-cric
- D₃₆ : Coefficient d'amortissement de la jonction bâti-appui
- h : Hauteur des micro-ondes sur les surfaces des glissières (μm)
- i : Courant de l'enroulement de commande de l'électro-aimant
- K_o : Gain de la poche d'huile en boucle ouverte ($\mu\text{m.cm}^2/\text{Kgf}$)
- K'₁ : Rapport entre la pression d'entrée et la pression moyenne dans la poche d'huile

- K''_1 : Rapport de la pression moyenne et l'épaisseur de la couche d'huile en boucle ouverte ($\mu\text{m} \cdot \text{cm}^2 / \text{Kgf}$)
- K_2 : Gain dans la boucle de retour de la poche d'huile ($\text{Kgf} / \text{m}^2 \cdot \mu\text{m}$)
- K_d^{-1} : Coefficient de compressibilité de l'huile (N / m)
- K_I : Gain de la poche d'huile en boucle fermée ($\mu\text{m} \cdot \text{cm}^2 / \text{Kgf} \cdot \text{s}$)
- K_P : Gain d'huile dû à l'action du poids de la charge ($\mu\text{m} / \text{Kgf} \cdot \text{s}$)
- L, L_1 : Dimensions de la poche d'huile (m)
- l : La Longueur du fil de l'enroulement de commande de l'électro-aimant (m)
- M_{ind} : L'ensemble des masses des éléments du premier étage de l'amplificateur hydraulique qui sont en mouvement sous l'action de la tension de commande (U_1, U_2) (Kg)
- m_1 : Masse des éléments mobiles du deuxième étage de l'amplificateur hydraulique sous l'action de la pression (Kg)
- N : Facteur caractérisant le flux magnétique (v.s/m)
- n : Coefficient de porosité de la jonction glissière-bâti
- P_e : Pression de l'huile à l'entrée de la poche d'huile (Kgf / cm^2)
- P_a : Pression d'adhésion (Kgf / cm^2)
- P_s : Pression de l'huile à la sortie de l'amplificateur hydraulique (Kgf / cm^2)
- R_h : Résistance hydraulique ($\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^3$)
- S_{eq} : Surface équivalente des membranes (m^2) .
- T : Constante de temps de l'amplificateur hydraulique (s)

- T_1 : Constante de temps caractérisant la réponse de la jonction glissières-bâti à une pression moyenne (s)
- T_I : Constante de temps de la poche d'huile (s)
- T_{16} : Constante de temps caractérisant la résistance hydraulique (s)
- T_{17} : Constante de temps caractérisant l'amortissement du cric (s)
- T_{5b} : Constante de temps de la jonction bâti-appui (s)
- T_{7b} : Constante de temps de la jonction bâti-cric (s)
- t_1 : Durée de la tension de commande U_1 (s)
- t_2 : Durée de la tension de commande U_2 (s)
- t_r : Durée du régime transitoire (s)
- U_1 : Tension de commande positive de l'amplificateur hydraulique (v)
- U_2 : Tension de commande négative de l'amplificateur hydraulique (v)
- x : la grandeur de sortie (μm)
- x_c : La consigne (μm)
- y : vitesse de variation de la grandeur de sortie ($\mu\text{m/s}$)
- α : Coefficient de la pression d'adhésion ($\text{Kgf} \cdot \mu\text{m}/\text{m}^2$)
- β : Epaisseur de la poche d'huile (m)
- γ : Poids spécifique de l'huile (Kgf/m^3)
- η : Coefficient de porosité de la jonction des glissières table-bâti
- μ : Coefficient de viscosité dynamique de l'huile ($\text{Kgf}/\text{m} \cdot \text{s}$)
- τ : Temps de retard de la réponse (s)
- χ : Périmètre de la poche d'huile (m)

remarque :

$y, X'_1, X'_2, P, P_{moy}, P_e$ et N : sont des variables caractérisant seulement le régime transitoire des deux processus

LISTE DES FIGURES

- Figure I-1 : Trajectoire de commutation optimale
- Figure I-2 : Schéma fonctionnel de la loi de commande
- Figure I-3 : Schéma bloc d'un système multidimensionnel à commande automatique optimale
- Figure II-1 : Schéma synoptique du système hydraulique à commande automatique
- Figure II-2 : Vue en coupe de la structure hydraulique
- Figure II-3 : Schéma bloc de la structure en boucle ouverte
- Figure II-4 : Poche d'huile
- Figure II-5 : Schéma fonctionnel de la poche d'huile
- Figure II-6 : Réponse d'une poche d'huile à une pression moyenne
- Figure II-7 : Vue en coupe de l'amplificateur hydraulique
- Figure II-8 : Schéma fonctionnel de la structure hydraulique
- Figure II-9 : Caractéristiques statiques de l'amplificateur hydraulique
- Figure II-10 : Schéma fonctionnel de la structure en boucle ouverte
- Figure II-11 : Evolution de la commande durant le régime transitoire
- Figure II-12 : Evolution de l'épaisseur de la couche d'huile durant le régime transitoire
- Figure II-13 : Plan de phase sans l'élément de retard
- Figure II-14 : Evolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la tension de commande U

- Figure II-15 : Evolution de la durée du régime transitoire en fonction de la tension de commande U_1
- Figure II-16 : Evolution de la durée du régime transitoire en fonction de l'écart dynamique maximum
- Figure II-17 : Plan de phase avec l'élément de retard
- Figure II-18 : Evolution de la commande et l'épaisseur de la couche d'huile durant le régime transitoire
- Figure II-19 : Evolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la tension de commande U_1
- Figure II-20 : Evolution de la durée du régime transitoire en fonction de la tension de commande U_1
- Figure II-21 : Trajectoires de commutation
- Figure II-22 : Plan de phase avec compensation du temps de retard
- Figure II-23 : Evolution de la commande et l'épaisseur de la couche d'huile durant le régime transitoire
- Figure II-24 : Influence de la multiliasion des poches d'huile sur la caractéristique : $tr = f(U_1)$
- Figure II-25 : Influence de la multiliasion des poches d'huile sur la caractéristique : $X_{max} = f(U_1)$
- Figure II-26 : Insertion du régulateur optimal au niveau de la structure hydraulique
- Figure III-1 : Vue en coupe de la structure hydraulique en boucle fermée
- Figure III-2 : Schéma bloc de la structure hydraulique en boucle ouverte

- Figure III-3 : Schéma fonctionnel du cylindre-bâti
- Figure III-4 : Schéma fonctionnel du processus de compensation des déformations élastiques du bâti
- Figure III-5 : Evolution de la commande durant le régime transitoire
- Figure III-6 : Evolution de la déformation élastique du bâti durant le régime transitoire
- Figure III-7 : Plan de phase sans l'élément de retard
- Figure III-8 : Evolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la tension de commande U_1
- Figure III-9 : Evolution de la durée du régime transitoire en fonction de la tension de commande U_1
- Figure III-10: Evolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la durée du régime transitoire
- Figure III-11: Schéma fonctionnel du modèle de réglage avec l'élément de retard
- Figure III-12: Plan de phase avec l'élément de retard
- Figure III-13: Evolution de la commande et la déformation élastique durant le régime transitoire
- Figure III-14: Evolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la tension de commande U_1
- Figure III-15: Evolution de la durée du régime transitoire en fonction de la tension de commande U_1

INTRODUCTION

GENERALE

INTRODUCTION GENERALE :

De nos jours, le développement de la technologie demande des performances de plus en plus accrues et des tolérances de précision de plus en plus réduites. En mécanique de précision les machines-outils utilisées fonctionnent avec des intervalles de tolérances réduits à quelques microns (3 à 5 μm). Les machines-outils traditionnelles et les robots d'usinage ne peuvent pas assurer cette performance. Les principales raisons de cette insuffisance sont dûes à :

- Des forces de frottement variables en fonction de la vitesse du déplacement relatif des éléments conjugués de la machine-outil.
- Des déformations élastiques des sous-ensembles de la machine-outil durant son fonctionnement .

Pour palier à ces inconvénients et augmenter la précision d'usinage, nous introduisons de nos jours des systèmes à commande automatique. Ces systèmes permettent la prolongation de la durée de vie des sous-ensembles de la machine-outil (glissières, bâti, montants, portique ...) /1/ .

La réduction et la stabilisation des forces de frottement entre les éléments conjugués, en particulier, celles entre les surfaces des glissières de la table d'usinage et du bâti se réalisent par une séparation partielle de ces surfaces /1/,/2/. Cette séparation se fait généralement par des systèmes hydrauliques ou pneumatiques /3/ .

Dans notre cas, la séparation partielle des glissières table-bâti a été réalisée par une couche d'huile de 2 à 3 μm . Cette dernière a pour effet de diminuer les forces de frottement et de les maintenir constantes /1/ .

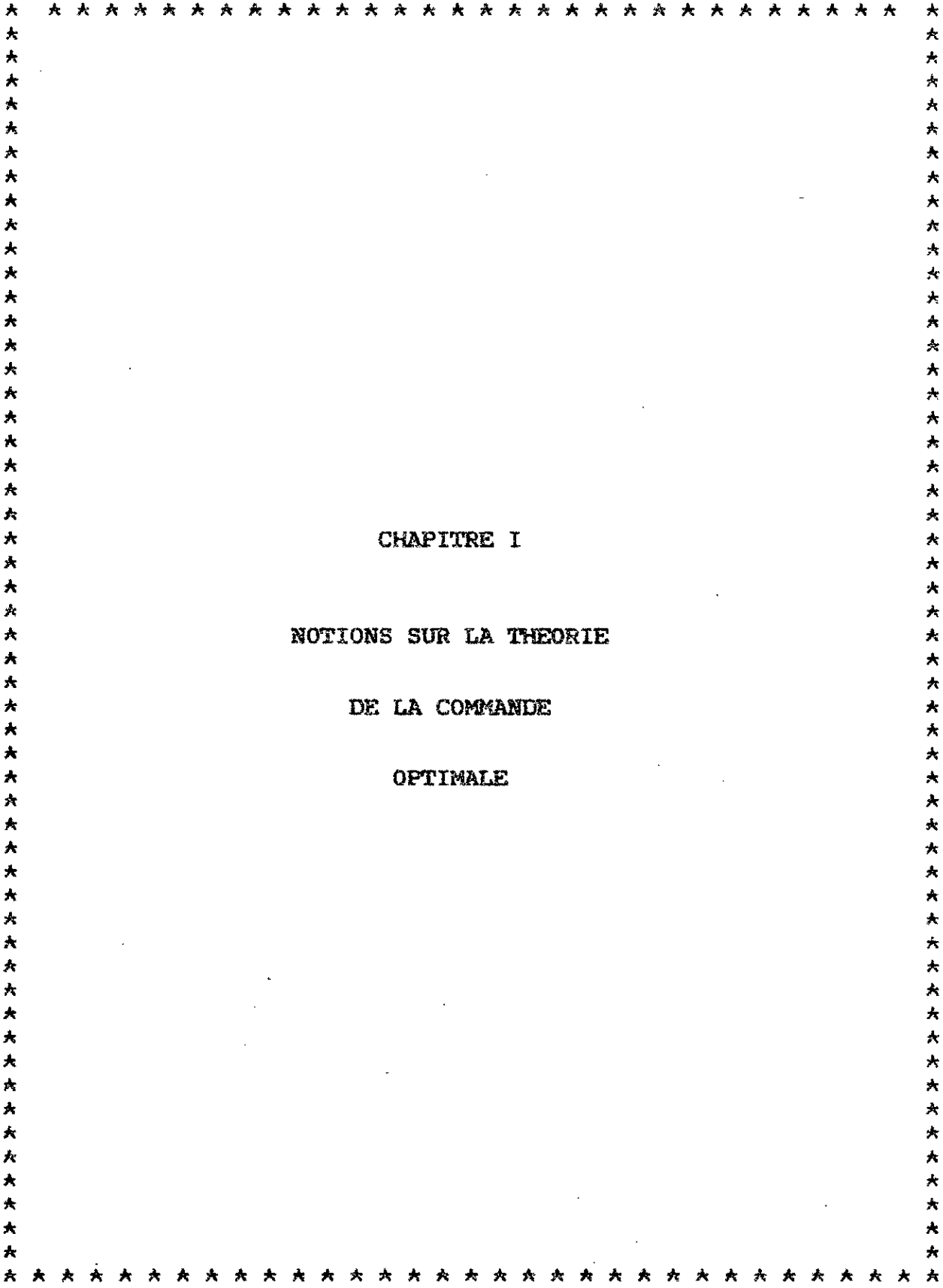
Pour palier aux déformations élastiques du bâti, nous avons introduit un système à commande automatique permettant de compenser ces déformations qui sont dues au poids propre de la charge importante pendant le fonctionnement de la machine-outil /1/ . L'étude de ces deux systèmes hydrauliques basée sur le principe du minimum de Pontriaguine nous permet :

- De trouver une méthodologie de synthèse d'un régulateur optimal. Ce régulateur assurera d'une façon continue la stabilisation de la couche d'huile et la compensation des déformations élastiques du bâti en présence des pièces importantes .
- De donner une recommandation pratique pour la conception d'un système de commande avec un appareillage simplifié .
- De proposer une réalisation améliorée des objets de réglage en particulier les paramètres physiques.

L'étude entamée concerne la stabilisation de la couche d'huile et la compensation des déformations élastiques du bâti.

L'insertion de ce régulateur nous permettra d'obtenir la précision d'usinage désirée, l'amélioration de la qualité de la production et surtout l'augmentation de la fiabilité des machines-outils.

- Dans le premier chapitre , nous présentons brièvement le principe du minimum de Pontriaguine ainsi que le modèle théorique conçu d'un système à commande optimale .
- Nous étudions et nous simulons dans le deuxième chapitre le système de stabilisation de la couche d'huile. Nous déterminons ensuite le domaine de performances dynamiques optimales et les caractéristiques du régulateur optimal que nous proposons.
- Nous étudions dans le troisième chapitre le système de compensation des déformations élastiques . Nous déterminons ensuite le domaine de performances dynamiques optimales et nous proposons le régulateur optimal.
- Au quatrième chapitre, nous présentons la conclusion générale .
- En annexe; un rappel sur les capteurs à pont de résistances est présenté, ainsi q'une description générale de la machine-outil hydroptic de firme S.I.P qui fait l'objet de cette etude .



CHAPITRE I

NOTIONS SUR LA THEORIE

DE LA COMMANDE

OPTIMALE

CHAPITRE I

NOTIONS SUR LA THEORIE DE LA COMMANDE OPTIMALE

I-1 INTRODUCTION :

Dans le cas déterministe auquel nous nous limitons, le problème de la commande optimale consiste essentiellement à élaborer la loi de commande optimale à une ou plusieurs variables susceptible de faire passer un système linéaire ou non d'un certain état initial à un certain état final tout en minimisant ou en maximisant une fonctionnelle constituant un indice de performance /4/ .

De plus, en général, les variables de commande, tout comme les variables d'état, ne peuvent varier que dans un domaine limité dont les bornes représentent des "contraintes".

I-2 Principe du Minimum de Pontriaguine /5/ :

Soit le système décrit par l'équation d'état donnée comme suit:

$$\dot{x} = f(x, u, t) \quad u \in U(t) \quad (I-1)$$

Il s'agit de minimaliser la fonction de coût :

$$Q = \int_0^T q(x, u, t) dt \quad (I-2)$$

Cependant, en vertu du principe d'optimalité, nous devons avoir

$$\int_{\tau}^T q \cdot dt = \min \quad 0 \leq \tau \leq T \quad (I-3)$$

En désignant par τ un instant intermédiaire quelconque. Nous

prendrons donc comme fonction de coût

$$Q = \int_{\tau}^T q(x, u, t) dt \quad (I-4)$$

et noterons le coût minimum

$$\bar{Q}(x, \tau) = \min_u Q \quad (I-5)$$

Nous avons en particulier, quelque soit x :

$$\bar{Q}(x, T) = 0 \quad \forall x \quad (I-6)$$

En appliquant le principe d'optimalité à un processus séquentiel dont les étapes successives ont des durées infiniment courtes, nous obtiendrons une équation aux dérivées partielles de Hamilton-Jacobi /5/, /6/, dont la résolution au moyen de la méthode des caractéristiques nous conduira aux équations de Hamilton-Pontriaguine /5/. Ces équations, assorties des conditions aux limites, permettent de déterminer la loi de commande optimale, soit seulement en fonction du temps (commande en chaîne ouverte) soit en fonction du temps restant et de l'état actuel (commande en boucle fermée).

I-3 Equation de Hamilton - Jaccobi :

Considérons les deux intervalles de temps définis par les trois instants τ , $(\tau+d\tau)$ et T . En vertu du principe d'optimalité, nous devons avoir:

$$\bar{Q}(x, \tau) = \min_u (q(x, u, \tau) d\tau + \bar{Q}(x+d\tau, \tau+d\tau)) \quad (I-7)$$

$$\bar{Q}(x, \tau) = \min_u (q(x, u, \tau) d\tau + \bar{Q}(x, \tau) + (d\bar{Q})) \quad (I-8)$$

Le second terme du crochet, qui ne dépend pas de u , peut être extrait du crochet. Il nous reste ainsi, en divisant par $d\tau$:

$$\min_u (q + d\bar{Q}/d\tau) = 0 \quad (I-9)$$

Soit encore

$$\min_u (q + \partial\bar{Q}/\partial\tau + \sum_{i=1}^n ((\partial\bar{Q}/\partial x_i) \cdot \dot{x}_i)) = 0 \quad (I-10)$$

Posons alors

$$\partial\bar{Q}/\partial\tau = p_0, \quad \partial\bar{Q}/\partial x_i = p_i \quad (I-11)$$

Les dérivées partielles p_i sont appelées variables adjointes et constituent les composantes du vecteur adjoint p , qui n'est autre que le gradient de \bar{Q} par rapport au vecteur d'état .

$$p = \nabla \bar{Q} \quad (I-12)$$

La dérivée partielle p_0 ne dépend pas de u et peut donc être extraite de la quantité à minimiser. Il vient ainsi :

$$\min_u (q + \sum_{i=1}^n (p_i \cdot \dot{x}_i)) + p_0 = 0 \quad (I-13)$$

Soit encore

$$\min_u (q + p \cdot \dot{x}) + p_0 = 0 \quad (I-14)$$

Cette équation aux dérivées partielles est appelée équation de Hamilton-Jacobi, nous pouvons encore simplifier l'écriture en définissant par analogie avec la fonction hamiltonienne de la mécanique analytique, la fonction suivante appelée hamiltonien ou

fonction de Pontriaguine .

$$H = q + p \cdot \dot{x} \quad (I-15)$$

Cet hamiltonien est fonction de x, p et u et éventuellement de τ .
 Cette équation est équivalente aux deux équations suivantes :

$$\bar{H} = \min_u H \quad (I-16)$$

$$\bar{H} + p \cdot \dot{x} = 0 \quad (I-17)$$

La première de ces équations constitue l'expression du principe du Minimum . Ce principe constitue seulement une condition nécessaire d'optimalité; la commande optimale, si elle existe minimise l'hamiltonien; inversement il peut y avoir plusieurs lois de commande qui minimisent l'hamiltonien, entre lesquelles il faudra choisir celle qui minimise effectivement la fonction de coût. La résolution de l'équation de Hamilton-Jacobi par la méthode des caractéristiques /5/ nous donne :

$$\dot{x}_i = \partial \bar{H} / \partial p_i, \quad \dot{p}_i = - \partial \bar{H} / \partial x_i \quad (I-18)$$

et d'une autre manière plus condensée

$$\dot{x} = \nabla_p \bar{H} \quad \dot{p} = - \nabla_x \bar{H} \quad (I-19)$$

Ces équations constituent les équations de Hamilton-Pontriaguine. Leur résolution avec des conditions aux limites fournira la loi de commande optimale .

La fonction de coût peut avoir plusieurs formes :

1°/ dans le cas de la commande en temps minimal nous avons :

$$Q = \int_{\tau}^T dt \quad T \text{ non spécifiée}$$

Il suffit donc de faire $q = 1$ dans l'hamiltonien .

2°/ dans le cas de la commande terminale

Il s'agit dans ce cas de minimaliser à l'instant final une certaine fonction des variables d'état . Nous avons donc :

$$Q = F(x(T)) = \int_{\tau}^T q \cdot dt$$

$$q = \sum_i^n (\partial F / \partial x_i) \cdot \dot{x}_i$$

Nous pouvons illustrer cette théorie par un exemple.
Il s'agit d'une commande en temps minimal d'un double intégrateur.
Soit donc le problème défini par:

$$\dot{x}_1 = x_2, \quad \dot{x}_2 = U \quad |U| \leq 1 \quad (I-20)$$

$$x_1(T) = x_2(T) = 0 \quad (I-21)$$

Nous désirons rejoindre l'état final en un temps minimal.

L'hamiltonien s'écrit :

$$H = 1 + p_1 \cdot x_2 + p_2 \cdot u \quad (I-22)$$

Il est minimal pour

$$\bar{u} = -(\text{sig } p_2) \cdot 1$$

de sorte que la commande optimale soit une commande par plus ou moins. Les équations de Hamilton-Pontriaguine s'écrivent :

$$\dot{x}_1 = x_2, \quad \dot{x}_2 = \bar{u} \quad (\text{I-23})$$

$$\dot{p}_1 = 0, \quad \dot{p}_2 = -p_1 \quad (\text{I-24})$$

Les deux dernières s'intègrent immédiatement

$$p_1 = A, \quad p_2 = -A.t - B \quad (\text{I-25})$$

Il en résulte que p_2 s'annule en changeant de signe au plus une fois et que par suite, la commutation unique de u se produit nécessairement sur une trajectoire passant par l'état final, l'origine dans le cas présent.

Les trajectoires correspondant à $u=+1$ sont solution du système :

$$\dot{x}_1 = x_2, \quad \dot{x}_2 = 1 \quad (\text{I-26})$$

Nous obtenons par division :

$$\left(\frac{dx_1}{dx_2}\right) = x_2$$

D'où :

$$x_1 = (1/2).x_2^2 + \text{Cte} \quad (\text{I-27})$$

Pour $u = -1$, nous obtenons les trajectoires

$$x_1 = -(1/2).x_2^2 + \text{Cte} \quad (\text{I-28})$$

Le sens de parcours est donné par $x_2 = u$; les trajectoires sont donc décrites dans le sens des x_2 croissants pour $u = +1$ et

dans le sens des x_2 décroissants pour $u = -1$.

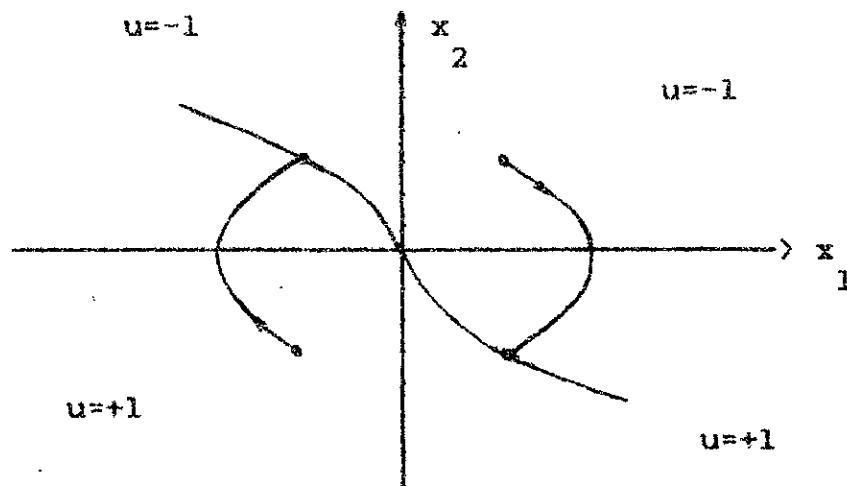


Fig.I-1

Deux de ces trajectoires - une de chaque famille - passant par l'origine. La courbe de commutation est donc constituée de deux demi paraboles se terminant en o, comme le montre la figure I-1. Cette courbe divise le plan de phase en deux régions. Il convient de donner initialement à u la valeur -1 ou la valeur $+1$ selon que l'état initial se trouve au dessus ou au dessous de la courbe de commutation.

La courbe de commutation a pour équation :

$$x_1 = -\frac{1}{2} \cdot x_2 \cdot \frac{|x_2|}{x_2} \quad (I-29)$$

de sorte que la commande optimale soit donnée par :

$$\bar{u} = -(\text{signe}) \cdot 1 \quad (I-30)$$

Avec
$$\epsilon = -\frac{x_1}{x_2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{x_2 \cdot |x_2|}{x_2} \quad (I-31)$$

Cette loi de commande peut être réalisée pratiquement au moyen du schéma fonctionnel de la figure I-2 qui comprend trois éléments non linéaires :

Un opérateur de module, un multiplieur et un relais idéal sans seuil ni hystérésis. En pratique, il conviendra de donner au relais une légère hystérésis, afin d'éviter le battement du relais à fréquence élevée sous l'effet des perturbations .

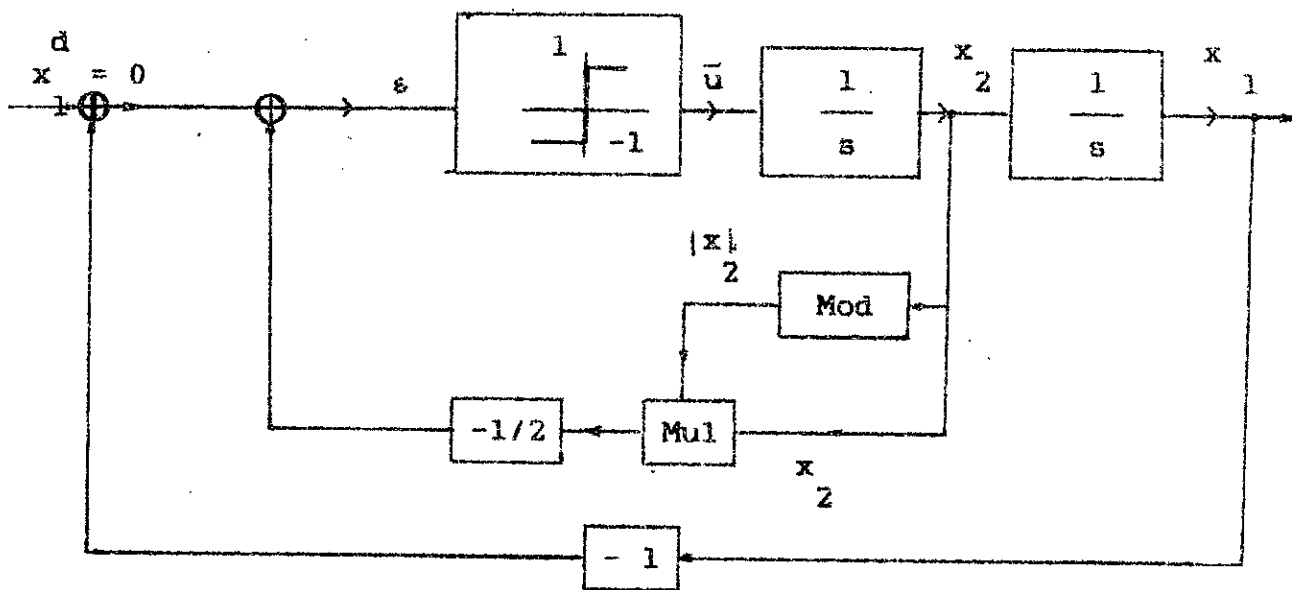


Fig. I-2

I-4 Conception d'un système à commande optimale :

Le Principe du Minimum de Pontriaguine, d'une façon générale, nous permet de concevoir un système multidimensionnel à commande optimale (voir Fig. I-3) /6/ .

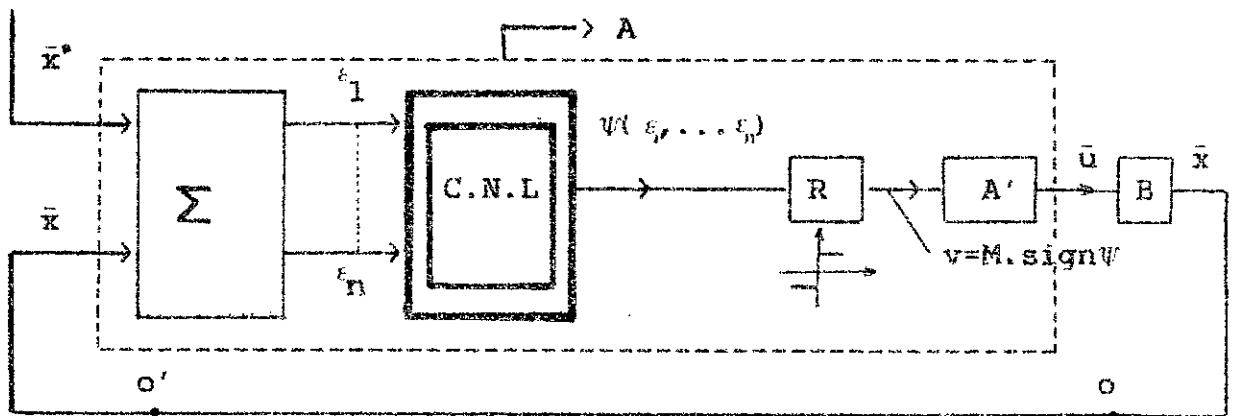


Fig. I-3

A : organe de commande optimale

B : objet de réglage

$v = M \cdot \text{sign} \psi$: fonction caractéristique

$\psi = F(\epsilon, \dot{\epsilon})$: équation de la trajectoire de déclenchement du relais

$$\epsilon = \bar{x}_i^* - \bar{x}_i \quad \text{et} \quad M = \pm 1$$

\bar{x}_i^* : la consigne

\bar{x}_i : la grandeur de sortie

La grandeur de sortie \bar{x} de l'objet B peut être un vecteur à plusieurs coordonnées. La chaîne de réaction est composée alors de plusieurs circuits qui transmettent les coordonnées x_n du vecteur \bar{x} , par exemple $\bar{x}, d\bar{x}/dt$, ect à l'organe de commande A.

Nous amenons au bloc Σ le vecteur \bar{x}^* de la consigne. Le bloc Σ élabore les coordonnées $\epsilon_1, \dots, \epsilon_n$ du vecteur de l'erreur : $\epsilon = \bar{x}^* - \bar{x}$. Au besoin, nous adjoignons au bloc Σ des dérivateurs pour définir les coordonnées faisant défaut par dérivation de certaines

coordonées d'entrée. Les erreurs sont appliquées sur l'entrée du convertisseur non linéaire qui produit leurs fonctions non-linéaires $\psi(\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3, \dots, \epsilon_n)$. Cette dernière est dirigée sur l'entrée du circuit à relais dont la grandeur de sortie $M \cdot \text{sign} \psi$ est amenée à l'entrée de l'organe A' en transformant $v(t)$ en commande $u(t)$. Si $u(t) = v(t)$, A' est inutile .

Du point de vue pratique, l'organe de commande (A) n'est pas toujours réalisable (analogiquement). Cette difficulté de réalisation est due aux objets de réglage soumis à des contraintes limites (vitesse ,puissance,déplacement,tension de commande ...).

Dans notre cas, les systèmes hydrauliques à commande automatique que nous analyserons ont les contraintes suivantes :

- Commande non symétrique de l'amplificateur hydraulique présent dans la machine-outil.
- Temps de retard sur la réponse.
- Limitation de la vitesse de variation de la grandeur de sortie.

Avec ces contraintes, nous déterminons le domaine de performances dynamiques optimales de ces objets de réglage. Les performances réstreintes sont un écart dynamique et un temps de réponse minimaux. Pour atteindre ces performances, nous introduisons dans la machine-outil un régulateur optimal qui tient compte des contraintes des deux systèmes hydrauliques à commande automatique

CHAPITRE II

SYSTEME DE STABILISATION

DE LA COUCHE

D'HUILE

CHAPITRE II

SYSTEME DE STABILISATION DE LA COUCHE D'HUILE

II-1 INTRODUCTION :

Pour réduire l'inertie des parties mobiles de la machine-outil et maintenir l'ensemble dans une rigidité optimale, nous séparons les sous-ensembles conjugués. Cette séparation se fait par une couche d'huile très fine permettant de donner à ces sous-ensembles une position adéquate.

Dans notre cas, nous nous intéressons au déplacement de la table d'usinage sur les glissières .

Le système à commande automatique que nous avons utilisé pour séparer partiellement les surfaces des glissières table-bâti est un système hydraulique à commande automatique (voir Fig.II-1). Il est constitué de quatre structures identiques liées à un réservoir d'huile commun.

II-2 Etude du système hydraulique :

Ce système sert à soulever la table : il s'agit alors d'introduire une couche d'huile de 2 à 3 μm entre les surfaces des glissières table-bâti tout en conservant le contact métallique. Ce système garde les propriétés de ses différents éléments mais il change principalement de structure. Il sert à augmenter la précision de la position de la table par rapport au bâti de 1 à 2 μm . Il augmente la fiabilité de la machine-outil

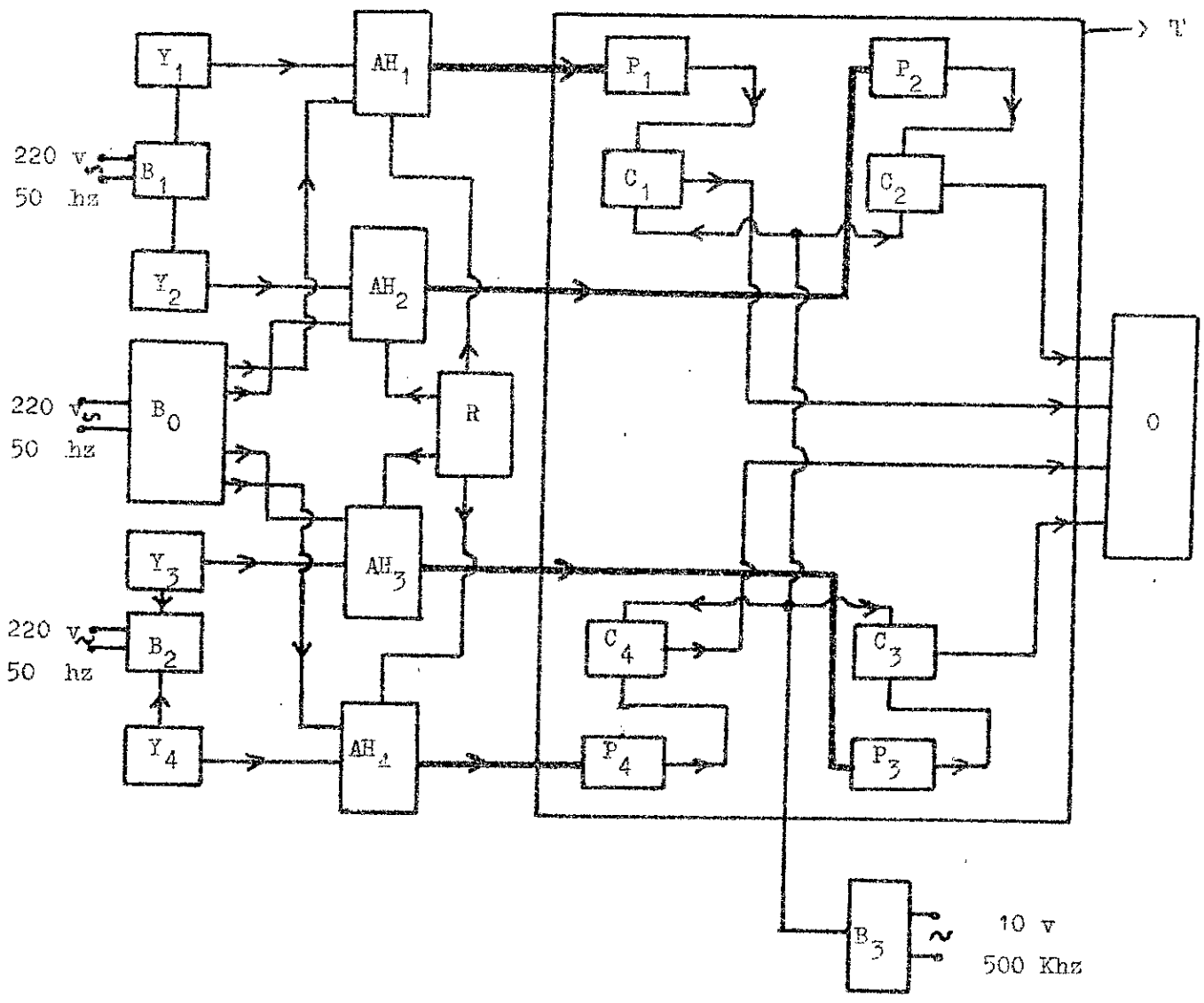


Fig.II-1

- B : Dispositif d'alimentation
- Y : Dispositif de commande
- AH : Amplificateur hydraulique
- P : Poche d'huile
- C : Capteur de position
- O : Oscilloscope
- R : Reservoir d'huile
- T : La table d'usinage de la machine-outil
- : Conduite d'huile

et diminue la puissance du moteur nécessaire au déplacement de la table d'usinage (diminution des forces de frottement) .

Chacune des structures citées ci-dessus est représentée par la figure II-2 .

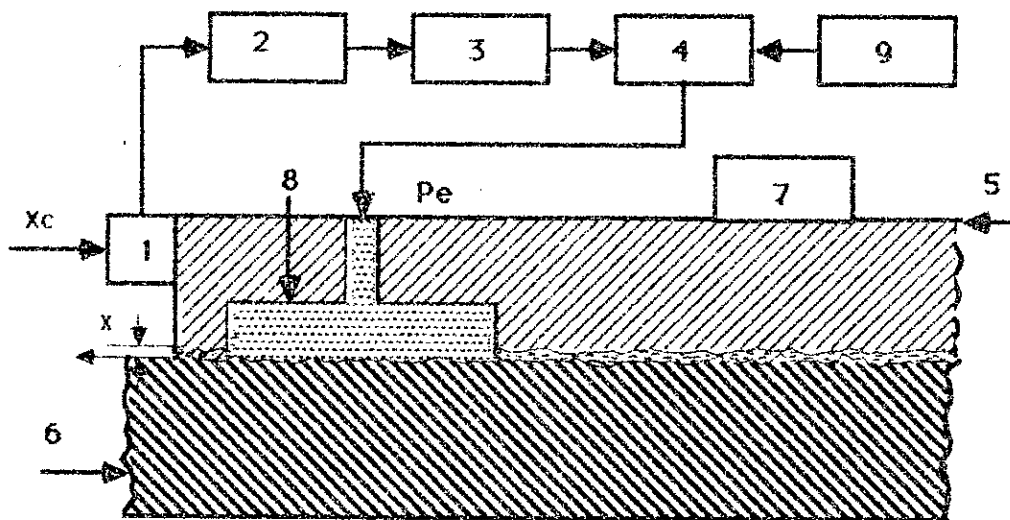


Fig. II - 2

Vue en coupe de la structure hydraulique en boucle fermée

- 1 : Capteur de distance ,comparateur et dispositif de commande
- 2 : Amplificateur électronique intermédiaire
- 3 : Préamplificateur hydraulique
- 4 : Préamplificateur de puissance hydraulique
- 5 : Table d'usinage
- 6 : Bâti de la table
- 7 : Charge
- 8 : Poche d'huile
- 9 : Réservoir d'huile

II-3 Principe de fonctionnement d'une structure hydraulique:

Nous introduisons une couche d'huile de 2 à 3 μm entre les glissières table-bâti à travers une poche d'huile (8) et l'amplificateur hydraulique (3,4). Cette couche d'huile permet de réduire les forces de frottement et de les maintenir constantes. Mais l'action du poids de la charge et les contraintes du système rendent cette couche d'huile instable avec une erreur de position importante. En effet la table d'usinage perd sa position optimale par rapport aux glissières du bâti.

Dans le cas de la commande en temps minimal, l'application du principe du Minimum de Pontriaguine nécessite l'utilisation d'un relais pour commander un processus. Cette structure hydraulique avec le relais peut être représentée par le schéma bloc de la figure II-3.

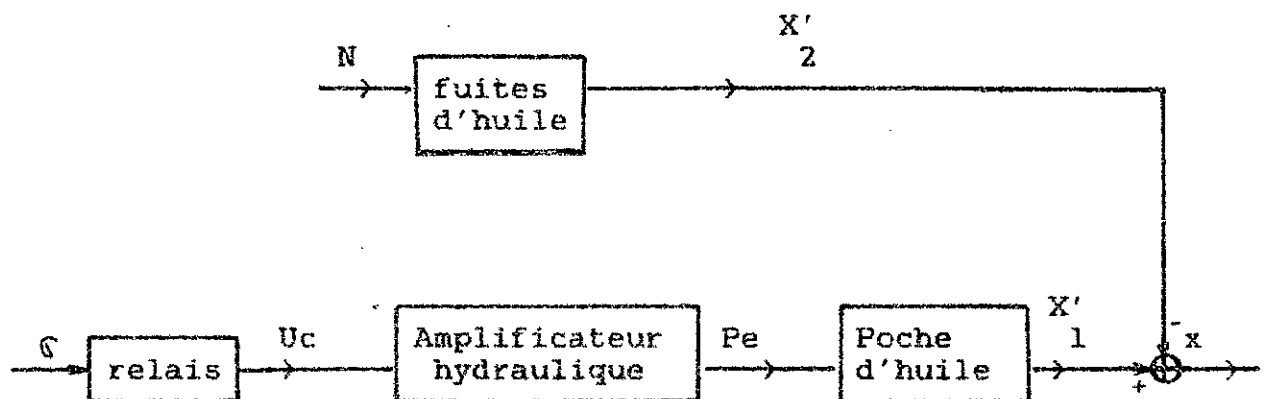


Fig. II-3

- G : Loi de commande du relais
- U_c : Tension de commande de l'amplificateur hydraulique
- N : Charge (pièce à contrôler)
- X'_1 : Epaisseur de la couche d'huile à vide
- X'_2 : L'épaisseur de la couche d'huile échappée sous l'effet de la charge (déplacement vertical de la table sous l'effet de la charge).
- x : L'épaisseur de la couche d'huile en présence de la charge et la tension de commande.

Nous modélisons alors les différents éléments d'une des quatre structures hydrauliques comme suit :

II-4 Modélisations des éléments de la structure :

II-4.1 Modélisation de la poche d'huile (Fig.II-4):

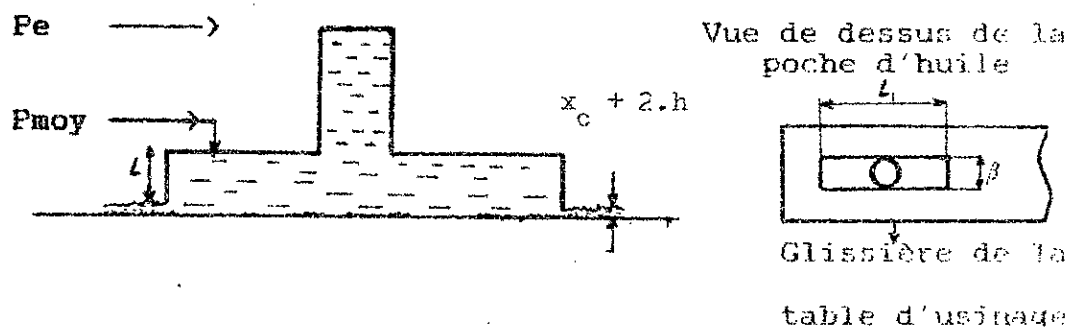


Fig.II-4

L'établissement du modèle mathématique du processus d'écoulement de l'huile au niveau de la poche d'huile est fait par Lyssov.V /1/. Cette modélisation est basée sur deux lois ; la

loi de Darcy et la loi de Hagen Poiseuille /1/. Le processus dynamique qui a eu lieu à l'intérieur de la poche d'huile peut être alors représenté par le schéma fonctionnel suivant (Fig.II-5) :

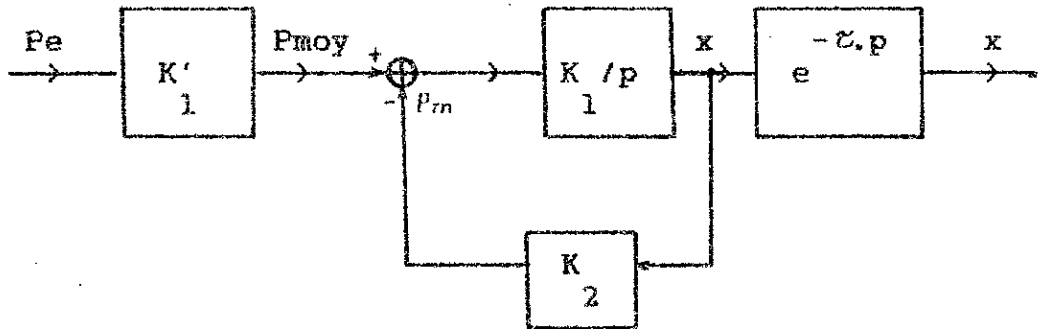


Fig.II-5

Pour les glissières de grattage (raclage) :

$$K'_{1} = \frac{P_{moy}}{P_e}$$

K'_{1} est un gain mesuré expérimentalement, il est de l'ordre de .6

à .85 pour les machines-outils de moyennes dimensions /1/ .

$$x(p) / P_{moy}(p) = K''_{1} / T_{1} . p$$

avec :

$$T_{1} = \frac{\mu . L_1 . L}{\gamma . \chi . (x_c + 2 . h)^2 . \eta^2}$$

$$K''_{1} = \frac{(x_c + 2 . h) . \eta}{12 . \gamma . \beta}$$

$$K_1 = K''_1 / T_1$$

et

$$K_2 = - \frac{3.P_{moy}}{x_c + 2.h}$$

Le signe (-) signifie la diminution de la pression moyenne à cause des fuites d'huile .

T_1 , K''_1 et K_2 sont données par des lois physiques /1/ , leurs paramètres sont définis dans la table des notations.

τ : temps de retard dû à la déformation élastique des conduites (τ_2) et la force d'adhésion (τ_1) (rugosité des surfaces des glissières). Sa valeur est une valeur moyenne mesurée expérimentalement /1/. Elle est de l'ordre de .4 à .7 s. La fonction de transfert du schéma fonctionnel de la poche d'huile est donnée comme suit :

$$W_3(p) = \frac{x(p)}{Pe(p)} = \frac{K_o}{T_I . p + 1} . e^{-\tau . p} \quad (II-1)$$

Avec :

$$K_o = K'_1 / K_2$$

$$T_I = 1 / K_1 . K_2$$

τ_1 : Temps mis pour compenser la pression d'adhésion au niveau de la surface des glissières .

Cette pression d'adhésion est donnée par /1/ :

$$P_a = \frac{2 \cdot \alpha}{h_i - a_i + x_0}$$

Experimentalement /1/, la réponse de la poche d'huile $x = f(t)$, indiquée sur la figure II-6 n'apparaît qu'après avoir compensé la pression d'adhésion au niveau de la jonction des surfaces des glissière table-bâti .

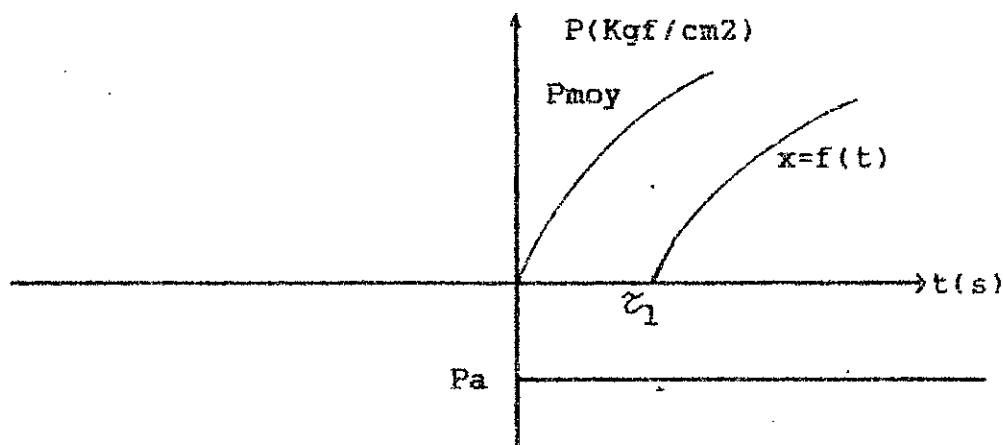


Fig.II-6

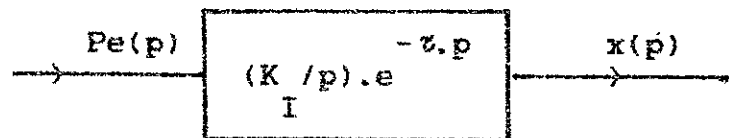
Expérimentalement /1/ ,l'ordre de grandeur de la constante de temps du processus de réglage de la couche d'huile est très faible (1s) devant $T_I (\approx 100 \text{ s})$. Ceci nous conduit à approximer

$W(p)$ à :

$$W(p) = \frac{K}{p} \cdot e^{-\tau \cdot p} \quad (II-2)$$

avec:

$$K = \frac{K_o}{T_I}$$



II-4.2 L'amplificateur hydraulique (Fig.II-7)

L'amplificateur hydraulique est constitué de deux étages :

- Le premier étage contient un électro-aimant , une barre liée à une tige et des membranes flexibles.
L'électro-aimant contient deux enroulements dont un est soumis à une tension d'excitation et l'autre à la tension de commande U_c provenant du relais .
- Le deuxième étage contient des membranes ,deux ressorts et deux soupapes .

II-4.2.1 Principe de fonctionnement :

A l'aide de la manette (M) (voir Fig II-7) et le ressort (3), nous créons une certaine pression à l'intérieur de la membrane (4). Par l'intermédiaire de la résistance hydraulique (6), cette pression est aussi appliquée sur la membrane (7) du premier étage de l'amplificateur hydraulique appelée "pression de remous". Il s'ensuit la formation d'une distance entre la tuyère et la membrane (8) qui crée par la suite une résistance hydraulique à l'intérieur de la membrane (4). L'effet de cette résistance sur le ressort, crée un espace entre la bille et le siège de soupape (11) permettant l'obtention d'une pression initiale à la sortie "Ps" .

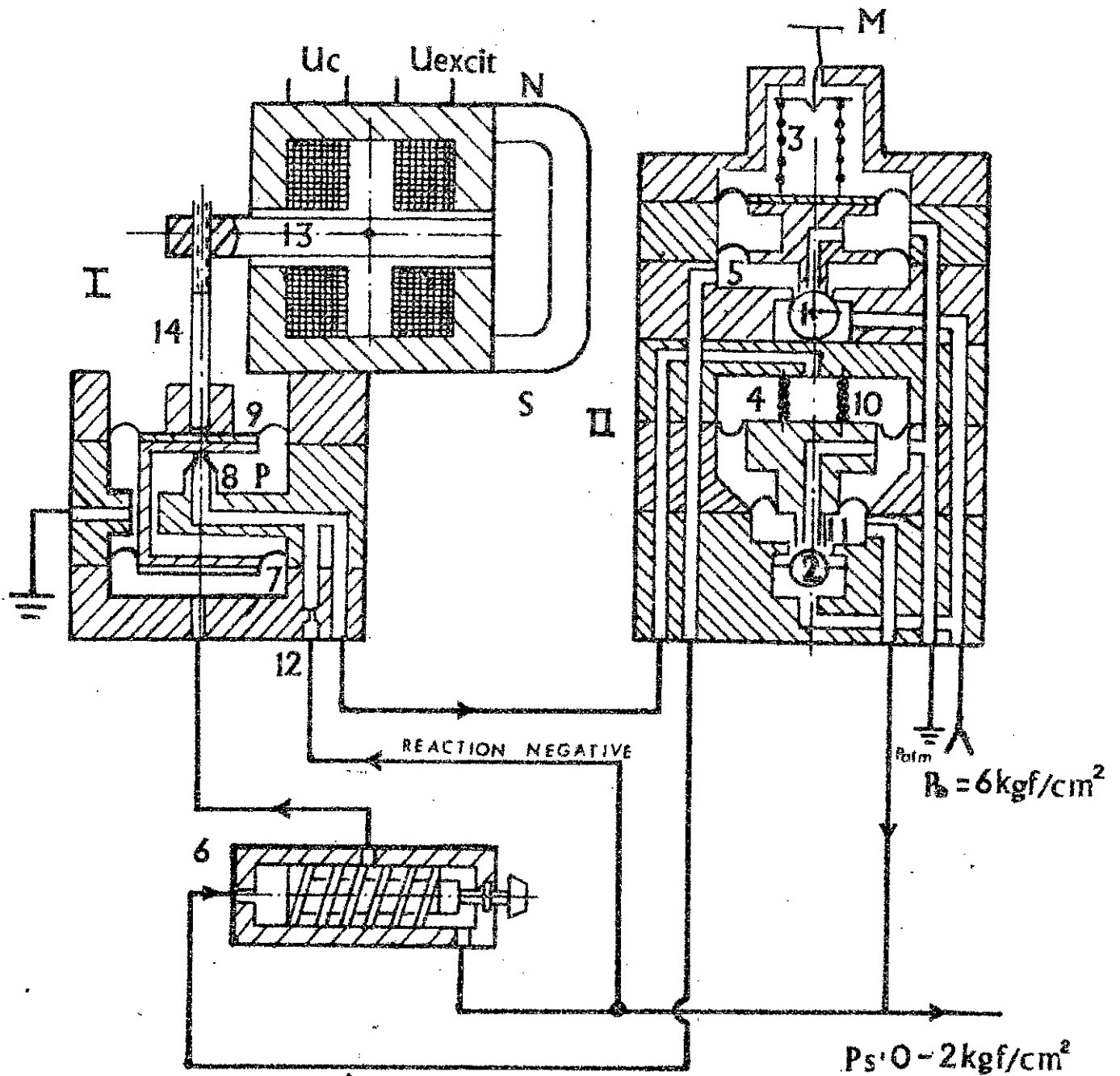


Fig. II-7: VUE EN COUPE DE
L'AMPLIFICATEUR HYDRAULIQUE

Sous l'action de la tension de commande "Uc", le convertisseur électro-mécanique donne à sa sortie une force proportionnelle au courant qui déplace la tige en fonction du signe de Uc . Cette dernière solidaire à la membrane (9) se déplace verticalement. La membrane (9) fait varier, à son tour, la résistance hydraulique et donc varie la pression à l'intérieur de la membrane (4). La variation de la longueur du ressort (10) agit sur l'espace bille (2)-siège de soupape (11) et fait varier la pression de sortie Ps.

Si le déplacement x entre (8-9) diminue Ps augmente

Si le déplacement x entre (8-9) augmente Ps diminue

La réaction négative (F_{rn}) est utilisée pour stabiliser la pression de sortie si la commande est toujours la même. A partir du principe de fonctionnement nous pouvons donner le schéma fonctionnel de cet amplificateur hydraulique /1/ :

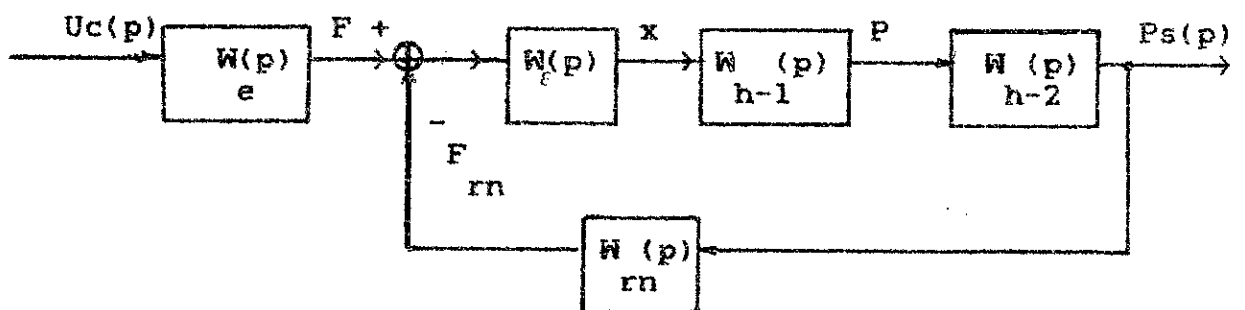


Fig.II-8

Ces amplificateurs hydrauliques fonctionnent avec une tension de commande limitée à 20v d'après les spécifications du constructeur (Fig.II-9).

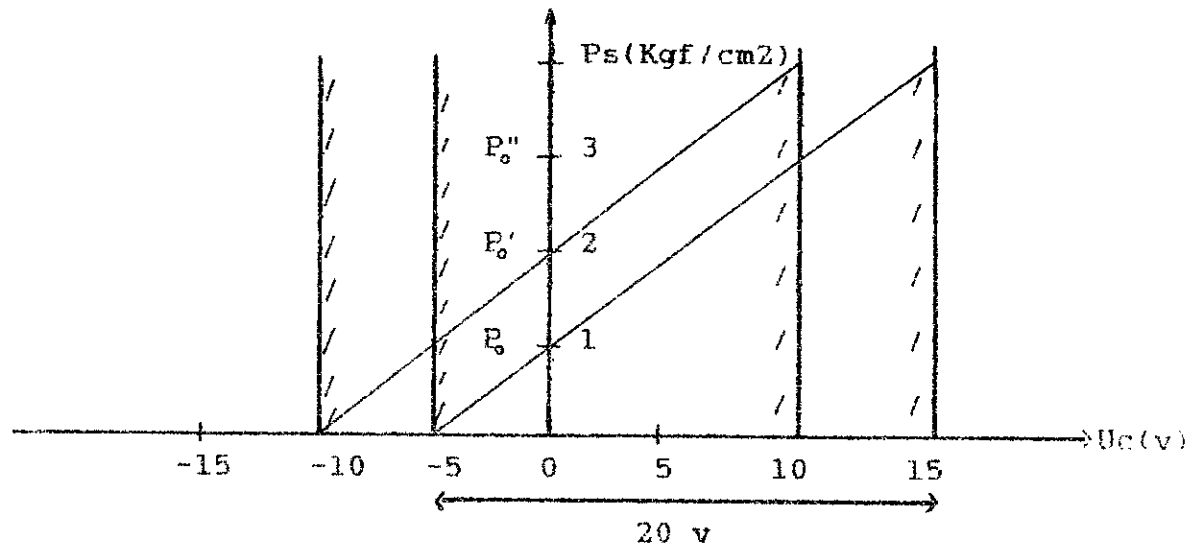


Fig.II-9

P_s est la pression nécessaire que nous fixons pour séparer partiellement les surfaces des glissières en conservant le contact métallique . Chaque caractéristique correspond à une charge limite .

II-4.2.2 Modélisation de l'amplificateur hydraulique :

L'action de la tension de commande appliquée au premier étage de l'amplificateur hydraulique permet d'écrire les équations suivantes :

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + C_m \cdot x = A \cdot i = B \cdot l \cdot i \quad (\text{II-3})$$

$$U_c = R \cdot i + L \cdot \frac{di}{dt} + N \cdot \frac{dx}{dt} \quad (\text{II-4})$$

En régime permanent nous avons :

$$C_m \cdot x = A \cdot i \quad \Rightarrow \quad x/U_c = A/C_m \cdot R = K \quad (\text{II-5})$$

$$i = U_c/R$$

En régime dynamique :

De l'équation (II-4) nous avons :

$$i(p) = \frac{1}{R+L.p} . Uc(p) - \frac{N.p}{R+L.p} . x(p) \quad (\text{II-6})$$

Nous remplaçons (II-3) dans (II-4), nous avons :

$$(Mind.p^2 + b.p + Cm).x(p) = \frac{A}{R+L.p} . Uc(p) - \frac{A.N.p}{R+L.p} . x(p)$$

$$\left(\frac{Mind.L}{R.Cm} . p^3 + \left(\frac{Mind.R}{R.Cm} + \frac{b.L}{R.Cm} \right) . p^2 + \left(\frac{b.R}{R.Cm} + \frac{Cm.L}{R.Cm} + \frac{A.N}{R.Cm} \right) . p + 1 \right) x(p) = \frac{A.Uc(p)}{R.Cm}$$

Nous écrivons :

$$W'_1(p) = \frac{x(p)}{Uc(p)} = \frac{K_e}{T_1^2 . T_e . p^3 + (T_1^2 + T_1 . T_2) . p^2 + (T_1 + T_2 + T_n) . p + 1} \quad (\text{II-7})$$

Avec :

$$T_1^2 = \frac{Mind}{Cm} \quad T_e = \frac{L}{R}$$

$$T_2 = \frac{b}{Cm} \quad T_n = \frac{A.N}{R.Cm}$$

$W'_1(p)$: la fonction de transfert du convertisseur électro-mécanique et le comparateur du premier étage de l'amplificateur hydraulique .

La membrane 9 joue le rôle d'un comparateur qui est sans inertie. Sa fonction de transfert est donnée par :

$$W_e(p) = x(p)/F(p) = 1/Cm$$

$W'_1(p)$ peut être décomposée en

$$W'_1(p) = \frac{x(p)}{Uc(p)} = \frac{F(p)}{Uc(p)} \cdot \frac{x(p)}{F(p)} = W_e(p) \cdot W'_e(p)$$

Nous pouvons écrire par la suite :

$$W_e(p) = \frac{A}{R} \cdot \frac{1}{T_1^2 \cdot T_e \cdot p^3 + (T_1^2 + T_1 \cdot T_e) \cdot p^2 + (T_2 + T_e + T_n) \cdot p + 1} \quad (\text{II-8})$$

T_1, T_2, T_e et T_n sont des constantes de temps exprimées d'une part en fonction de la masse et de l'inductance qui sont faibles et d'autre part de la rigidité et de la résistance qui sont importantes. L'ordre de grandeur de ces constantes de temps nous permet de négliger certains termes devant d'autres et ceux comme suit :

$$T_1^2 \cdot T_e \ll T_1^2 + T_1 \cdot T_e \ll T_2 + T_e + T_n$$

Posons : $T' = T_2 + T_e + T_n$ et $K' = A/R$

L'équation (II-8) devient :

$$W_e(p) = \frac{K'}{T' \cdot p + 1} \quad (\text{II-9})$$

$W_e(p)$: fonction de transfert du convertisseur électro-mécanique

L'action de la force de pression sur le ressort (10) est sans inertie, nous pouvons alors écrire que :

$$W_{h-1}(p) = \frac{F(p)}{x(p)} = K_{h-1} \quad (\text{II-10})$$

D'autre part nous avons aussi :

$$W(p) = \frac{Ps(p)}{P(p)}$$

$W(p)$: fonction de transfert de la pression appliquée au ressort $h-2$ (11) par rapport à celle de la sortie .

La pression P provenant du premier étage de l'amplificateur hydraulique agit sur les masses des éléments du deuxième étage par un mouvement vertical. Les équations correspondantes sont déduites comme suit :

$$m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + b_1 \frac{dy}{dt} + C_{m1} y = P.S \quad (II-11)$$

$$\left(\frac{m_1}{C_{m1}} p^2 + \left(\frac{b_1}{C_{m1}} p + 1 \right) \right) y(p) = \frac{P.S}{C_{m1}} \quad (II-12)$$

$$\left(T_3 p^2 + T_4 p + 1 \right) . Ps = \left(\frac{P.S}{C_{m1}} \right) . K'$$

Nous obtenons

$$W(p) = \frac{Ps(p)}{P(p)} = \frac{K'}{h-2} \frac{1}{\left(T_3 p^2 + T_4 p + 1 \right)} \quad (II-13)$$

Avec :

$$K' = Ps/y ; T_3 = \frac{m_1}{C_{m1}} ; T_4 = \frac{b_1}{C_{m1}} ; K_{h-2} = \frac{S.K'}{C_{m1}}$$

Pour les mêmes raisons que précédemment, nous négligeons T_3 devant T_4 .

La relation (II-13) devient:

$$W(p) = \frac{K_{h-2}}{h-2} \frac{1}{\left(T_4 p + 1 \right)} \quad (II-14)$$

La pression de sortie P_s agit sur les éléments du premier étage de l'amplificateur hydraulique. Cette réaction négative met l'ensemble des éléments mobiles en mouvement. Nous avons alors les équations suivantes :

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + C_m x + A \cdot i = P_s \cdot S \quad (\text{II-15})$$

$$N \frac{dx}{dt} = R \cdot i + L \frac{di}{dt} \quad (\text{II-16})$$

De (II-16) nous avons :

$$i(p) = \frac{N \cdot p}{R + L \cdot p} \cdot x(p) \quad (\text{II-17})$$

Nous substituons (II-17) dans (II-15) nous avons alors :

$$(M \cdot p^2 + b \cdot p + C_m + A \cdot N \cdot p / (R + L \cdot p)) \cdot x(p) = P_s(p) \cdot S \quad (\text{II-18})$$

$$\text{D'autre part nous avons : } x(p) = \frac{F(p)}{r_n C_m} \quad (\text{II-19})$$

x : représente le déplacement de la membrane 9 sous l'action de la pression de sortie P_s .

Nous substituons (II-19) dans (II-18), nous obtenons :

$$(T_1 \cdot T_1 \cdot p^3 + (T_1^2 + T_1 \cdot T_2) \cdot p^2 + (T_2 + T_2 + T_n) \cdot p + 1) \cdot \frac{F(p)}{r_n} = P_s(p) \cdot S \cdot (1 + T_e \cdot p) \quad (\text{II-20})$$

Pour les mêmes raisons que précédemment, nous négligeons

$$T_1 \cdot T_1 \ll T_1^2 + T_1 \cdot T_2 \ll T_2 + T_2 + T_n$$

$$\frac{F(p)}{r_n} / P_s(p) = \frac{S \cdot (1 + T_e \cdot p)}{(T' \cdot p + 1)} \quad (\text{II-21})$$

$$W(p) = \frac{K_{rn} \cdot (1+T_e \cdot p)}{T' \cdot p + 1} \quad (\text{II-22})$$

T, T' sont déjà définies, $K_{rn} = S$

S : surface de la section de la conduite

La fonction de transfert totale de l'amplificateur hydraulique peut être déterminée comme suit :

$$W_1(p) = W_e(p) \cdot \frac{W_\epsilon(p) \cdot W_{h-1}(p) \cdot W_{h-2}(p)}{1 + W_{rn}(p) \cdot W_{h-1}(p) \cdot W_{h-2}(p) \cdot W_\epsilon(p)} \quad (\text{II-23})$$

Avec :

$$W_e(p) = K' / (T' \cdot p + 1)$$

$$W_\epsilon(p) = 1/Cm = K_\epsilon$$

$$W_{h-1}(p) = K_{h-1}$$

$$W_{h-2}(p) = K_{h-2} / (T_4 \cdot p + 1)$$

$$W_{rn}(p) = K_{rn} \cdot (1+T_e \cdot p) / (T' \cdot p + 1)$$

Nous remplaçons ces fonctions de transfert dans l'expression II-23, nous trouvons une équation de la forme

$$W_1(p) = \frac{X}{(T_4 \cdot p + 1) \cdot (T' \cdot p + 1) + X \cdot (1+T_e \cdot p)}$$

$$X_1 = K_e \cdot K_{h-1} \cdot K_{h-2} \cdot K_{rn}$$

$$X_1 = K' \cdot K_e \cdot K_{h-1} \cdot K_{h-2}$$

X_1 , X représentent les gains équivalents des différents éléments de l'amplificateur hydraulique .

$W_1(p)$ peut être mise sous une autre forme qui pourra être simplifiée par la suite .

$$W_1(p) = \frac{X/(X+1)}{\frac{T \cdot T'}{X+1} \cdot p^2 + \frac{T+T'+X \cdot T}{X+1} \cdot p + 1} \quad (\text{II-24})$$

X_1 et X sont élevés , les constantes de temps sont faibles par rapport aux gains équivalents, nous pouvons alors approximer

$W_1(p)$ à :

$$W_1(p) = \frac{K_1}{T \cdot p + 1} \quad (\text{II-25})$$

Avec :

$$K_1 = K'/K_{rn} \quad \text{et} \quad T = T_e$$

$W_1(p)$: fonction de transfert de l'amplificateur hydraulique

II-5 Modèle de l'objet de réglage en boucle ouverte :

La modélisation des différents éléments mis en cascade de la structure peut être représentée par le schéma fonctionnel donné par la figure II-10 .

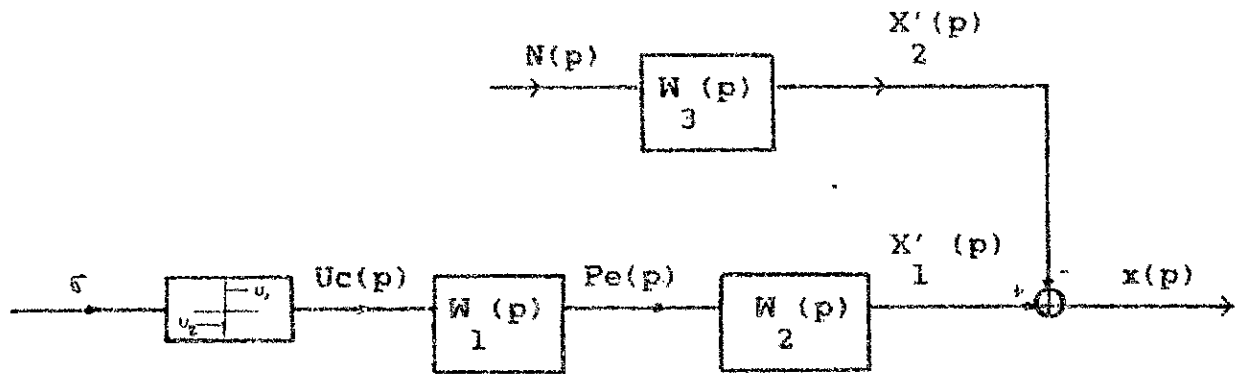


Fig.II- 10

Avec :

$$W_1(p) = \frac{K_1}{T \cdot p + 1}$$

$W_1(p)$: fonction de transfert de l'amplificateur hydraulique

$$W_2(p) = \frac{K_2}{I} \cdot e^{-z \cdot p}$$

$W_2(p)$: fonction de transfert de la poche d'huile

$$W_3(p) = \frac{K_3}{p}$$

$W_3(p)$: fonction de transfert de la perturbation

Les valeurs des différents paramètres de l'objet de réglage sont calculées théoriquement et expérimentalement /1/, et elles sont données comme suit :

$$K_1 = .02$$

$$K_2 = 1$$

$$K_3 = .002$$

p

N varie de 300 à 500 (Kgf)

T varie de .1 à .4

ζ varie de .4 à .7

Limitation maximale de la vitesse de variation de la grandeur de sortie :

$$Y_{\max} = -K \frac{N}{P}$$

La tension de commande (U_c) de l'amplificateur hydraulique varie de 0 à 15 v pour U_1 et de 0 à -5 v pour U_2 .

Pour notre système, nous avons pris U_1 variant de U_{lmin} à 15 v et U_2 constante et égale à -5 v

U_{lmin} est la tension minimale et suffisante pour compenser la perturbation. Elle doit vérifier la condition suivante :

$$U_{lmin} > K \frac{N}{P} \frac{K}{l I}$$

U_2 est la tension inverse et suffisante pour remettre la structure à son état stable. Ces valeurs sont prises de la première caractéristique statique de l'amplificateur hydraulique. Sur cette caractéristique P est la pression qu'il faut fixer initialement pour séparer partiellement les surfaces des glissières de la table et du bâti /1/.

II-5.1 Application du Principe du Minimum de Pontriaguine :

L'application du Principe du Minimum aux deux modèles nous permettra de déterminer la commande optimale donnant un écart dynamique et une durée du régime transitoire minimaux /4/, /6/.

II-5.1.1 Modèle de réglage sans l'élément de retard :

La grandeur de sortie totale du modèle de réglage sans ζ est

$$x(p) = \frac{X'_1(p) - X'_2(p)}{1} = \frac{K_1 \cdot K_I}{(T \cdot p + 1) \cdot p} \cdot U_c(p) - \frac{K_P}{p} \cdot N(p) \quad (\text{II-25})$$

Pour $U_c = U_1$ et $0 \leq t \leq t_1$

Nous posons : $A = K_1 \cdot K_I \cdot U_1 - K_P \cdot N$

Nous avons :

$$T \cdot \frac{dx_1^2}{dt^2} + \frac{dx_1}{dt} = A \quad (\text{II-26})$$

Sa résolution avec les conditions initiales :

à $t = 0$

$$y_0 = -K_P \cdot N \quad \text{et} \quad x_0 = 0$$

où :

y_0 : Vitesse initiale de déplacement vertical de la table juste au moment où nous mettons la charge .

x_0 : L'écart initial de position au moment où nous mettons la charge sur la table de la machine-outil.

donne :

$$y_1(t) = \frac{dx_1}{dt} = K_1 \cdot K_I \cdot U_1 \cdot (1 - e^{-t/T}) - K_P \cdot N \quad (\text{II-27})$$

$$x_1(t) = -K_1 \cdot K_I \cdot U_1 \cdot T \cdot (1 - e^{-t/T}) + A \cdot t \quad (\text{II-28})$$

Pour $U_c = U_2$ et $0 \leq t \leq t_2$

Nous posons : $B = K_1 \cdot K_I \cdot U_2 + K_P \cdot N$

Nous avons :

$$T \cdot \frac{dx_2^2}{dt^2} + \frac{dx_2}{dt} = B \quad (\text{II-29})$$

Sa résolution avec les conditions aux limites suivantes

à $t = t_1$:

$$x_1(t_1) = x_2(0) = x_1$$

$$y_1(t_1) = y_2(0) = y_1$$

donne :

$$x_2(t) = (y_1 - B) \cdot T \cdot (1 - e^{-t/T}) + B \cdot t + x_1 \quad (\text{II-30})$$

$$y_2(t) = dx_2/dt = (y_1 - B) \cdot e^{-t/T} + B \quad (\text{II-31})$$

Déterminons t_1 et t_2 sachant que :

à $t = t_2$ nous avons :

$$x_2(t_2) = y_2(t_2) = 0$$

t_2 est l'instant final

$$y_2(t_2) = 0 \implies t_2 = T \cdot \ln(1 - y_1/B) \triangleq f(t_1) \quad (\text{II-32})$$

$$x_2(t_2) = 0 \implies \frac{x_2(t_2)}{t_2} = B - ((y_1 - B) \cdot T/t_2) \cdot (1 - e^{-t_2/T}) - x_1/t_2 = 0 \quad (\text{II-33})$$

Nous remplaçons t_2 par son expression (II-32) et en tenant compte du fait que :

$$x_2(t_2) = 0 \iff z_1(t) = 0 \text{ et } t_1 \text{ devient une variable}$$

Nous écrivons alors :

$$z(t_1) = B - ((B - y_1) \cdot T / f(t_1)) \cdot (1 - e^{-t_1/T}) - x_1 / f(t_1) \quad (\text{II-34})$$

Pour déterminer la solution de $z(t_1)$, nous assimilons une portion de la courbe à une droite dans un intervalle de temps très petit .

$$z(t_1) = a \cdot t_1 + b, \quad z(t_1) = 0 \implies t_1 = -a/b$$

Le tracé de $z(t_1)$ obtenu sur le calculateur nous donne trois solutions sur un intervalle de 3 s et pour une charge de 300 Kgf. La solution choisie sera celle qui vérifie les conditions suivantes :

- t_2 positif
- la relation des conditions aux limites

De t_1 nous calculons t_2 et donc $t_r = t_1 + t_2$

Pour deux tensions de commande U_1 variant de 5 à 15 v et $U_2 = -5$ v (voir Fig.II-11), Nous pouvons étudier l'évolution de l'épaisseur de la couche d'huile durant le régime transitoire et ceci en présence simultanée de la charge et de la tension de commande (Fig.II-12). Dans le plan de phase nous montrons le changement de signe de la tension de commande au niveau de la trajectoire de commutation optimale (Fig.II-13)

II-5.1.1.1. Trajectoire de commutation optimale :

La détermination de la trajectoire de commutation se présente comme suit :

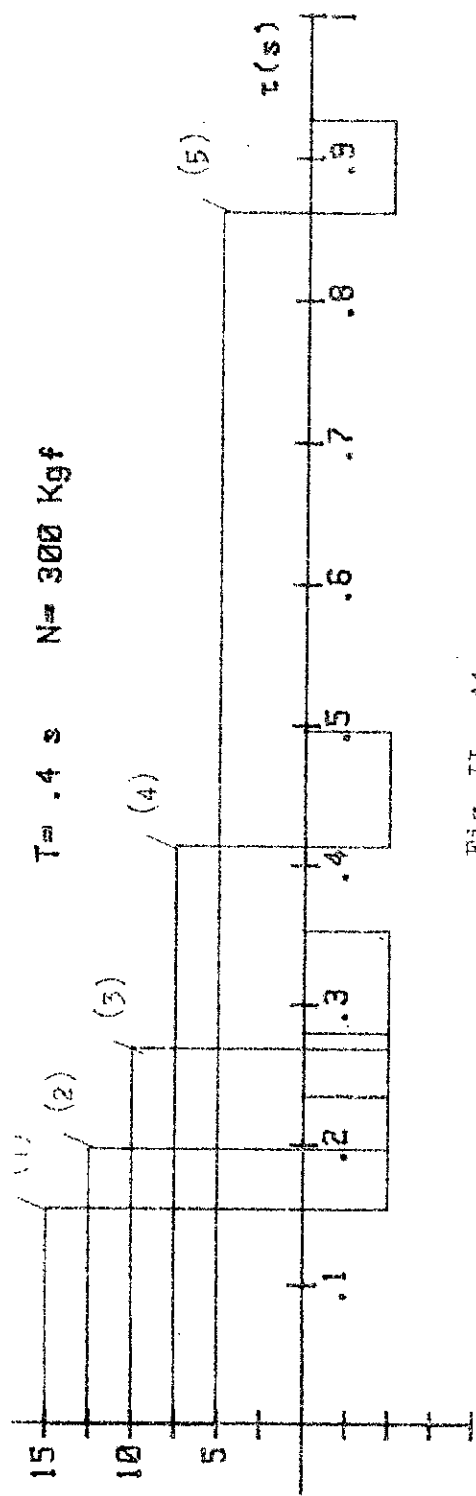


Fig. II - 11

- (1) → (6): $U_1 = 15 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$
- (2) → (7): $U_1 = 12.5 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$
- (3) → (8): $U_1 = 10 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$
- (4) → (9): $U_1 = 7.5 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$
- (5) → (10): $U_1 = 5 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$.

- (1) : Entrée.
- (6) : Sortie.

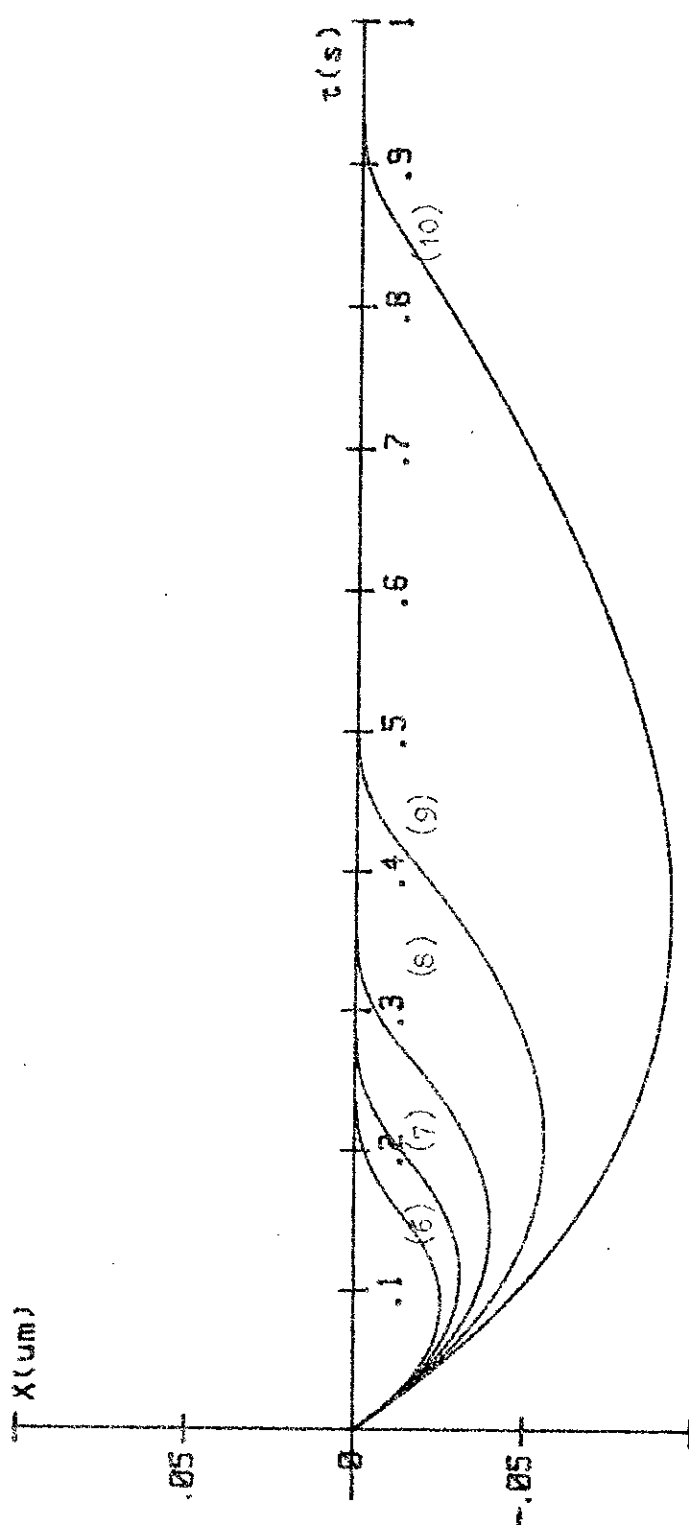


Fig. II - 12

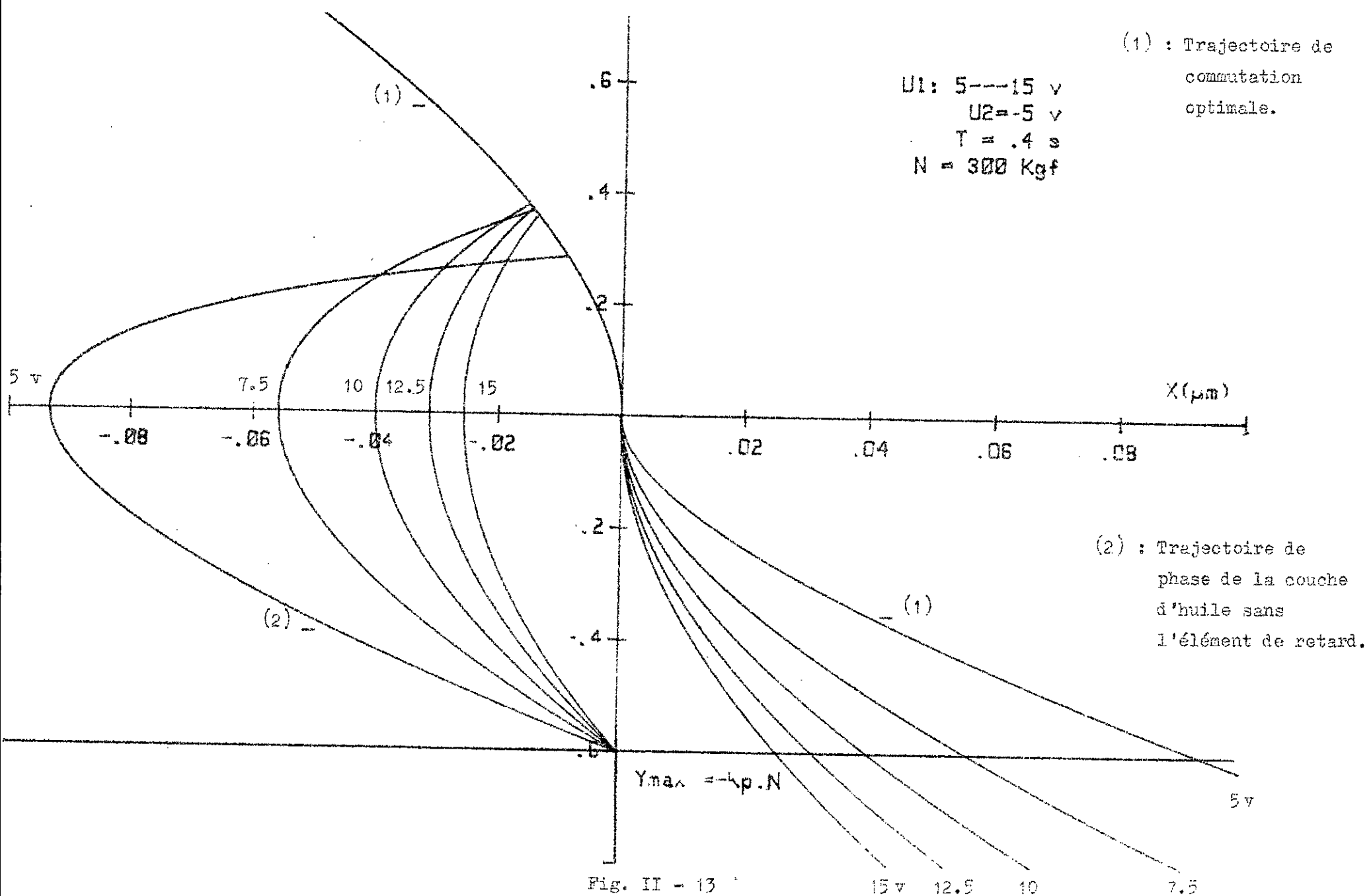


Fig. II - 13

Pour $U_c = U_1$

$$T \frac{dx^2}{dt^2} + \frac{dx^2}{dt} = A \quad (\text{II-35})$$

Posons $y_P = \frac{dx^2}{dt}$ et connaissons les conditions initiales :

à $t = 0$

$$x_P(0) = y_P(0) = 0$$

nous obtenons :

$$x_P = -T \cdot (y_P + A \cdot \ln|y_P - A| - A \cdot \ln|A|) \quad (\text{II-36})$$

Et pour $U_c = U_2$

$$T \frac{dx_n^2}{dt^2} + \frac{dx_n^2}{dt} = B \quad (\text{II-37})$$

Posons $y_n = \frac{dx_n^2}{dt}$ et connaissons les conditions initiales :

à $t = 0$

$$x_n(0) = y_n(0) = 0$$

nous obtenons :

$$x_n = -T \cdot (y_n - B \cdot \ln|y_n + B| + B \cdot \ln|B|) \quad (\text{II-38})$$

Pour un intervalle de temps identique à celui considéré précédemment et pour une constante de temps T variant de .1 à .4s nous déterminons l'écart dynamique maximum en valeur absolue et la durée du régime transitoire. Nous traçons ensuite ces grandeurs en fonction de la tension de commande U_1 (voir Fig.14,15). La caractéristique de performance est déterminée par le tracé de l'écart dynamique maximum en fonction de la durée du régime transitoire (voir Fig.II-16).

Les figures II-11,12 montrent que t_2 augmente légèrement avec la tension de commande U_c alors que t_1 diminue .

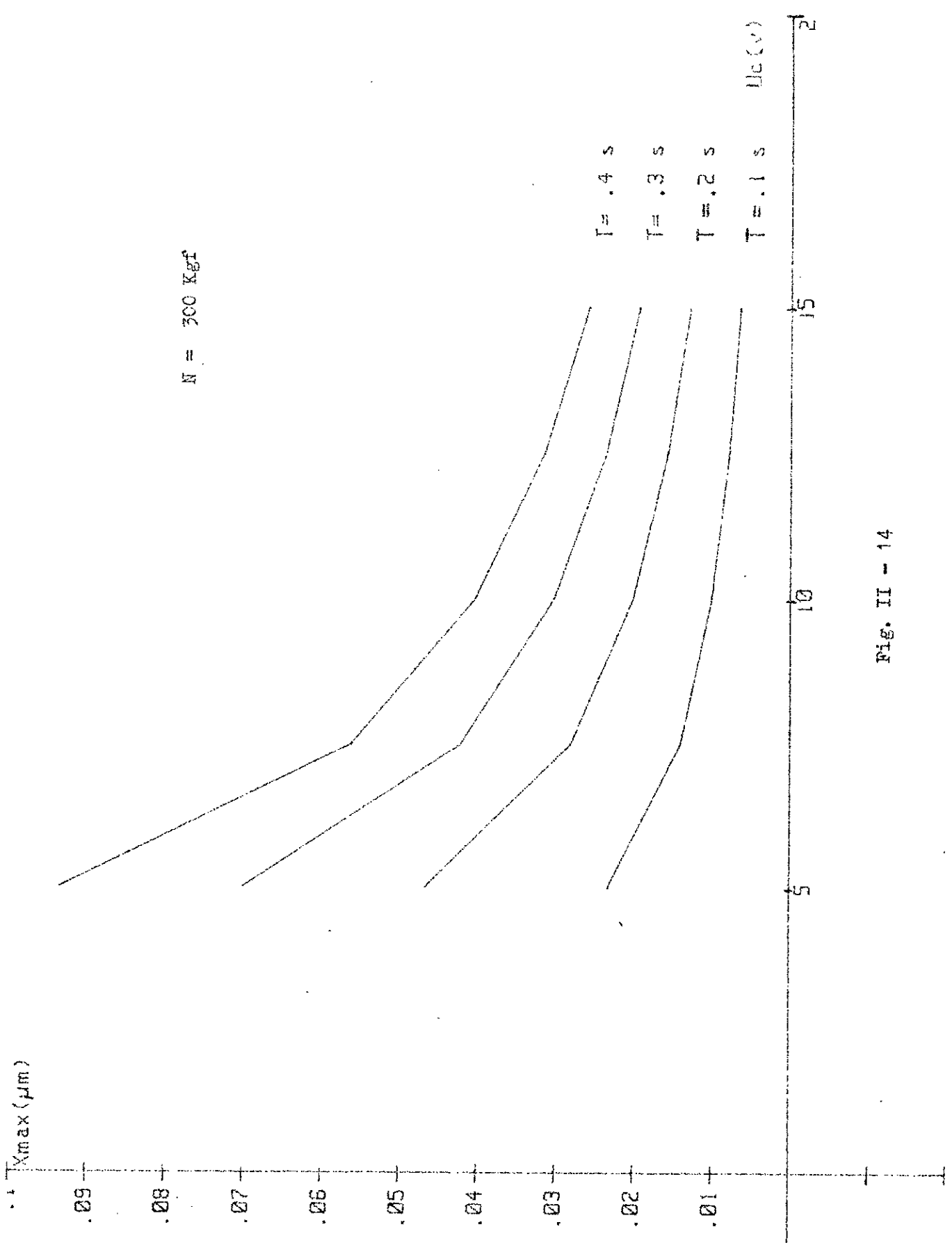


Fig. II - 14

N = 500 Kgf

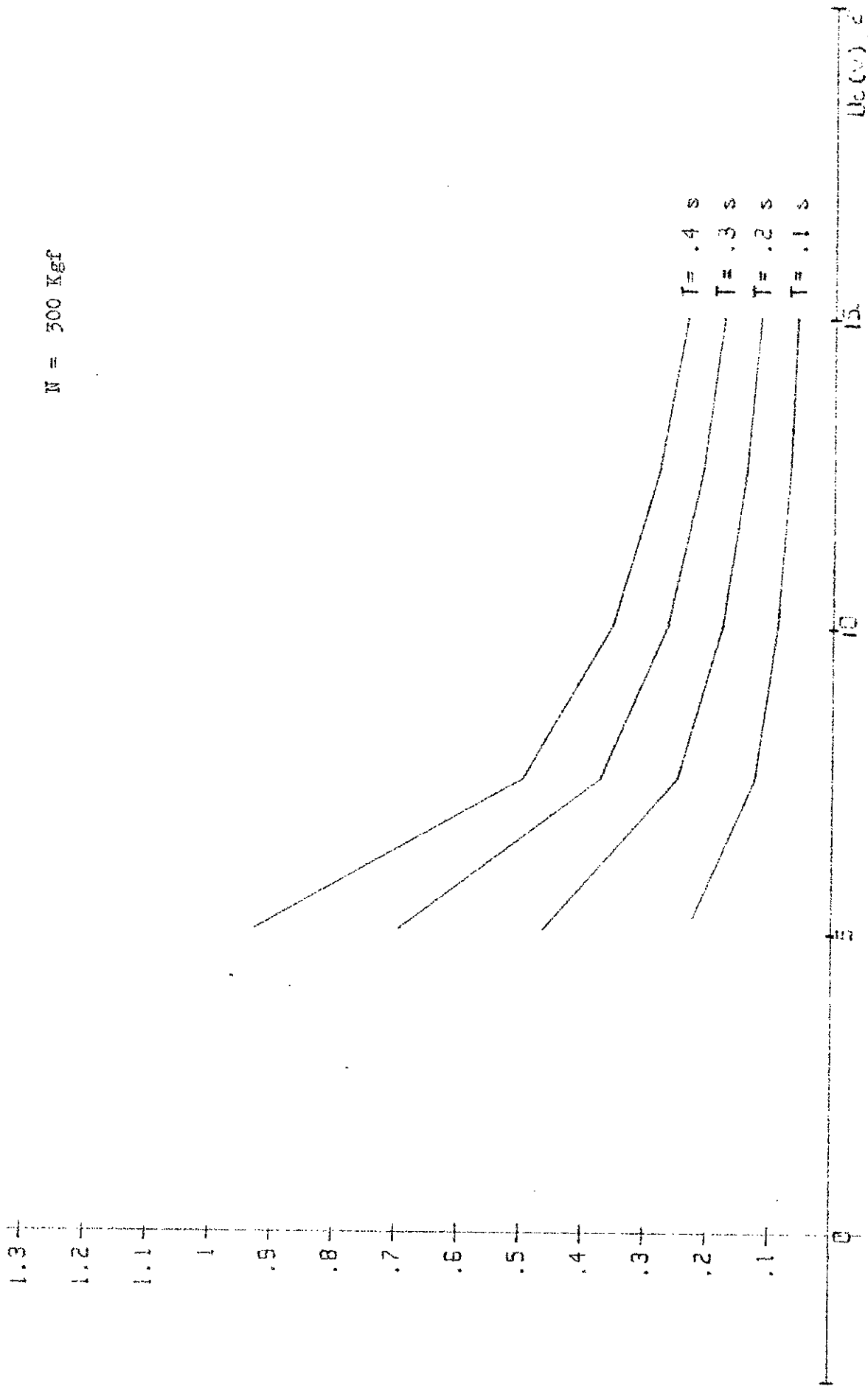


Fig. II - 15

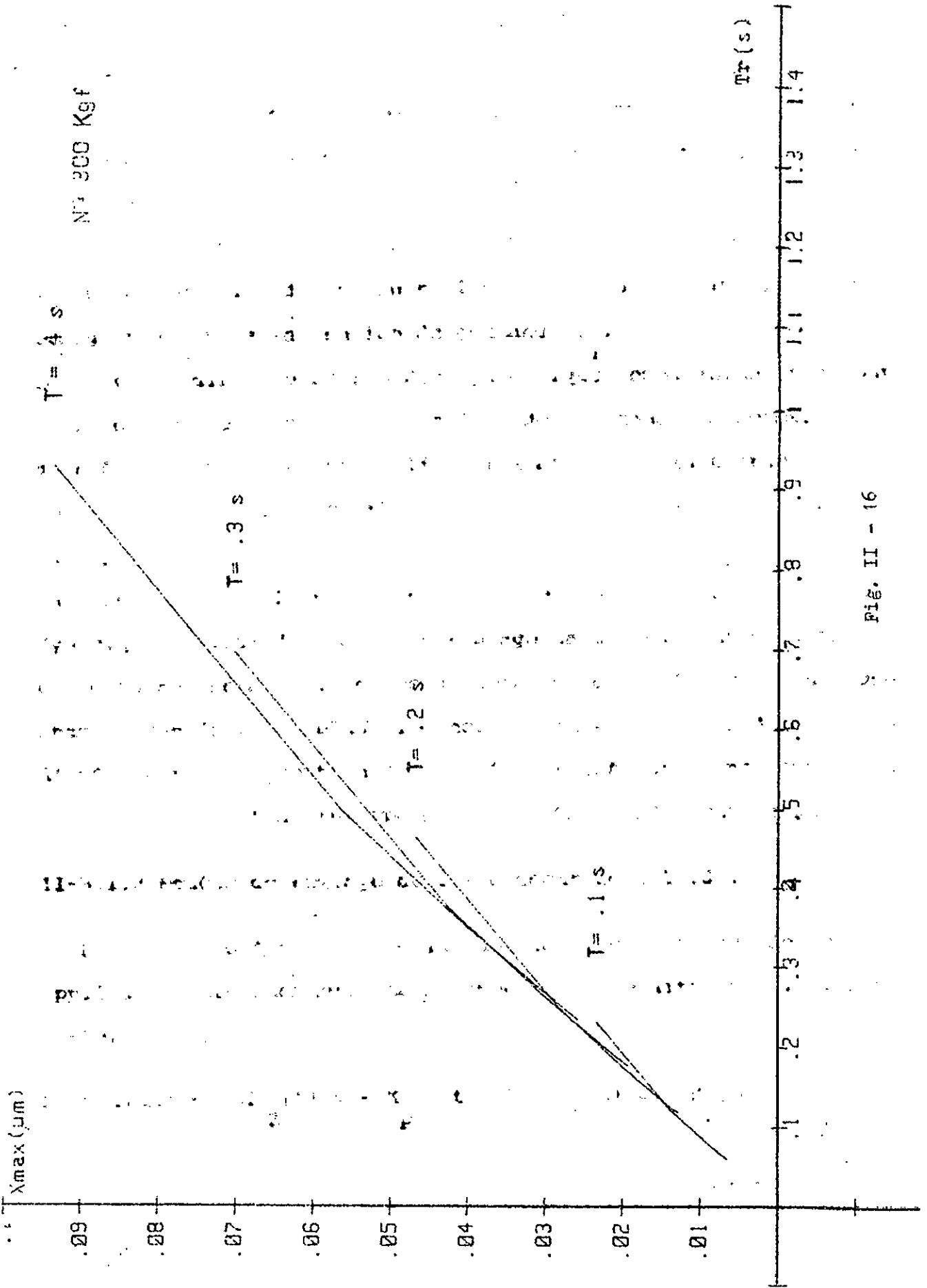


Fig. II - 16

$$\text{à } t = \tau : \quad x_o = -K_p \cdot N \cdot \tau \quad \text{et} \quad y_o = -K_p \cdot N$$

$$\text{Pour } U_c = U_1 \quad \text{et} \quad 0 \leq t \leq t_1 + \tau$$

$$x_1(t) = -K_1 \cdot K_1 \cdot U_1 \cdot T \cdot (1 - e^{-t/T}) + A \cdot t + x_o \quad (\text{II-39})$$

$$y_1(t) = dx_1/dt = K_1 \cdot K_1 \cdot U_1 \cdot (1 - e^{-t/T}) - K_p \cdot N \quad (\text{II-40})$$

$$\text{Et pour } U_c = U_2 \quad \text{et} \quad 0 \leq t \leq t_2 + \tau$$

$$y_2(t) = dx_2/dt = (y_1(t+\tau) - B) \cdot e^{-t/T} + B \quad (\text{II-41})$$

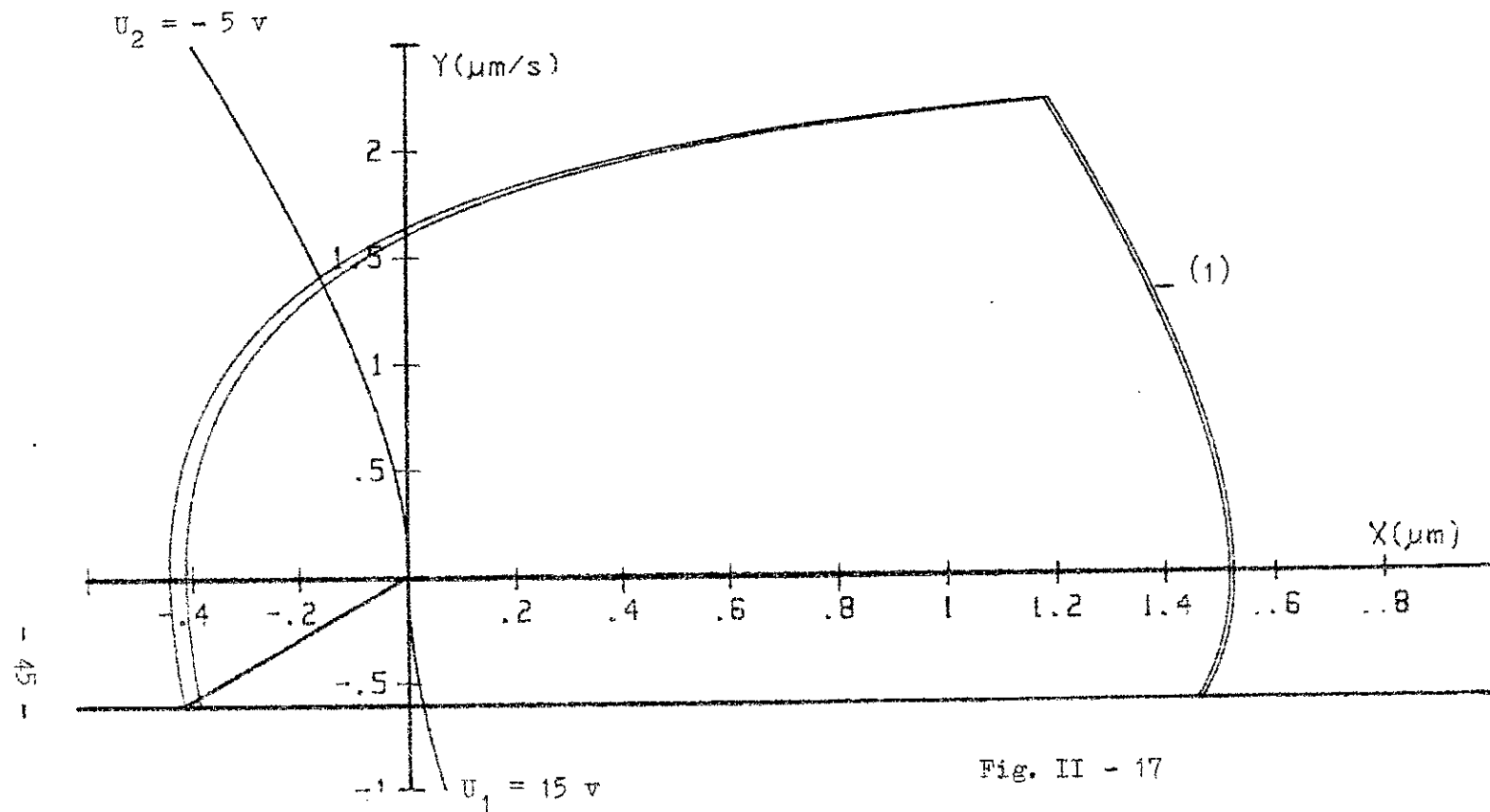
$$x_2(t) = (y_1(t+\tau) - B) \cdot T \cdot (1 - e^{-t/T}) + B \cdot t + x_1(t+\tau) \quad (\text{II-42})$$

Pour les mêmes paramètres que précédemment et pour un temps de retard compris entre .4 et .7 s, nous traçons dans l'espace de phase et dans le domaine temporel les courbes de l'évolution de la commande et de l'épaisseur de la couche d'huile (voir Fig.17,18). Ces caractéristiques nous conduisent à remarquer que la durée du régime transitoire et l'écart dynamique sont élevés .

Dans les règles de l'art, l'écart dynamique admissible en régime établi est de l'ordre de 1 µm .

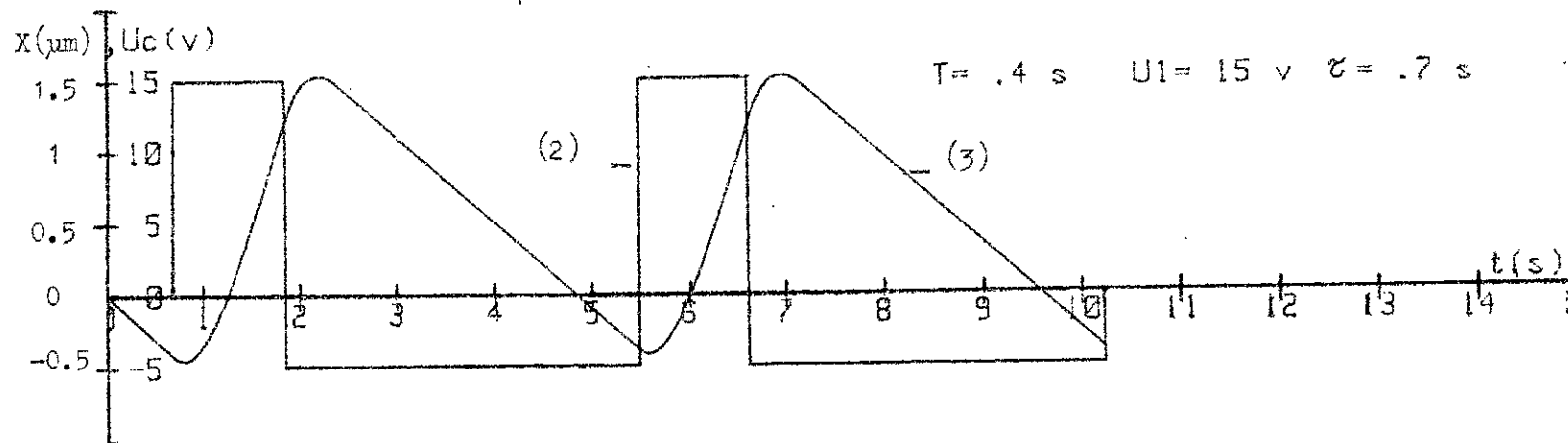
La durée du régime transitoire calculée d'après l'espace de phase est déterminée une fois que deux oscillations successives aient presque la même amplitude (un écart de .001).

L'écart dynamique est le plus grand écart en valeur absolue de



(1) : Trajectoire de phase de la couche d'huile sans compensation du temps de retard.

Fig. II - 17



(2) : Entrée.

(3) : Sortie.

Fig. II - 18

toutes les oscillations .

Les courbes caractérisant le comportement dynamique ($X_{max}=f(U_c)$ et $t_r = f(U_c)$ (voir Fig.II-19(a),20(a)) du système ont un extrémum et ceci à cause de la limitation de la variation de l'épaisseur de la couche d'huile et le temps de retard de la réponse .

Pour réduire la durée du régime transitoire et l'écart dynamique maximum, nous déclenchons le relais avant d'atteindre la trajectoire de commutation optimale d'un temps ζ . Ce dernier s'effectue grâce à une nouvelle trajectoire appelée trajectoire de compensation du temps de retard (voir Fig.II-21). Cette trajectoire tient compte de la limitation et du temps de retard .

II-5.1.2.1 Trajectoire de compensation du temps de retard :

La trajectoire de compensation du temps de retard n'est autre que la trajectoire de commutation optimale décalée d'une constante C par rapport à l'axe des "X". La méthodologie de calcul suivie est :

$$U_c = \frac{U}{2}$$

$$x_n = -T. \left(y_n - B. \ln|y_n + B| \right) + C \quad (II-43)$$

En un point B1 nous avons :

$$x_n(B1) = x_p(B1), \text{ nous obtenons :}$$

$$C = B. \ln|y_{B1} + B| + A. \ln|y_{B1} - A| - A. \ln|A| \quad (II-44)$$

L'équation (II-43) devient :

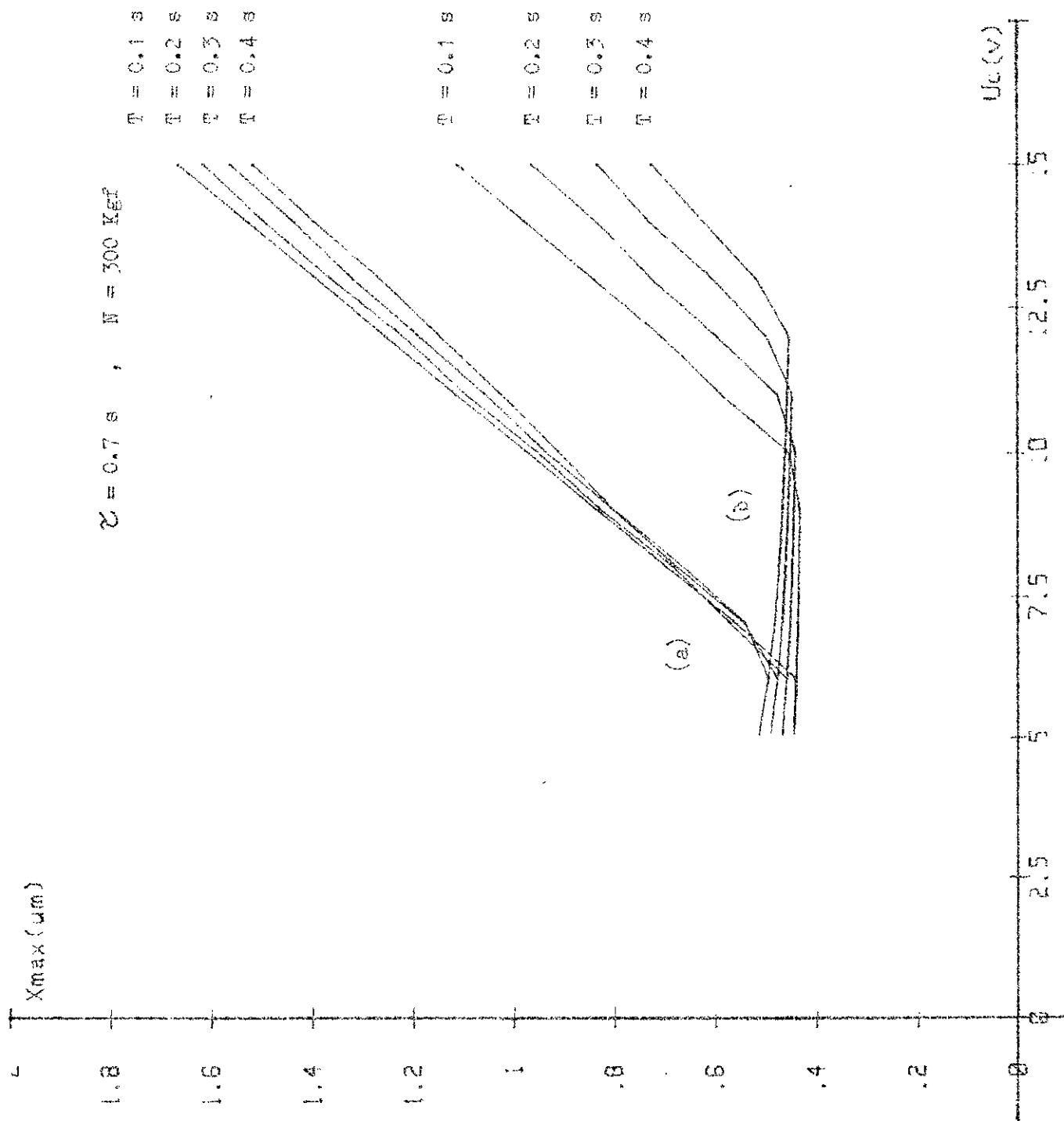
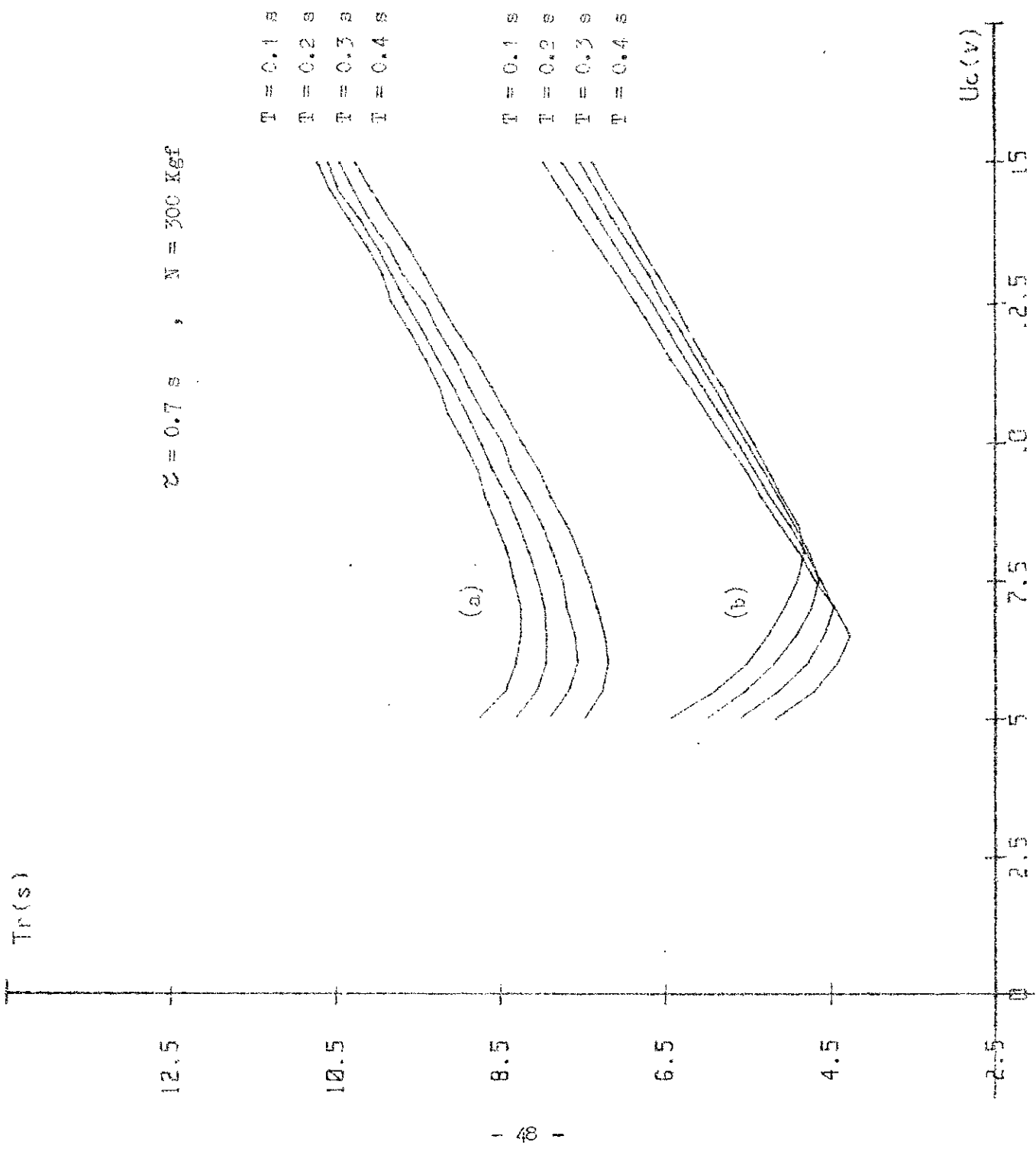
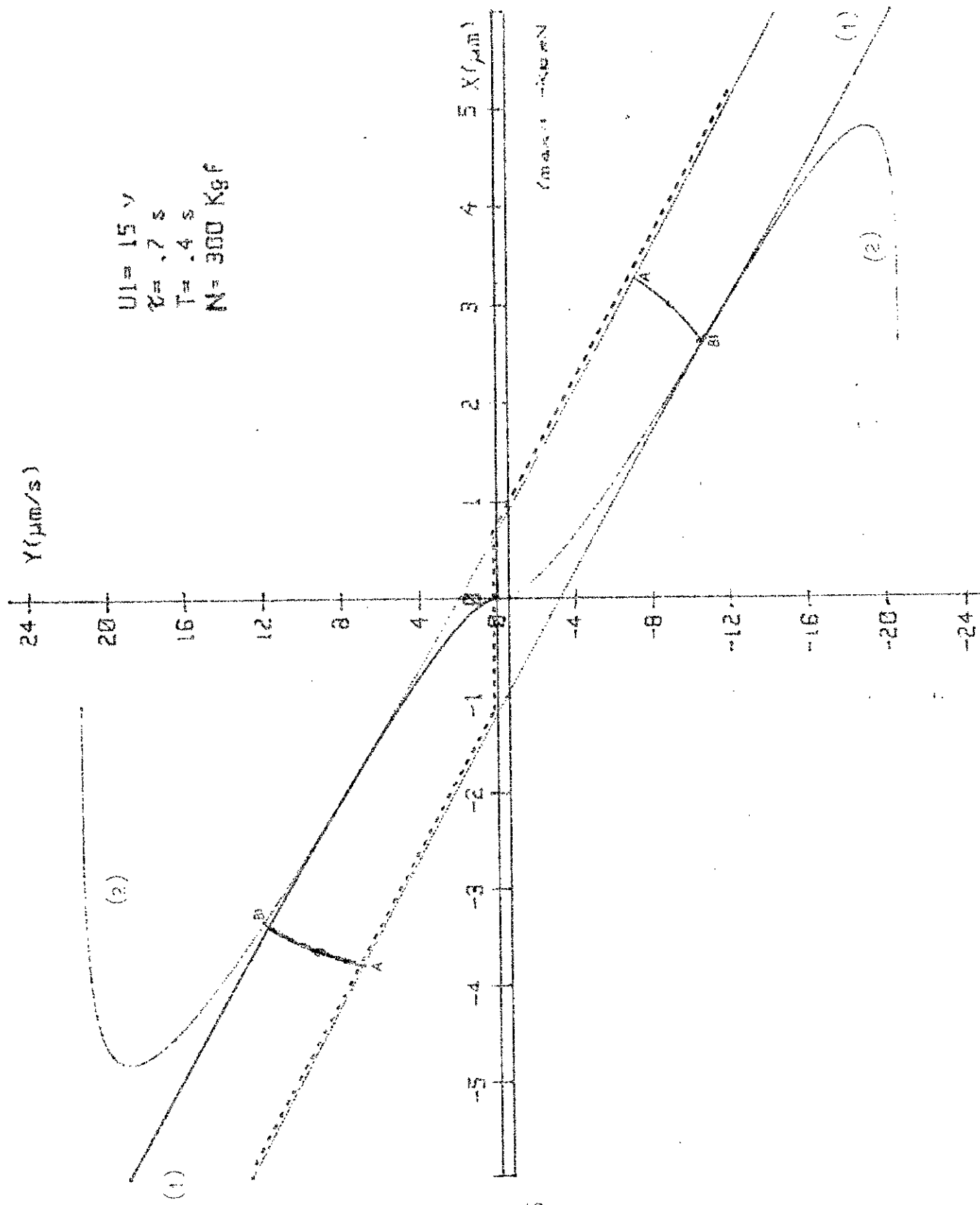


Fig. II - 19





$U_1 = 15 \text{ v}$
 $\alpha = .7 \text{ s}$
 $T = .4 \text{ s}$
 $N = 300 \text{ Kg f}$

(1) : Trajectoire de
 computation
 optimale.

(2) : Trajectoire de
 compensation du
 temps de retard.

(...): Trajectoire de
 computation
 pratique.

$$x_n = -T.(y_n - B.\ln|y_n + B| + B.\ln|y_{Bl} + B| + A.\ln|y_n - A| - A.\ln|A|) \quad (\text{II-45})$$

Déterminons y_{Bl}

La trajectoire ABl a comme équations

$$x_2(t) = C_1 + C_2 . e^{-t/T} - B.t \quad (\text{II-46})$$

$$y_2(t) = -(1/T).C_2 . e^{-t/T} - B \quad (\text{II-47})$$

$$\text{à } t=0 \quad x_2 = x_A \quad \text{et} \quad y_2 = y_A$$

De (II-46), (II-47) et les conditions initiales, nous déterminons C_1 et C_2 .

$$C_1 = x_A + T.(y_A + B)$$

$$C_2 = -T.(y_A + B)$$

D'où :

$$x_2(t) = x_A + T.(y_A + B).(1 - e^{-t/T}) - B.t \quad (\text{II-48})$$

$$y_2(t) = (y_A + B).e^{-t/T} - B \quad (\text{II-49})$$

à $t = \tau$ nous avons

$$x_2(\tau) = x_{Bl} \quad \text{et} \quad y_2(\tau) = y_{Bl}$$

Nous remplaçons dans (II-48) et (II-49), nous aurons :

$$x_{Bl} = x_A + T \cdot (y + B) \cdot (1 - e^{-z/T}) - B \cdot z \quad (II-50)$$

$$y_{Bl} = (y + B) \cdot e^{-z/T} - B \quad (II-51)$$

Nous remplaçons (II-51) dans (II-45), nous obtenons :

$$x_n = -T \cdot (y_n - B \cdot \ln|y_n + B| + B \cdot \ln|(y_n + B) \cdot e^{-z/T} - B| + A \cdot \ln|(y_n + B) \cdot e^{-z/T} - B - A| - A \cdot \ln|A|) \quad (II-52)$$

Et de la même manière pour $U_c = U_1$

Nous obtenons :

$$y_{Bl} = (y - A) \cdot e^{-z/T} + A$$

$$x_{Bl} = x_A + A \cdot z$$

$$x_p = -T \cdot (y_p + A \cdot \ln|y_p - A| - A \cdot \ln|(y_p - A) \cdot e^{-z/T} + A| - B \cdot \ln|(y_p - A) \cdot e^{-z/T} + A + B| + B \cdot \ln|B|) \quad (II-53)$$

Et d'une façon générale $\forall x, y \in$ à la nouvelle trajectoire on a

Pour $U_c = U_1$

$$x_p = -T \cdot (y_p + A \cdot \ln|y_p - A| - A \cdot \ln|(y_p - A) \cdot e^{-z/T} + A| - B \cdot \ln|(y_p - A) \cdot e^{-z/T} + A + B| + B \cdot \ln|B|) \quad (II-54)$$

Pour $U_c = U_2$

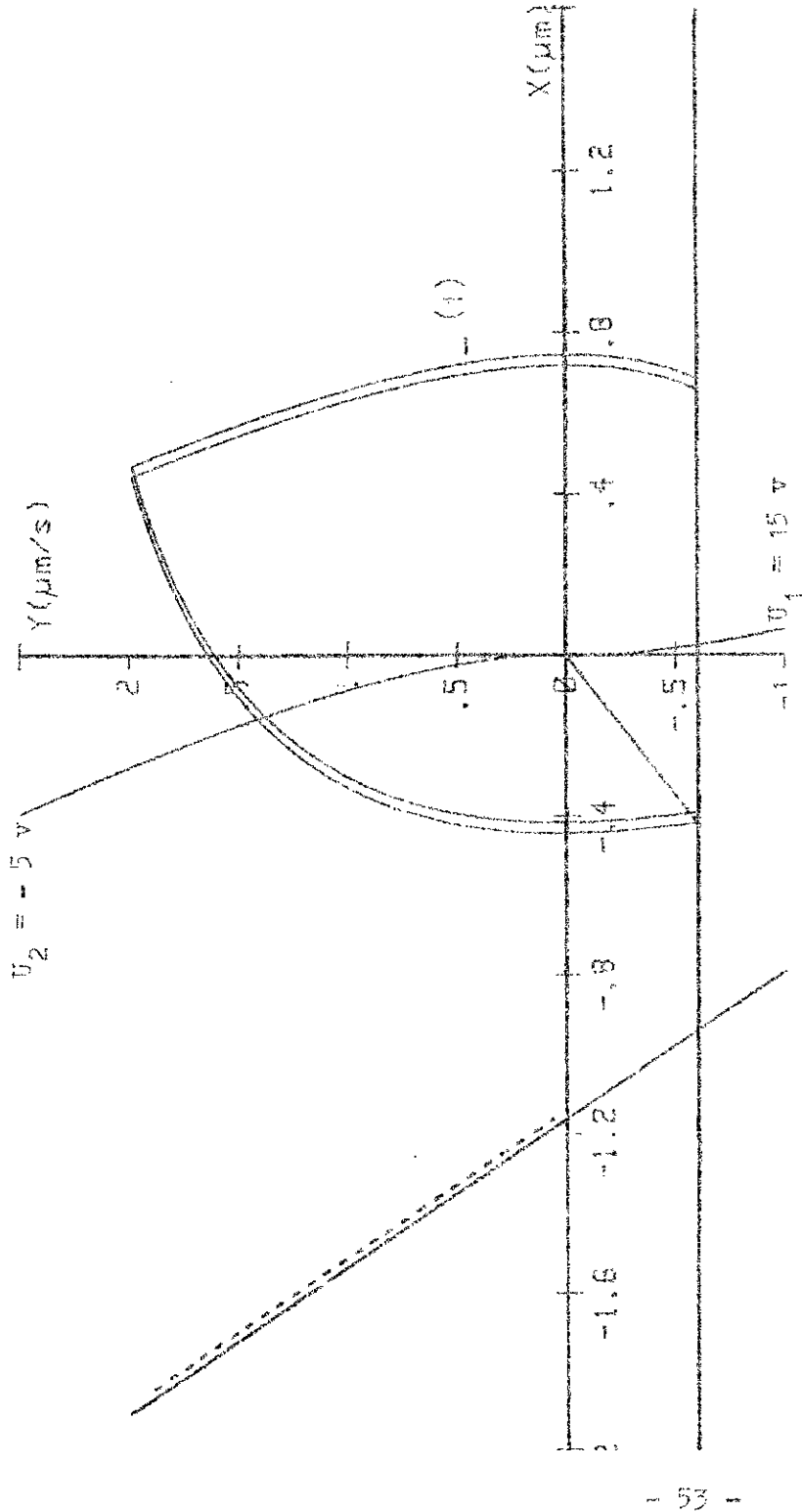
$$x_n = -T \cdot (y_n - B \cdot \ln|y_n + B| + B \cdot \ln|(y_n + B) \cdot e^{-z/T} - B| + A \cdot \ln|(y_n + B) \cdot e^{-z/T} - B - A| - A \cdot \ln|A|) \quad (II-55)$$

Du point de vue pratique, la trajectoire de compensation du temps de retard sera choisie comme l'indique la figure II-21, car une fois la tension de commande augmente et dépassant une certaine valeur pour un temps de retard et une limitation donnée, le déclenchement du relais ne peut pas se réaliser car il n'y a pas d'intersection avec la trajectoire de compensation du temps de retard. Avec cette nouvelle trajectoire de commutation, appelée trajectoire de commutation pratique, nous étudions alors l'évolution de la commande et l'épaisseur de la couche d'huile durant le régime transitoire (voir Fig. II-22) et dans l'espace de phase (voir Fig. II-23). Nous traçons ensuite l'écart dynamique maximum et la durée du régime transitoire en fonction de la tension de commande U (voir Fig. II-19(b), II-20(b)).

Ces courbes montrent que l'écart dynamique maximum et la durée du régime transitoire ont diminué presque de moitié et ce grâce à cette nouvelle trajectoire qui tient compte de la limitation et du temps de retard. Par ailleurs il existe une commande optimale U_1 pour la quelle la durée du régime transitoire et l'écart dynamique ont des valeurs minimales.

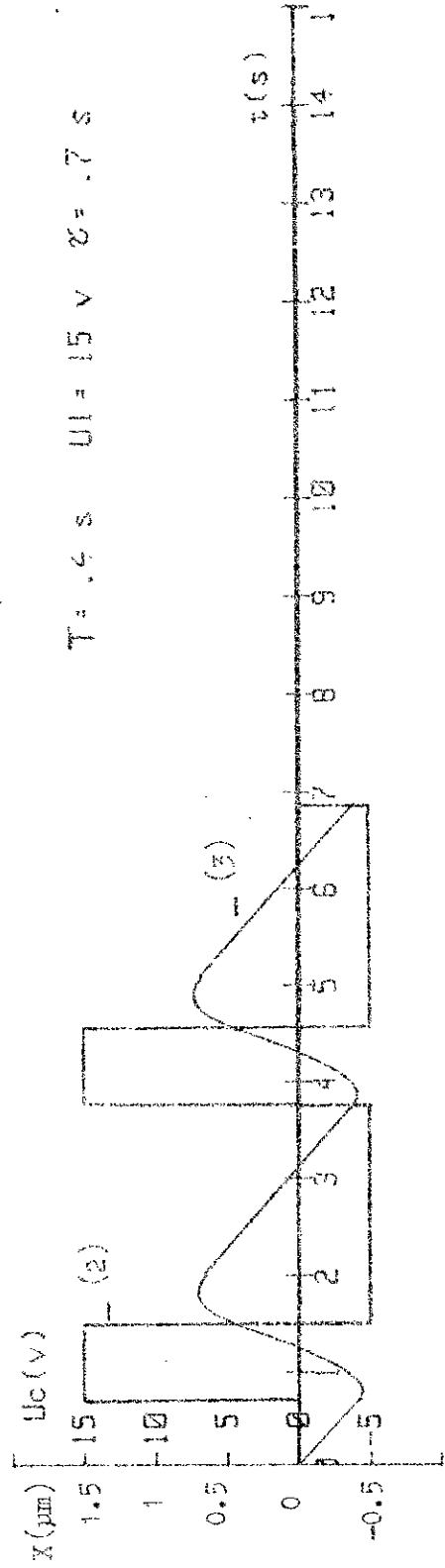
Nous remarquons aussi que dans le cas où le temps de retard n'est pas compensé, cette commande a la même valeur pour l'écart dynamique et la durée du régime transitoire tandis que dans le cas où il existe une compensation du temps de retard, la commande optimale n'est plus la même. Ceci est dû au choix de la trajectoire de commutation pratique.

Notre intérêt porte surtout sur la commande optimale qui correspond à l'écart dynamique minimal.



(1) : Trajectoire de phase de la couche d'huile, avec compensation du temps de retard.

Fig. II - 21



(2) : Entrées.
(3) : Sortie.

Fig. II - 22

Cette tension de commande optimale dépend de ζ , T , et de la charge. Pour une charge donnée de 300 Kgf, la tension de commande optimale est en moyenne de 6.5 v pour une constante de temps T variant de .1 à .4 s. Pour déterminer d'autres valeurs de la tension de commande optimale pour d'autres charges nous modifions la valeur de la charge dans l'algorithme de calcul qui est donné à la fin du chapitre .

II-5.2 Influence de la multiliasion des poches d'huiles sur la tension de commande optimale :

Vu que les poches d'huiles sont liées entre elles deux à deux le long des glissières, le gain équivalent des poches d'huile varie de 20% à 40% /1/. Nous traçons l'écart dynamique et le temps du régime transitoire en fonction de la tension de commande (voir Fig.24,25) . Ces courbes montrent que la tension de commande optimale diminue lorsque le gain équivalent des poche d'huile augmente. En effet la dépense d'énergie diminue pour stabiliser la couche d'huile .

Cette multiliasion nous permettra d'appliquer la même tension de commande optimale pour les quatres structures .

II-6 Conclusion :

Pour maintenir les performances dynamiques optimales stables, nous inserons un régulateur automatique optimal(voir Fig.II-26)

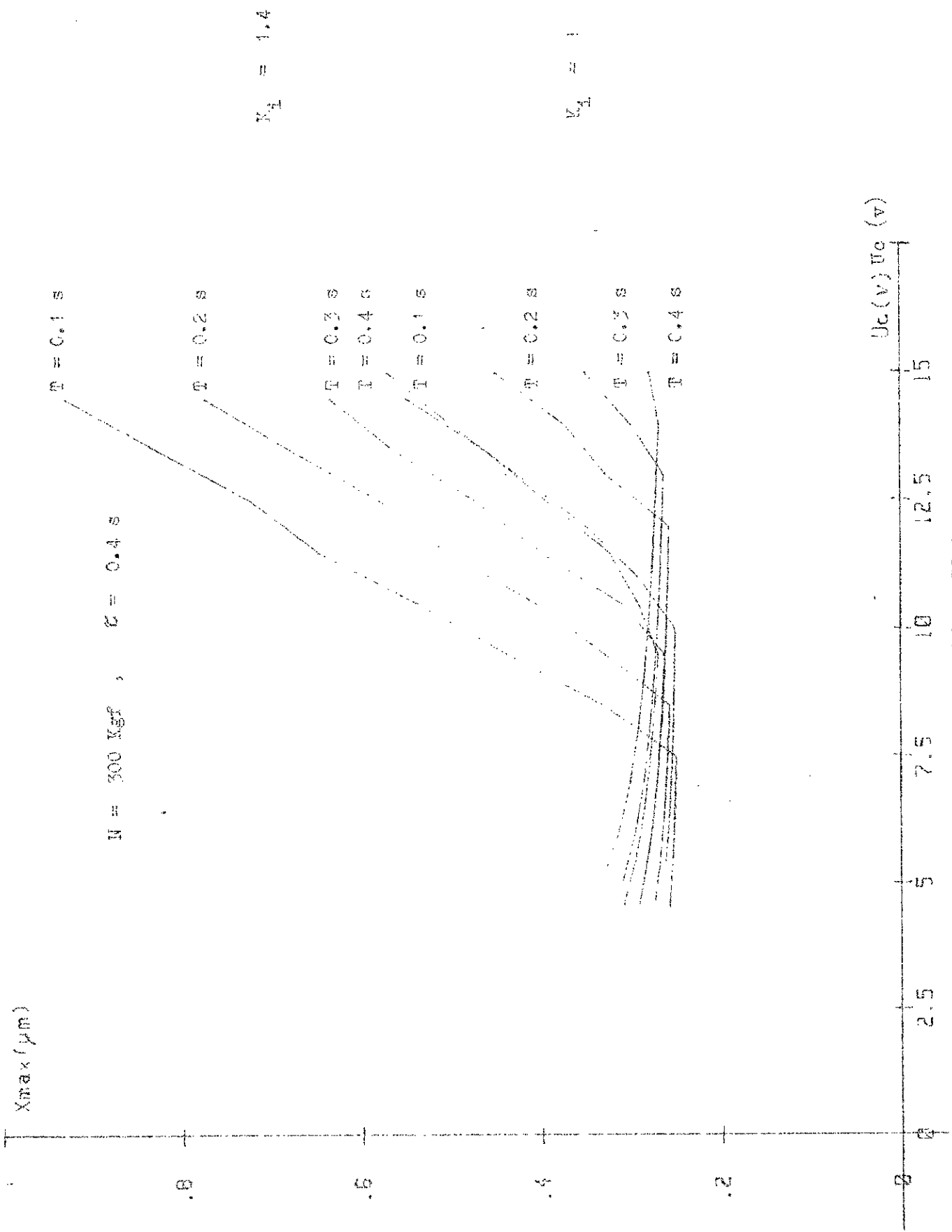


Fig. II-24

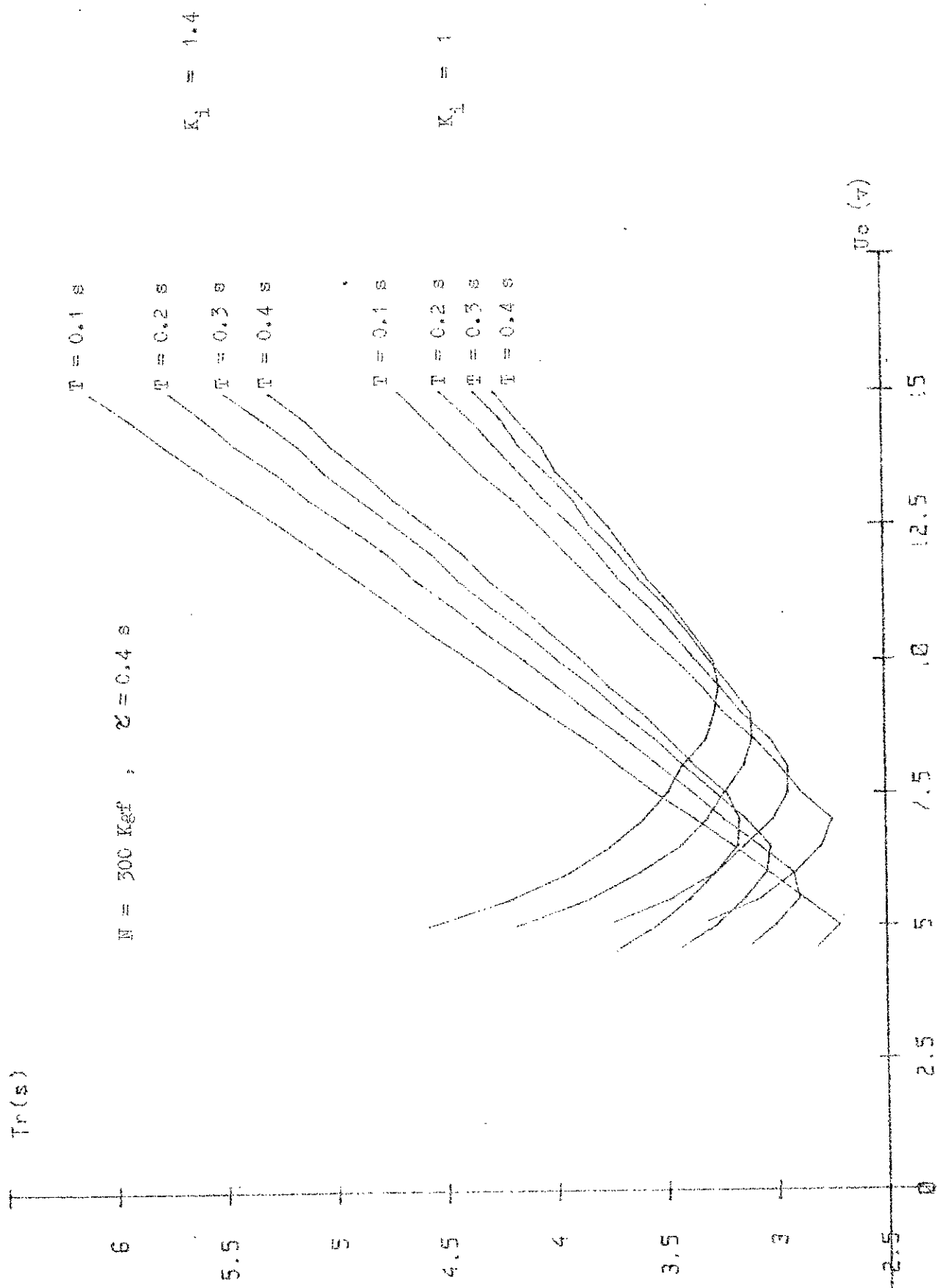


Fig. II-25

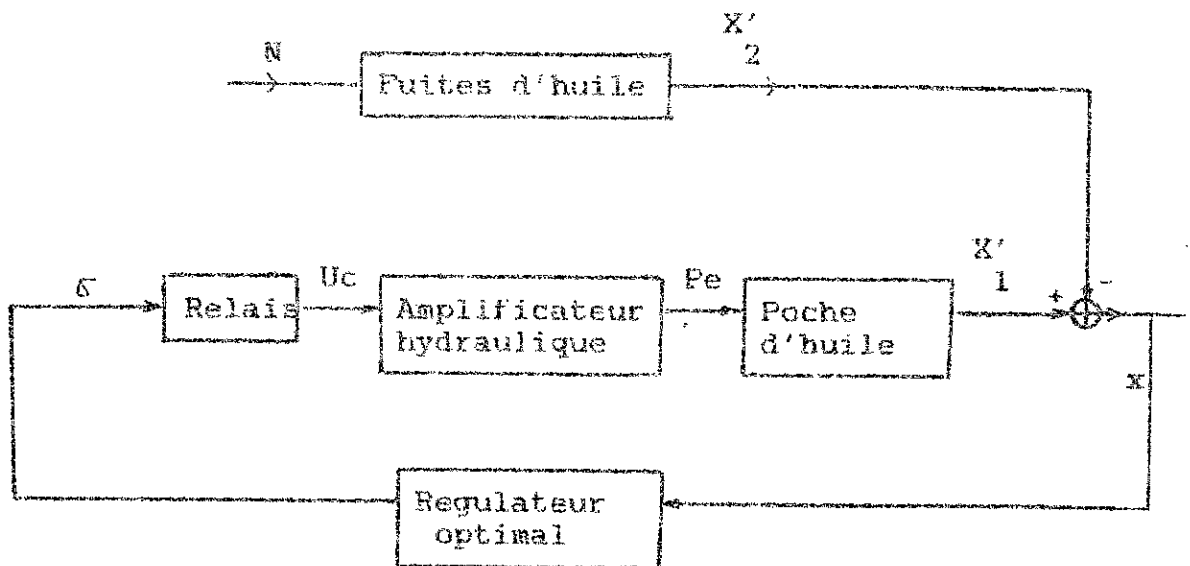


Fig. 11-26

Ce régulateur est constitué d'un calculateur numérique et de deux interfaces. Il s'agit d'introduire dans le calculateur les équations de la trajectoire de commutation pratique avec les paramètres physiques connus (C, T, N, K, K, K, U) et U qui sera choisie à partir de la courbe $(X_{max} = f(U))$.

Nous sauvegardons les résultats, ensuite le calculateur compare ces valeurs théoriques (x_j, y_j) avec un couple (x_{mi}, y_{mi}) mesuré à chaque période d'échantillonnage. Une fois $x_j \approx x_{mi}$ et $y_j \approx y_{mi}$, le calculateur détermine à partir de ces valeurs réelles la loi de commande et la convertit par la suite en une tension suffisante pour déclencher le relais. Cette loi de commande est donnée par :

$$U_c = U_{1op}$$

$$G_1 = x_m + T \cdot (y_m + A \cdot \ln|y_m - A| - A \cdot \ln|(y_m - A) \cdot e^{-z/T}| - B \cdot \ln|(y_m - A) \cdot e^{-z/T} + A + B| + B \cdot \ln|B|)$$

$$U_c = U_2$$

$$G_2 = x_m + T \cdot (y_m - B \cdot \ln|y_m + B| + B \cdot \ln|(y_m + B) \cdot e^{-z/T}| + A \cdot \ln|(y_m + B) \cdot e^{-z/T} - B - A| - A \cdot \ln|A|)$$

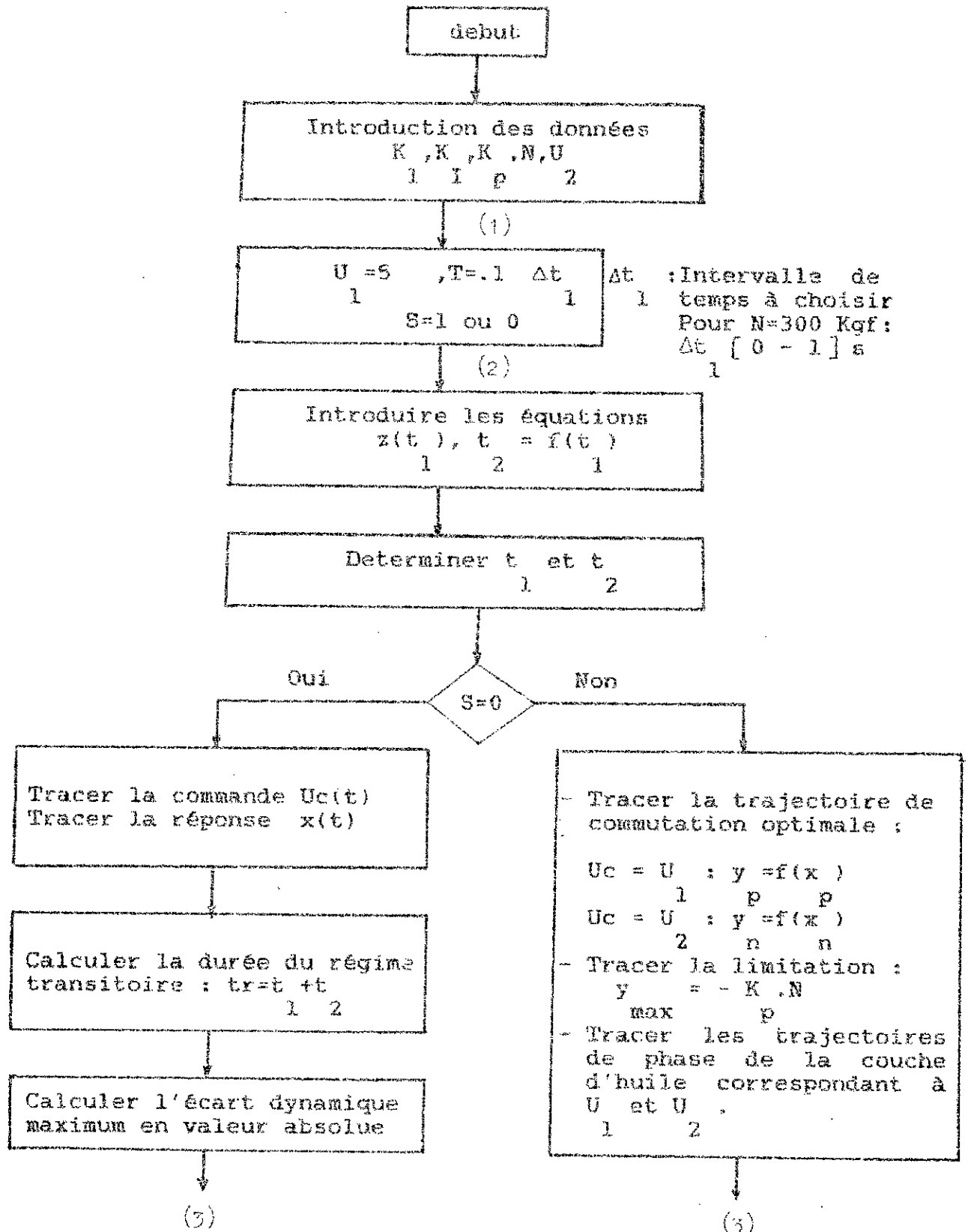
En même temps, nous introduisons un test de comparaison permettant de comparer les amplitudes de deux oscillations successives. Une fois que l'écart est très faible ($E=0.005$), le calculateur envoie une commande pour déclencher le relais. La tension obtenue à la sortie du relais est une tension de commande moyenne correspondant au fonctionnement normal du système hydraulique en régime permanent.

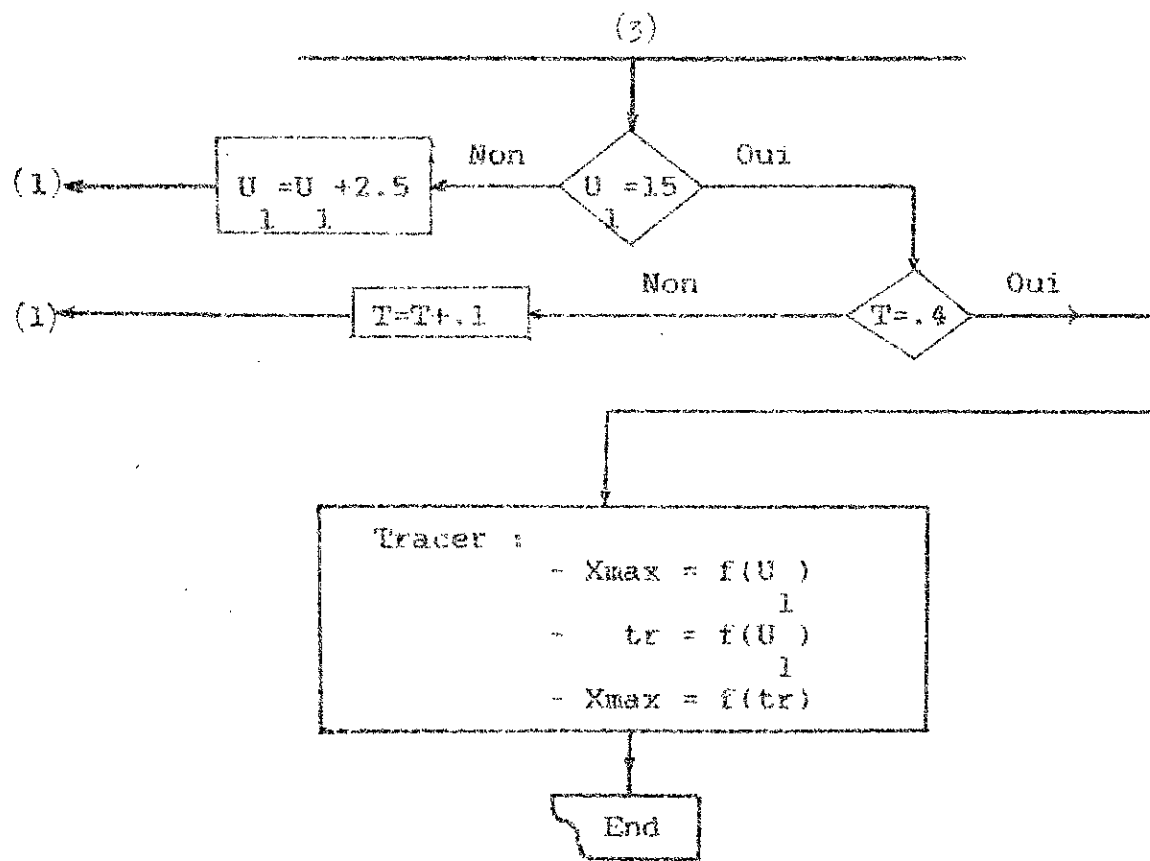
Les conditions posées sont :

- La période d'échantillonnage doit être inférieure au temps mis pour comparer un (x_{mi}, y_{mi}) avec les valeurs théoriques (x_j, y_j) de la trajectoire de commutation pratique.
- Le calcul de la loi de commande se fait pendant le temps de retard et ceci afin d'avoir une synchronisation entre le temps réel du processus et le temps de calcul de ces valeurs.

SYSTEME DE STABILISATION DE LA COUCHE D'HUILE

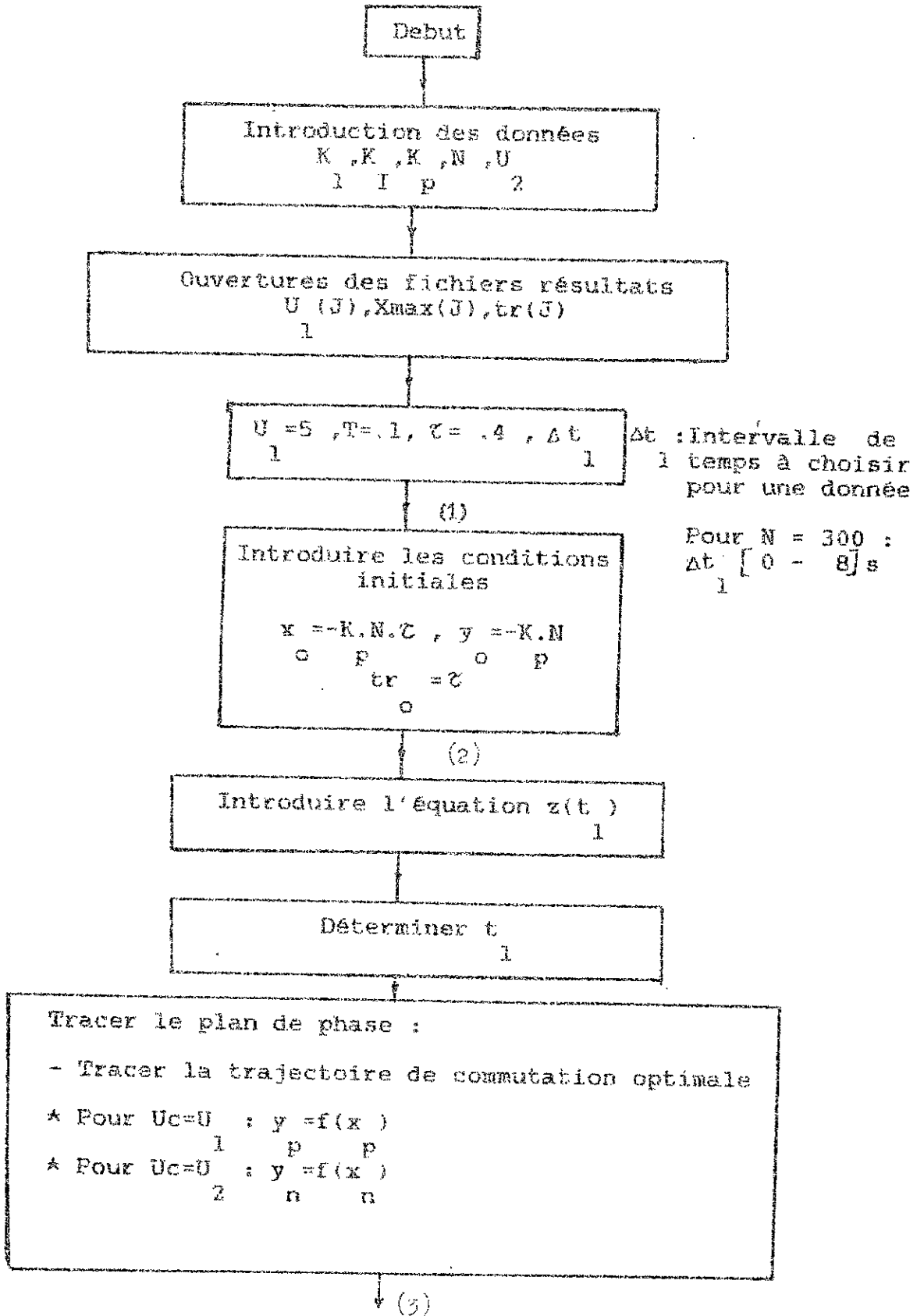
Algorithme de calcul du modèle de réglage sans l'élément de retard





SYSTEME DE STABILISATION DE LA COUCHE D'HUILE

Algorithme du modèle de réglage avec l'élément de retard



(3)

- Tracer la limitation : $y_o = -K.N$
 - Tracer la trajectoire de phase de la couche d'huile :

* 0 - τ : $y_2' = f(x_2')$
 * 0 - $t + \tau$: $y_1 = f(x_1)$ pour $U_c = U_1$
 * 0 - t éventuel : $y_2 = f(x_2)$ pour $U_c = U_2$

determiner le point d'intersection de la trajectoire de commutation optimale ($y = f(x)$) avec la trajectoire de phase $y = f(x)$

Determiner t_2 correspondant

Continuer à tracer la trajectoire de phase jusqu'à la limitation

Tracer la commande : $U_c(t + \tau_o)$
 Tracer la réponse : $x(t + \tau_o)$

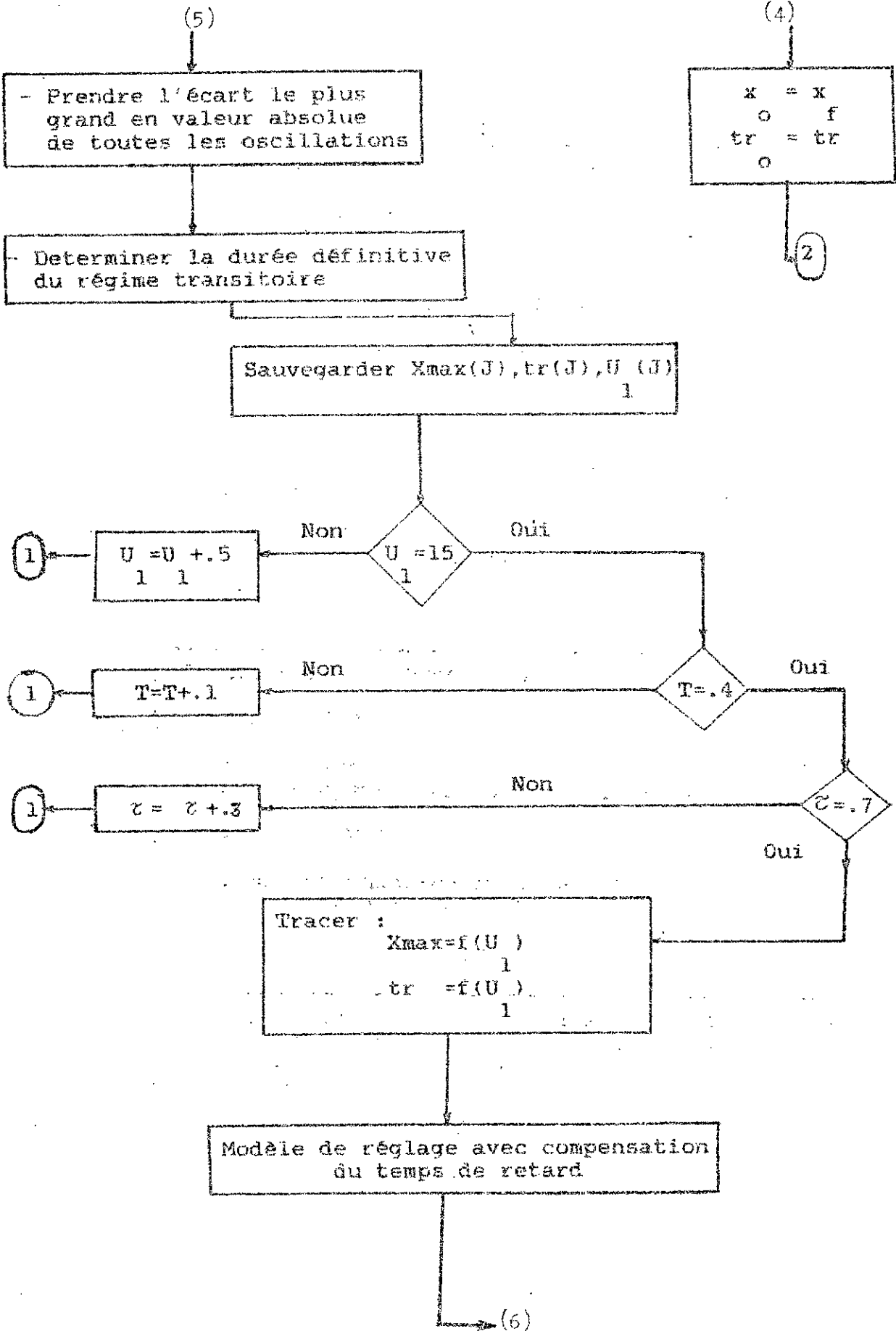
Determiner le temps correspondant à cette intersection (t_3)

- Determiner $\tau_r = t_1 + \tau + t_2 + \tau + t_3$
 - Determiner l'écart le plus grand en valeur absolue

Continuer à tracer la trajectoire de phase jusqu'à $\tau - t_3$ et ce le long de la limitation et déterminer x_f

$E = .005$





CHAPITRE III

SYSTEME DE COMPENSATION

DES DEFORMATIONS DU

BATI

CHAPITRE III

SYSTEME DE COMPENSATION DES DEFORMATIONS DU BATI

III-1 INTRODUCTION :

Le bâti constitue la partie principale qui doit supporter et guider tous les mécanismes et ensembles de la machine-outil. Son rôle dans le bilan de la précision est de 15 à 20 % /7/,/8/. Ce bâti peut subir des déformations élastiques entraînant un affaiblissement de la fiabilité de la machine-outil et une diminution de la durée de vie du bâti.

Parmi les déformations existant, nous nous intéressons à celles dues au poids propre de la charge et pour compenser celles-ci, nous avons installé en dessous du bâti un système hydraulique à commande automatique. Ce système est constitué de plusieurs structures identiques disposées dans différentes parties de la surface intérieure du bâti (voir Fig.III-1) /1/ .

III-2 Principe de fonctionnement d'une structure :

Sous l'action de la pression d'entrée (P_e), provenant de l'amplificateur hydraulique (8), le cylindre agit sur la membrane (3) en déplaçant le poussoir (4), qui à son tour compense les déformations dues à l'action du poids de la charge .

Dans le cas de la commande d'un processus en temps minimal , le principe du minimum de Pontriaguine nécessite l'introduction d'un relais .

Nous pouvons alors représenter la structure précédente par le schéma bloc (voir Fig.III-2) où la commande se fait par relais.

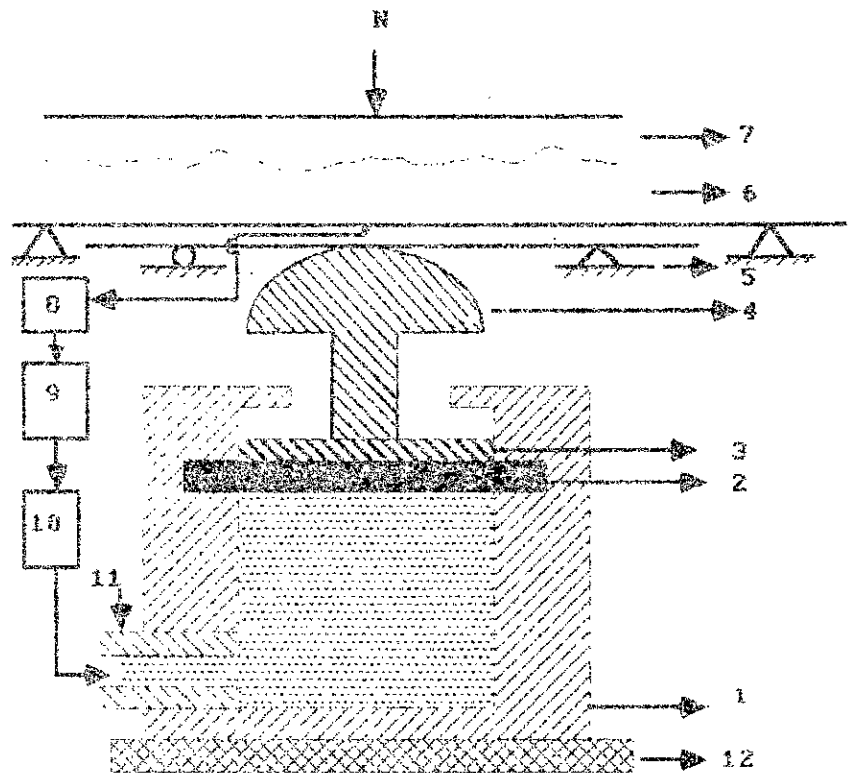


Figure III-1

Vue en coupe de la structure hydraulique
en boucle fermée

- 1 : Cylindre
- 2 : Membrane
- 3 : Centre de rigidité
- 4 : Poussoir
- 5 : Appui
- 6 : Bâti
- 7 : Table
- 8 : Capteur de distance et dispositif de commande
- 9 : Amplificateur électronique intermédiaire
- 10 : Amplificateur hydraulique
- 11 : Conduite d'huile
- 12 : Local

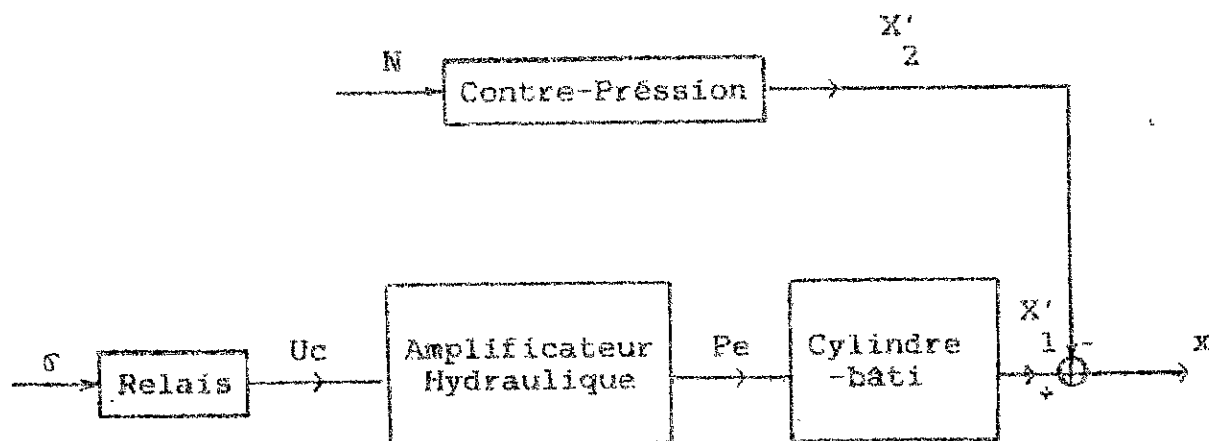


Fig. III-2

- σ : Loi de commande optimale du relais
- U_c : Tension de commande de l'amplificateur hydraulique
- N : Charge (pièce à contrôler)
- P_e : Pression d'entrée du cylindre
- X'_1 : La composante de déformation sous l'action de P_e
- X'_2 : La composante de déformation sous l'action de la charge
- x : La déformation totale du bâti en présence de la charge et de la tension de commande .

L'analyse de ce système, en présence simultanée de la charge et de la tension de commande, nécessite une modélisation des différents éléments constituant la structure hydraulique.

III-3 Modélisation des éléments de la structure :

III-3.1 Modélisation du cylindre - bâti :

La modélisation des différents éléments constituant une

structure hydraulique a été faite par GALITSKOV.S.I (Галицкий С.И) en 1975 /8/. Les résultats obtenus ont permis de représenter la fonction de transfert de l'ensemble cylindre-bâti comme suit:

$$W(p) = \frac{X'(p)}{Pe(p)} = \frac{A'_1 \cdot (A'_2 \cdot p^2 + (A'_2 \cdot p + A'_3)) \cdot e^{-z \cdot p}}{(T_{7b} \cdot p + 1) \cdot (T_{16} \cdot p + 1) \cdot (T_{6b} \cdot p + T_{5b} \cdot p + 1) + T_{17} \cdot (T_{32} \cdot p + T_{31} \cdot p + 1)}$$

Avec :

$$A'_1 = S \cdot \frac{C_{1b} + C_{2b}}{C_{1b} \cdot C_{2b}}, \quad A'_2 = \frac{C_{1b} \cdot C_{2b}}{C_{se} \cdot (C_{1b} + C_{2b})} \cdot (T_{32}^2 - \frac{C_{se}}{C_{3b}} \cdot T_{6b}^2)$$

$$A'_3 = \frac{C_{1b} \cdot C_{2b}}{C_{se} \cdot (C_{1b} + C_{2b})} \cdot (T_{31} \cdot \frac{C_{se}}{C_{4b}} - T_{7} \cdot \frac{C_{se}}{C_{4b}} \cdot T_{5b})$$

$$A'_3 = \frac{C_{1b} \cdot C_{2b}}{C_{se} \cdot (C_{1b} + C_{2b})}$$

$$T_{16} = \frac{R \cdot S \cdot K}{h \cdot eq \cdot d}$$

$$T_{17} = \frac{R \cdot S}{h \cdot eq \cdot se}$$

$$C_{se} = \frac{C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b}}{C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{3b} + C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{4b} + C_{1b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b} + C_{2b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b}}$$

$$T_{32}^2 = \frac{(C_{1b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b} + C_{2b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b}) \cdot T_{5b} \cdot T_{7b} + C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{3b} \cdot T_{6b}^2}{C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{3b} + C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{4b} + C_{2b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b} + C_{1b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b}}$$

$$T_{31} = \frac{C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{4b} \cdot T_{7b} + (C_{1b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b} + C_{2b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b}) \cdot (T_{5b} + T_{7b}) + A_{f5b} \cdot T_{7b}}{C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{3b} + C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{4b} + C_{2b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b} + C_{1b} \cdot C_{3b} \cdot C_{4b}}$$

$$A_{f5b} = C_{1b} \cdot C_{2b} \cdot C_{3b} \cdot C_{5b}$$

Ces constantes de temps sont exprimées en fonction de la rigidité équivalente de la membrane, des appuis, du poussoir et du bâti. Leurs ordre de grandeur sont d'environ /8/ :

$$T_{17} = .48 ; T_6 = .14 ; T_{16} = .026 ; T_{32} = .012 ; T_5 = .0036 ; T_7 = .02$$

$$T_{31} = .009 \text{ et } T_{32} = .012 \text{ (s) .}$$

En négligeant certaines constantes de temps relativement faibles, la fonction de transfert correspondant au bâti-cylindre sera de la forme suivante /8/ :

$$W(p) = \frac{X'(p)}{Pe(p)} = \frac{K}{T.p+1} . e^{-\tau.p}$$

Avec :

$$T = T_{5b} + T_{7b} + T_{16} + T_{17}$$

$$K = S_{eq} . \left(\frac{1}{C_{1b}} + \frac{1}{C_{2b}} \right)$$

τ : temps de retard dû à la déformation élastique des conduites
il est de l'ordre de .04 à .07 s [1], [8] .

Le schéma fonctionnel correspondant simultanément à l'action de la pression d'entrée (Pe) et l'action du poids de la charge (N) est donné par la figure III-3 .

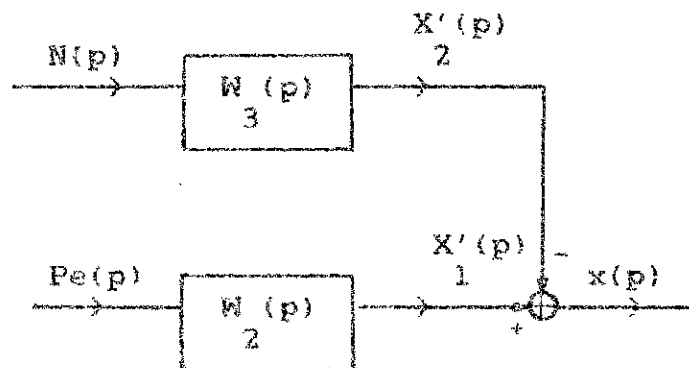


Fig.III-3

III-3.2 Modélisation de l'amplificateur hydraulique :

L'amplificateur hydraulique que nous avons utilisé est le même

que le précédent du point de vue construction mais la masse et la rigidité de ses éléments sont différentes . Sa fonction de transfert dérivable comme vu précédemment est /1/ :

$$W_1(p) = \frac{3.3}{0.01.p^2 + 0.17.p + 1}$$

La représentation du processus de déformation du bâti est donné par le schéma fonctionnel suivant :

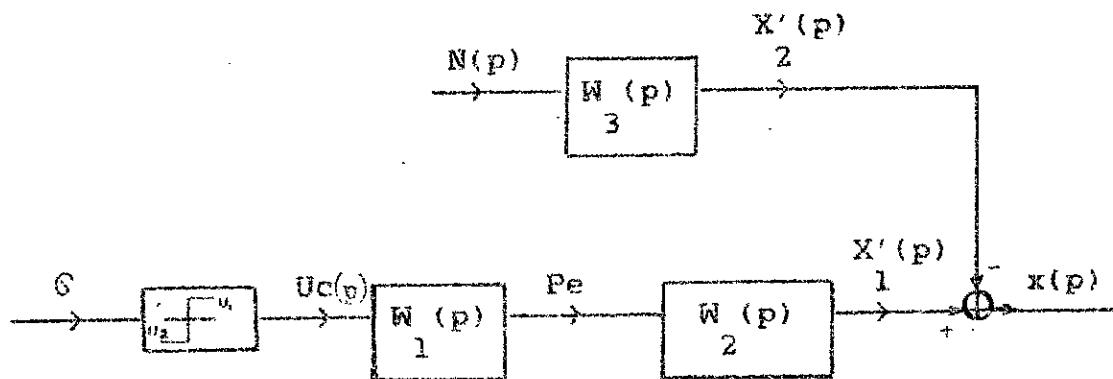


Fig.III-4

Pour les machines-outil de moyennes dimensions /1/, les fonctions de transfert peuvent être présentées comme suit :

$$W_1(p) = \frac{3.3}{0.01.p^2 + 0.17.p + 1}$$

$W_1(p)$: Fonction de transfert de l'amplificateur hydraulique

$$W_2(p) = \frac{.08 e^{-z.p}}{0.62.p+1}$$

W₂(p) : fonction de transfert du cylindre-bâti

$$W_3(p) = \frac{.00068}{0.18.p+1}$$

W₃(p) : Fonction de transfert de la contre-préssion

III-4 Application du Principe du Minimum de Pontriaguine :

Après la détermination des fonctions de transfert, il est possible d'analyser le modèle par l'application du principe du Minimum de Pontriaguine. Cette analyse se fait pour deux cas :

- Cas du modèle de réglage sans l'élément de retard
- Cas du modèle de réglage avec l'élément de retard

III-4.1 Modèle de réglage sans l'élément de retard :

La fonction de transfert totale du modèle est donnée par:

$$x(p) = X'_1(p) - X'_2(p) \quad (III-1)$$

$$x(p) = W_1(p) \cdot W_2(p) \cdot Uc(p) - W_3(p) \cdot N(p) \quad (III-2)$$

$$x(p) = \frac{3.3}{(0.01.p^2 + 0.17.p + 1)} \cdot \frac{.08}{(0.62.p + 1)} \cdot Uc(p) - \frac{.00068}{(0.18.p + 1)} \cdot N(p)$$

$$x(0.0011.p^4 + 0.00027.p^3 + 0.18.p^2 + 0.97.p + 1) = 0.264.Uc - .00068.N \quad (III-3)$$

D'après l'équation III-3, nous remarquons que les coefficients des termes de degré 4 et 3 sont faibles devant ceux des termes 2 et 1 d'où :

$$x(0.18.p^2 + 0.97.p + 1) = 0.264.Uc(p) - 0.00068.N(p) \quad (\text{III-4})$$

L'équation différentielle correspondante est :

$$0.18.\frac{d^2x}{dt^2} + 0.97.\frac{dx}{dt} + x = 0.264.Uc - 0.00068.N \quad (\text{III-5})$$

Sa résolution est donnée par :

Pour $Uc = U_1$ $0 \leq t \leq t_1$

$$x(t) = C_1 . e^{-A_1 . t} + C_2 . e^{-A_2 . t} + A \quad (\text{III-6})$$

$$y(t) = \frac{dx}{dt} = -A_1 . C_1 . e^{-A_1 . t} - A_2 . C_2 . e^{-A_2 . t} \quad (\text{III-7})$$

Avec :

$$A = \frac{0.264.U_1 - 0.00068.N}{1}$$

Déterminons A_1 , A_2 , C_1 et C_2

$$0.18.r^2 + 0.97.r + 1 = 0 \quad (\text{III-8})$$

Sa résolution donne :

$$r_1 = -A_1 = 1.39 \quad ; \quad r_2 = -A_2 = 4$$

Pour calculer C_1 et C_2 , nous déterminons les conditions initiales :

$$X' (p) = - N(p) \cdot 0.00068 / (0.18 \cdot p + 1)$$

$$X' (t) = C \cdot e^{-t/.18} - A$$

Nous déterminons alors C sachant que :

$$\text{à } t=0 \quad X' (0) = 0 \Rightarrow C = A$$

$$\text{d'où :} \quad X' (t) = -A \cdot (1 - e^{-t/.18})$$

$$dX' / dt = Y' (t) = (-A/.18) \cdot e^{-t/.18}$$

$$Y' (0) = -A/.18$$

Nous remplaçons ces conditions dans les équations (III-6) et (III-7) et nous déterminons C_1 et C_2 :

$$C_1 = (-A_2 \cdot A_1) / (A_2 - A_1) \quad \text{(III-9)}$$

$$C_2 = -(-A_1 \cdot A_2) / (A_2 - A_1) \quad \text{(III-10)}$$

Pour $U_c = U$ et $0 \leq t \leq t_2$

$$x (t) = C_3 \cdot e^{-A_1 \cdot t} + C_4 \cdot e^{-A_2 \cdot t} - B \quad \text{(III-11)}$$

$$y (t) = dx / dt = -A_1 \cdot C_3 \cdot e^{-A_1 \cdot t} - A_2 \cdot C_4 \cdot e^{-A_2 \cdot t} \quad \text{(III-12)}$$

Avec :

$$B = 0.264 \cdot U + 0.00068 \cdot N$$

Déterminons C_3 et C_4 sachant que :

à $t=t_1$:

$$x_1(t) = x_2(0) = x_1$$

$$y_1(t) = y_2(0) = y_1$$

De ces conditions aux limites ,

$$C_3(t) = -(y_1 + A_1 \cdot (x_1 + B_1)) / (A_1 - A_2) \quad (\text{III-13})$$

$$C_4(t) = (y_1 + A_1 \cdot (x_1 + B_1)) / (A_1 - A_2) \quad (\text{III-14})$$

déterminons la durée t_1 et t_2 correspondant respectivement à U_1 et U_2 sachant que :

à $t = t_2$

$$x_2(t_2) = y_2(t_2) = 0$$

$$\Rightarrow t_2 \stackrel{\Delta}{=} f(t_1) = (1/A_2 - A_1) \cdot \ln -A_2 \cdot C_3(t_1) / A_1 \cdot C_4(t_1) \quad (\text{III-15})$$

$$x_2(t_2) = 0 \Leftrightarrow z_1(t_1) = 0$$

t_1 devient une variable

$$\Rightarrow z_1(t_1) = B_1 - (C_3(t_1) \cdot e^{-A_1 \cdot f(t_1)} + C_4(t_1) \cdot e^{-A_2 \cdot f(t_1)}) \quad (\text{III-16})$$

La fonction $z(t)$ a une seule solution vérifiant les conditions suivantes :

- t_2 positif
- la relation des conditions aux limites

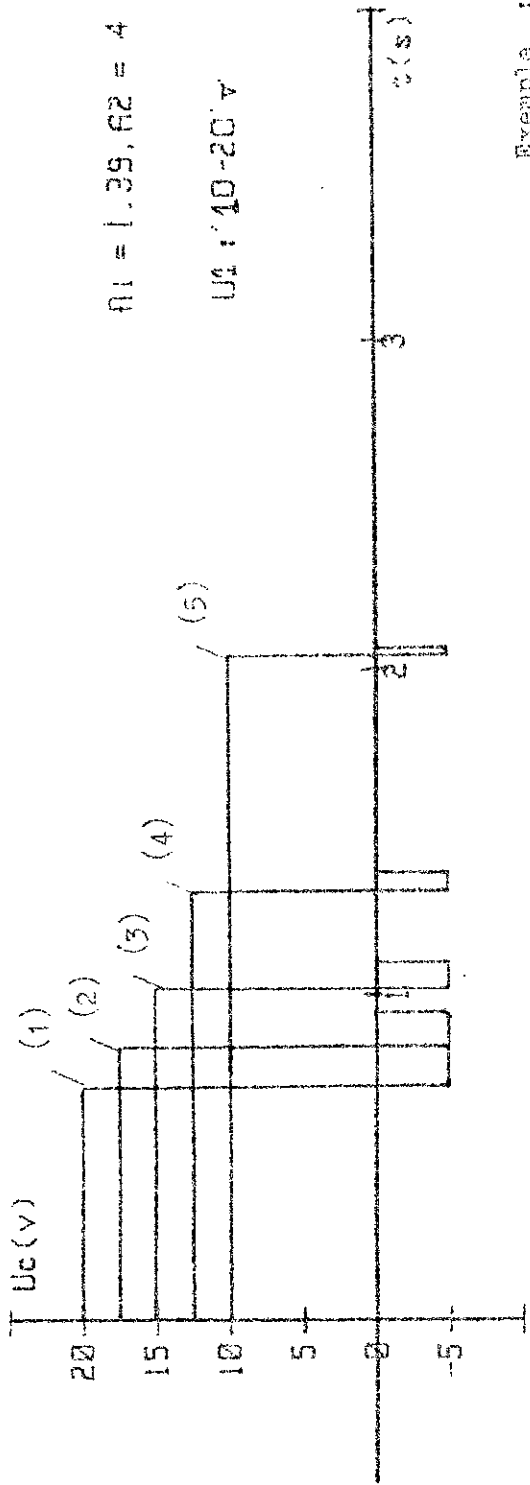
Pour la déterminer, nous assimilons une portion de la courbe à une droite dans un intervalle de temps très petit.

A partir de la valeur de t_1 calculée, nous déterminons t_2 et la durée du régime transitoire donnée par : $t_r = t_1 + t_2$

La tension de commande U_1 minimale et suffisante pour compenser l'action du poids de la charge doit vérifier la condition suivante :

$$U_1 > 0.00068.N/0.264$$

Pour notre cas la tension de commande minimale U_1 est de 10 v . La tolérance des constantes de temps (T_1, T_2) varie entre $\pm 15\%$. Pour deux tensions de commande U_1 et U_2 variant respectivement de 10 à 20 v et -5 v (voir Fig.III-5), nous étudions l'évolution de la déformation élastique du bâti pendant le régime transitoire (voir Fig.III-6). Dans l'espace de phase, nous montrons aussi comment s'effectue le changement de signe de la tension de commande au niveau de la trajectoire de commutation optimale (voir Fig.III-7). Nous traçons ensuite l'écart dynamique maximum et la durée du régime transitoire en fonction de la tension de commande (U_1) (voir Fig.III-8, 9) et la caractéristique correspondant à l'évolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la durée du régime transitoire (voir Fig.III-10).



- (1) — (6) : $U_1 = 20 \text{ V}, U_2 = -5 \text{ V}$
- (2) — (7) : $U_1 = 17.5 \text{ V}, U_2 = -5 \text{ V}$
- (3) — (8) : $U_1 = 15 \text{ V}, U_2 = -5 \text{ V}$
- (4) — (9) : $U_1 = 12.5 \text{ V}, U_2 = -5 \text{ V}$
- (5) — (10) : $U_1 = 10 \text{ V}, U_2 = -5 \text{ V}$

(1) : Entrée

(6) : Sortie

Exemple :

FIG. III - 5

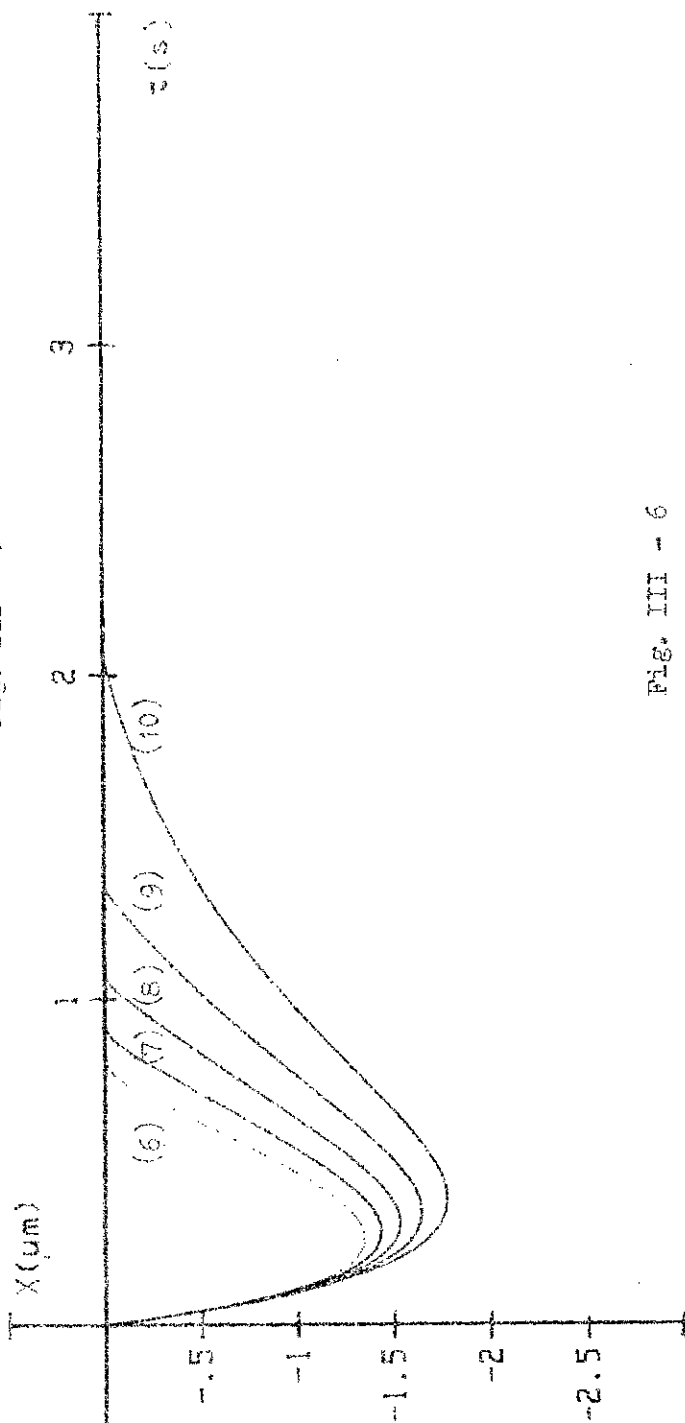
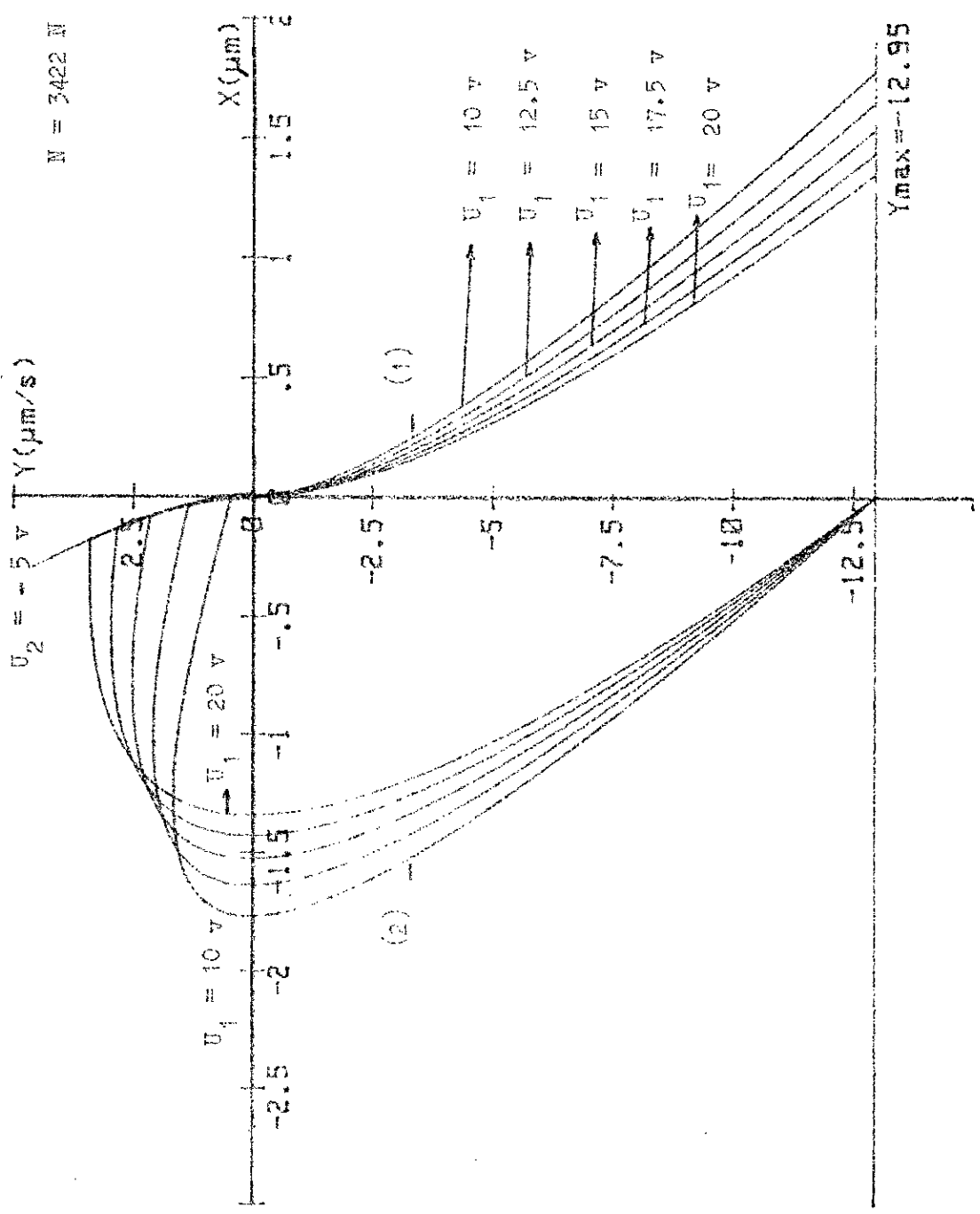


FIG. III - 6



$N = 3422\text{ N}$, $A_1 = 1.39$ $A_2 = 4$

(1) : Trajectoire de commutation optimale

(2) : Trajectoire de phase des déformations élastiques du bâti sous l'élément de retard.

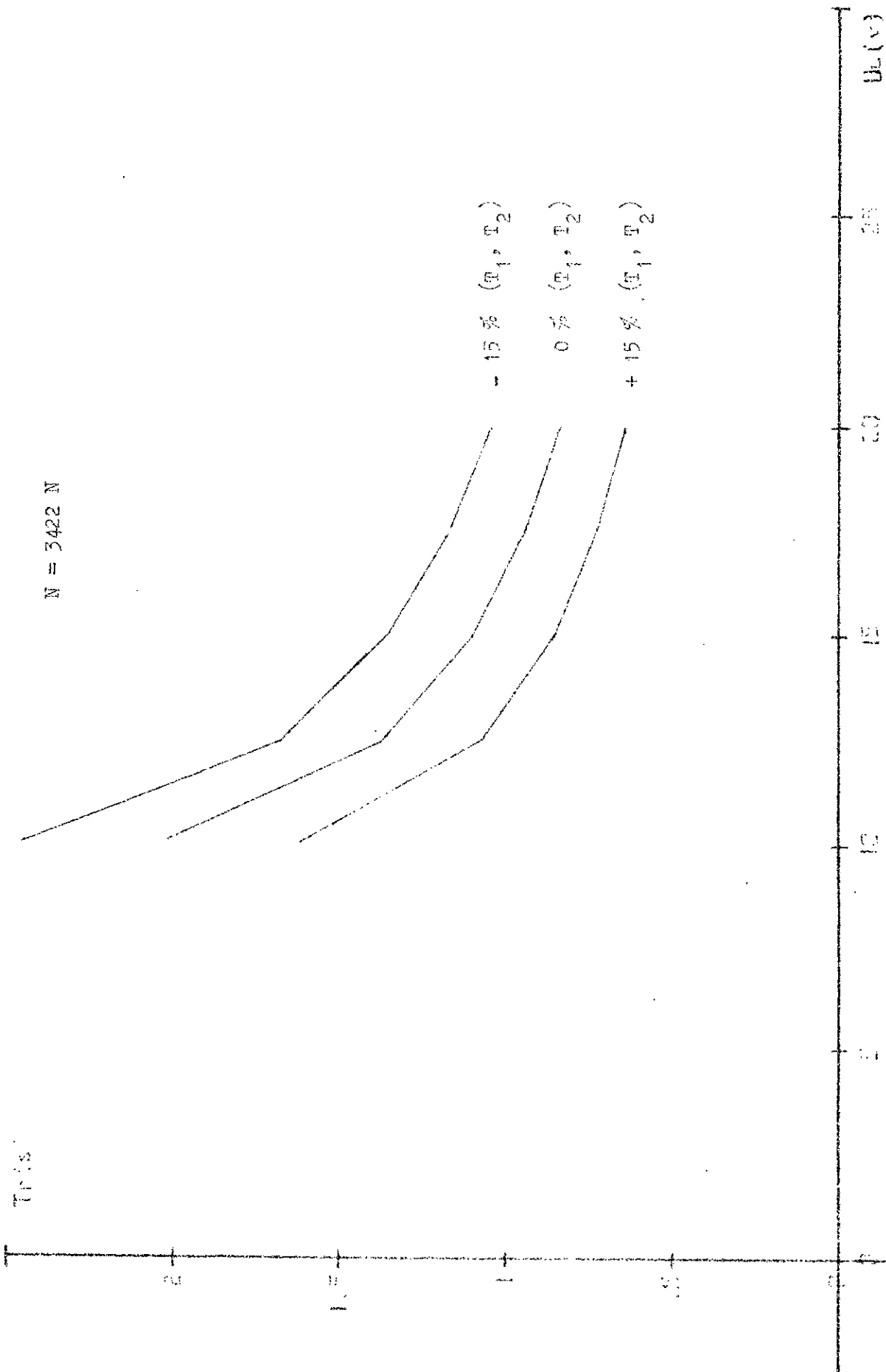


Fig. III-8

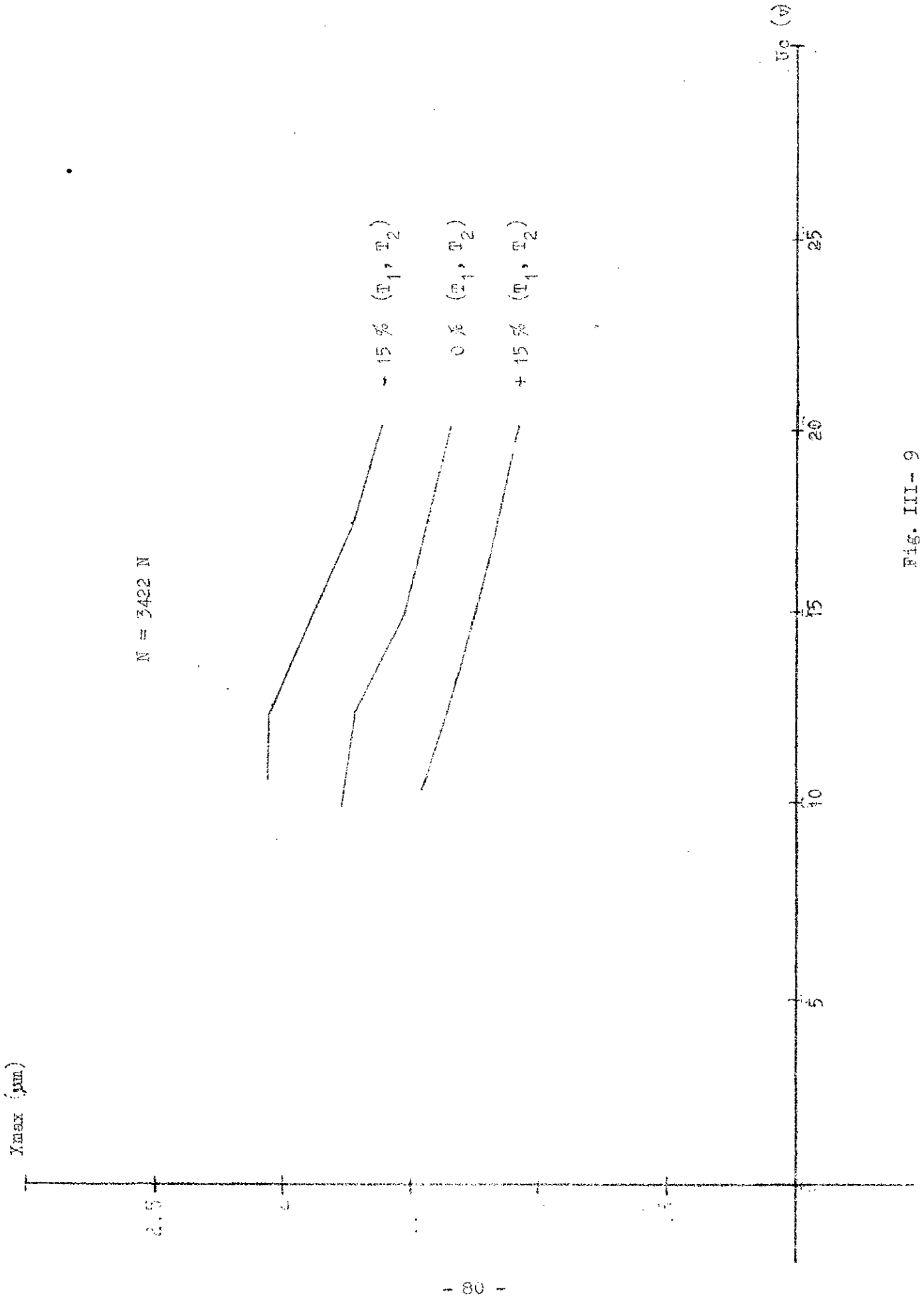
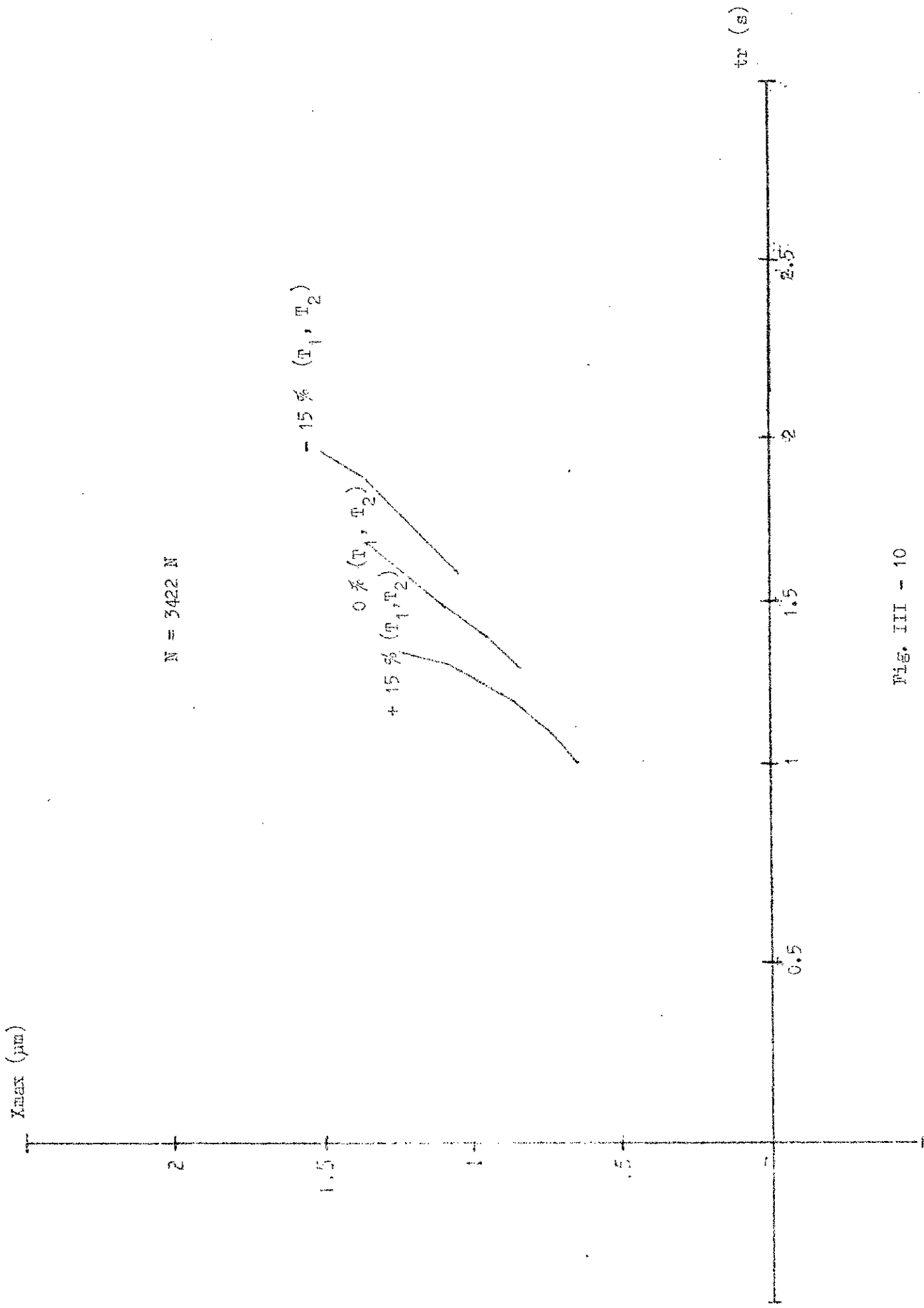


Fig. III-9



$N = 3422 N$

Fig. III - 10

III-4.1.1 Trajectoire de commutation optimale :

Nous posons :

$$T_1 \cdot T_2 = .18$$

$$T_1 + T_2 = .97$$

L'équation différentielle devient :

Pour $U_c = U_1$

$$T_1 \cdot T_2 \cdot \frac{dx^2}{dt^2} + (T_1 + T_2) \cdot \frac{dx}{dt} + x = A \quad (III-17)$$

Posons $y = \frac{dx}{dt}$

Nous remplaçons dans (III-17) :

$$\frac{dx}{dy} = \frac{y \cdot T_1 \cdot T_2}{(A - x - (T_1 + T_2) \cdot y)} \quad (III-18)$$

Effectuons un changement de variable, en posant :

$$x = X + A$$

$$y = Y$$

$$Y = Z \cdot X$$

L'équation (III-18) sera alors de la forme suivante :

$$\frac{dX}{X} = \frac{-T_1 \cdot T_2 \cdot Z \cdot dZ}{(T_1 \cdot T_2 \cdot Z^2 + (T_1 + T_2) \cdot Z + 1)} \quad (III-19)$$

décomposons le dénominateur en produit de deux termes

Le discriminant :

$$\Delta = (T_1 - T_2 / T_1 \cdot T_2)$$

Les racines :

$$Z_1 = -1/T_2$$

$$Z_2 = -1/T_1$$

L'équation (III-19) est donnée sous une autre forme :

$$dX/X = -Z \cdot dZ / ((Z + 1/T_1) \cdot (Z + 1/T_2)) \quad (\text{III-20})$$

Par intégration nous obtenons :

$$\begin{aligned} \ln |X| = & \left(\frac{-1/T_1}{1} / \left(\frac{1/T_1}{1} - \frac{1/T_2}{2} \right) \right) \cdot \ln \left| Z + \frac{1}{T_1} \right| + \left(\frac{1/T_2}{2} / \left(\frac{1/T_2}{1} - \frac{1/T_1}{1} \right) \right) \cdot \ln \left| Z + \frac{1}{T_2} \right| + \ln C \\ & (\text{III-21}) \end{aligned}$$

Nous remplaçons X, Y et Z par leurs variables précédentes, nous obtenons :

$$\left| y + \frac{1}{T_1} \right| \cdot (x - A)^b = \left| y + \frac{1}{T_2} \right| \cdot (x - A)^a \cdot C \quad (\text{III-22})$$

Avec :

$$b = \frac{1/T_1}{1} \cdot \left(\frac{1/T_1}{1} - \frac{1/T_2}{2} \right)$$

$$a = \frac{1/T_2}{2} \cdot \left(\frac{1/T_2}{1} - \frac{1/T_1}{1} \right)$$

$$A = 0.264 \cdot U_1 - 0.00068 \cdot N$$

Pour les trajectoires de commutation optimales, les conditions initiales sont : $x_0 = y_0 = 0$, ce qui nous permet de déterminer la constante C.

$$C = \left| -A/T_1 \right|^b / \left| -A/T_2 \right|^a$$

L'équation (III-22) devient :

Pour $U_c = U_1$

$$\left| \left(y_{p1} + (1/T_1) \right) \cdot \left(x_{p1} - A \right) / \left(-1/T_1 \right) \cdot A \right|^b = \left| \left(y_{p2} + (1/T_2) \right) \cdot \left(x_{p2} - A \right) / \left(-1/T_2 \right) \cdot A \right|^a$$

(III-23)

Et pour $U_c = U_2$

$$\left| \left(y_{n1} + (1/T_1) \right) \cdot \left(x_{n1} - B \right) / \left(-1/T_1 \right) \cdot B \right|^b = \left| \left(y_{n2} + (1/T_2) \right) \cdot \left(x_{n2} - B \right) / \left(-1/T_2 \right) \cdot B \right|^a$$

(III-24)

Les deux dernières équations correspondent aux deux portions de la trajectoire de commutation optimale. Les valeurs des (x_p, y_p) et (x_n, y_n) vérifiant respectivement l'égalité de chacune des deux équations représentant l'ensemble des valeurs optimales quelque soient les conditions initiales. C'est au niveau de cette trajectoire que le relais se déclenche.

III-4.2 Modèle de réglage avec l'élément de retard :

Dans le cas des machines à très haute précision, le temps de retard est pris en considération et ceci pour savoir si il a une

grande influence sur la stabilité du bâti. Pour cela nous étudions le modèle de réglage donné par la figure III-11.

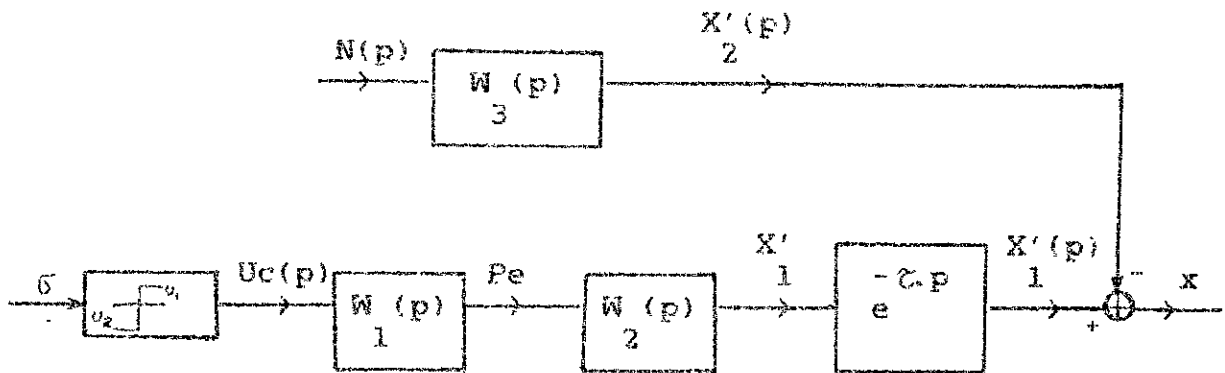


Fig .III-11

Déterminons les nouvelles conditions initiales du modèle :

$$X'_{2}(p) = .00068 / (0.18.p+1)$$

$$X'_{2}(t) = -\frac{K}{3} . N . (1 - e^{-A_3 . t})$$

$$Y'_{2}(t) = -\frac{A}{3} . K . N . e^{-A_3 . t}$$

à $t = \tau$:

$$X'_{2}(\tau) = x_{1}(0) = -\frac{K}{3} . N . (1 - e^{-A_3 . \tau})$$

$$Y'_{2}(\tau) = y_{1}(0) = -\frac{K . A . N}{3} . e^{-A_3 . \tau}$$

Posons :

$$x_0 = -K \cdot N \cdot (1 - e^{-A_3 \cdot \tau})$$

$$y_0 = -K \cdot A \cdot N \cdot e^{-A_3 \cdot \tau}$$

Avec ces nouvelles conditions initiales, nous déterminons les nouvelles constantes C_1, C_2, C_3 et C_4

Pour $U_c = U_1$ et $0 \leq t \leq t_1 + \tau$

$$x_1(t) = C_1 \cdot e^{-A_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{-A_2 \cdot t} + A \quad (\text{III-25})$$

$$y_1(t) = dx/dt = -A_1 \cdot C_1 \cdot e^{-A_1 \cdot t} - A_2 \cdot C_2 \cdot e^{-A_2 \cdot t} \quad (\text{III-26})$$

Nous substituons ces conditions dans (III-25) et (III-26), nous déterminons ensuite C_1 et C_2 .

$$C_1 = (y_0 - A_2 \cdot (A - x_0)) / (A_1 - A_2) \quad (\text{III-27})$$

$$C_2 = (-A_1 \cdot x_0 - y_0 + A_1 \cdot A) / (A_1 - A_2) \quad (\text{III-28})$$

Pour $U_c = U_2$ et $0 \leq t \leq t_2 + \tau$

$$B = 0.264 \cdot U_2 + 0.00068 \cdot N$$

$$x_2(t) = C_3 \cdot e^{-A_1 \cdot t} + C_4 \cdot e^{-A_2 \cdot t} - B \quad (\text{III-29})$$

$$y_2(t) = dx_2/dt = -A_1 \cdot C_3 \cdot e^{-A_1 \cdot t} - A_2 \cdot C_4 \cdot e^{-A_2 \cdot t} \quad (\text{III-30})$$

$$\text{à } t = t + \tau$$

$$x_1(t + \tau) = x_1(0) = x_1$$

$$y_2(t + \tau) = y_2(0) = y_1$$

Nous remplaçons ces conditions aux limites dans (III-29), (III-30) et nous déterminons ensuite les constantes C_3 et C_4 .

$$C_3 = x_1 + ((A_1 \cdot x_1 + y_1 + B \cdot A_1) / (A_1 - A_2)) + B \quad (\text{III-31})$$

$$C_4 = -(y_1 + A_1 \cdot x_1 + B \cdot A_1) / (A_1 - A_2) \quad (\text{III-32})$$

Pour les mêmes paramètres, nous traçons dans l'espace de phase (voir Fig.III-12) et dans le domaine temporel (voir Fig.III-13) l'évolution de la commande et de la déformation élastique du bâti en régime transitoire.

Nous traçons ensuite l'écart dynamique maximum (voir Fig.III-15) et la durée du régime transitoire (voir Fig.III-14) en fonction de la tension de commande U_1 .

La durée du régime transitoire est calculée du plan de phase. Nous la déterminons définitivement quand deux oscillations successives ont presque la même amplitude (écart de .005) et l'écart de la dernière oscillation ne dépasse pas $\pm 5\%$. L'écart dynamique maximum est le plus grand écart en valeur absolue.

Les figures III- 5 et III-6 obtenues dans le cas du modèle sans

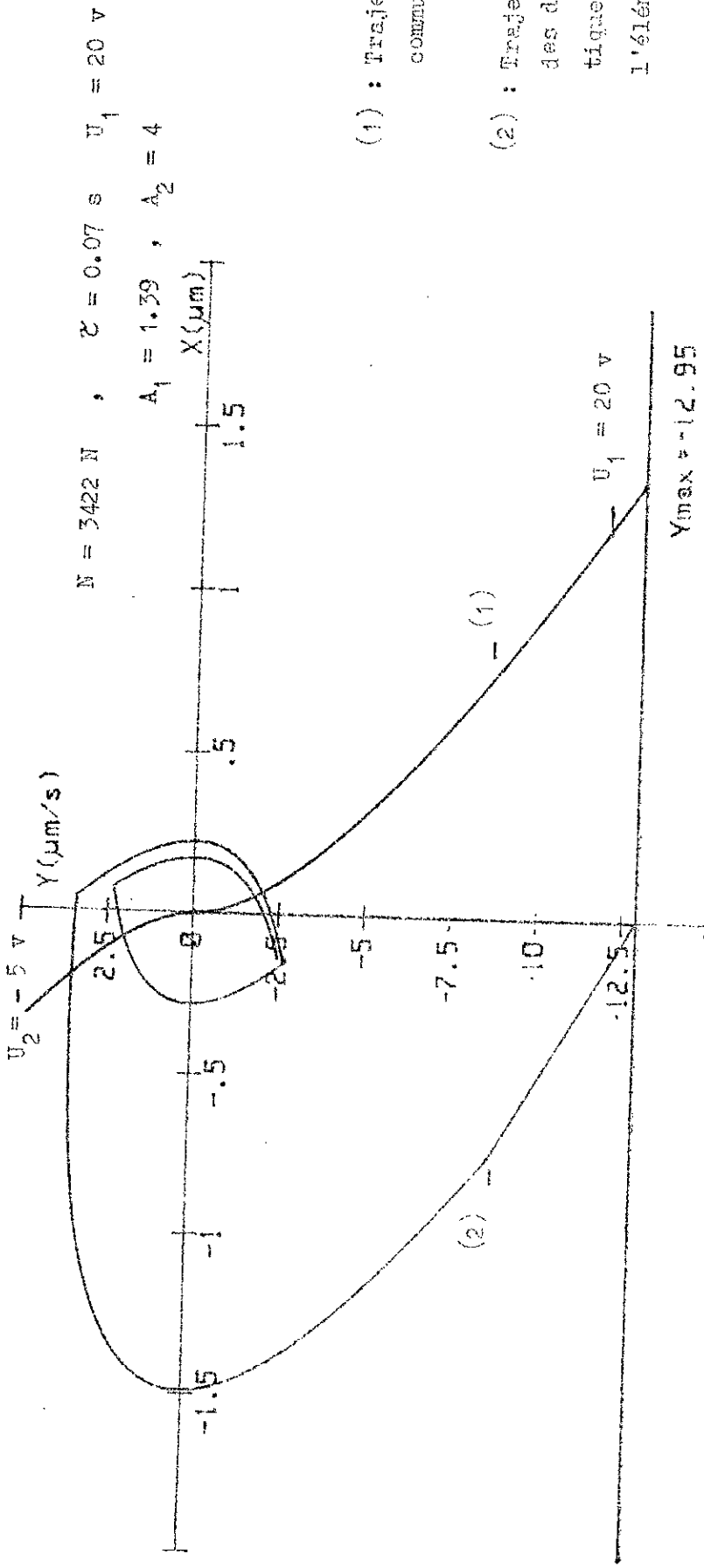
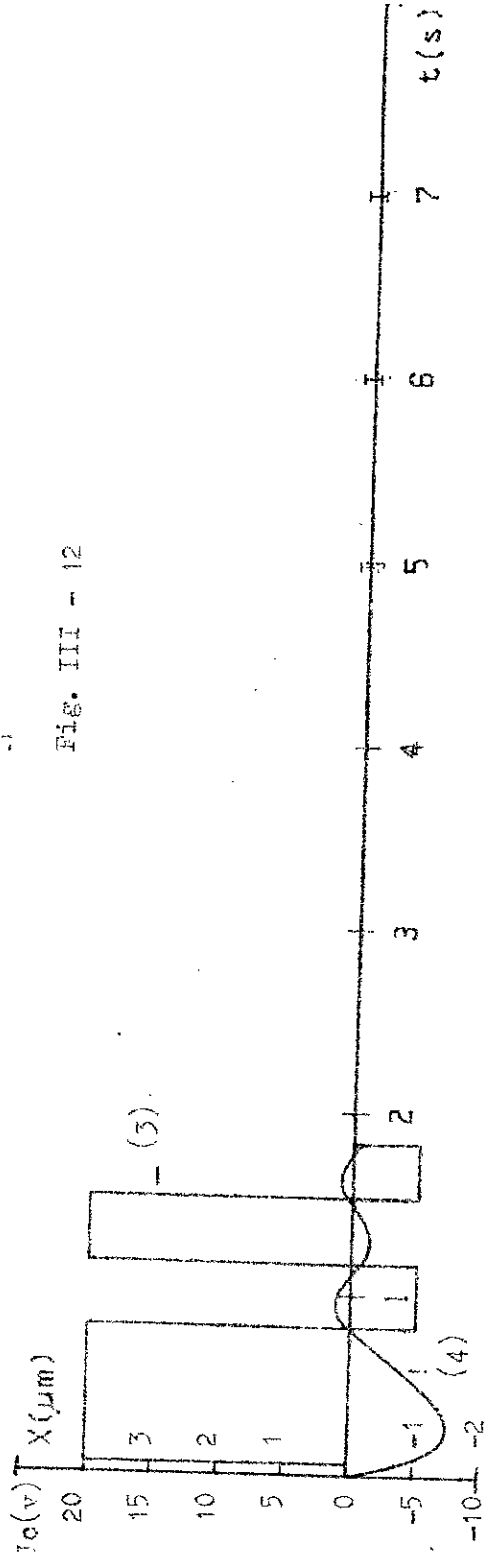


Fig. III - 12

- (1) : Trajectoire de commutation optimale.
- (2) : Trajectoire de phase des déformations élastiques du bâti, avec l'élément de retard.



- (3) : Entrée
- (4) : Sortie

Fig. III - 13

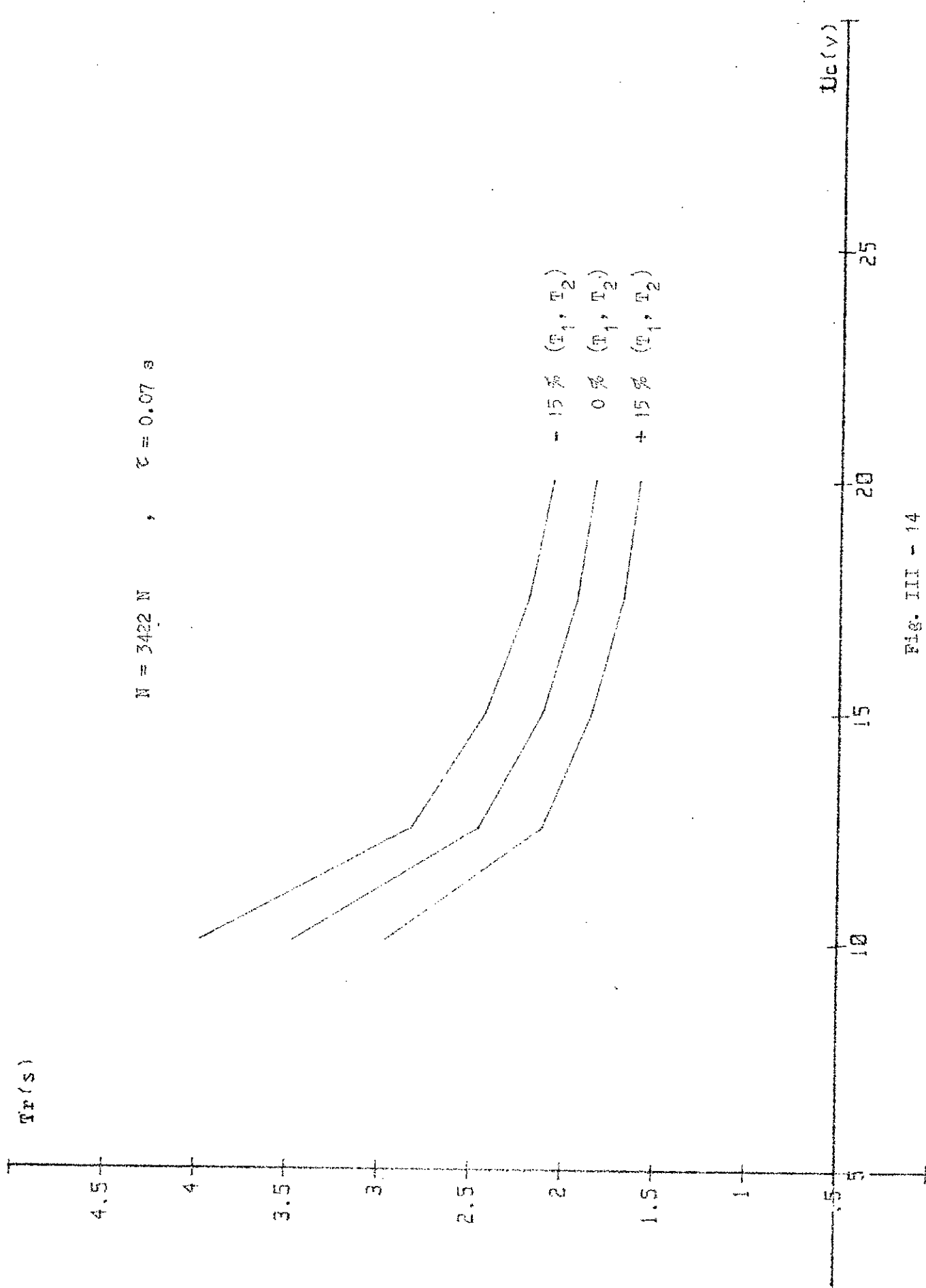


Fig. III - 14

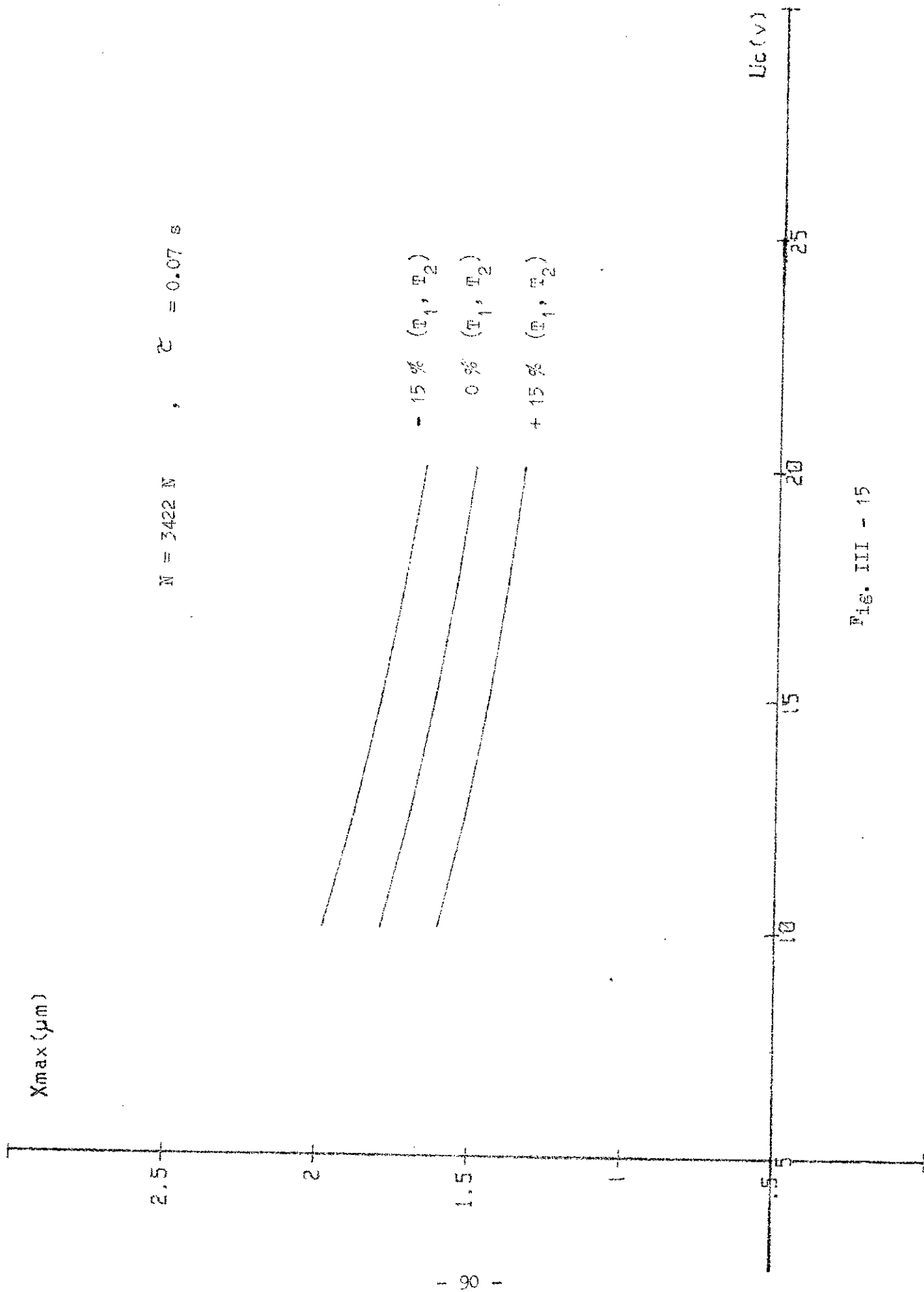


Fig. III - 15

l'élément de retard montrent que t_2 augmente légèrement avec la tension de commande U_1 alors que t_1 diminue. Ceci s'explique par le fait que la structure hydraulique emmagasine beaucoup plus d'énergie en un minimum de temps quand la tension de commande U_1 augmente. Le retour à l'état stable en compensant l'effet de la charge nécessite l'application d'une tension de commande inverse U_2 pendant une durée t_2 .

Les caractéristiques $t_r = f(U_1)$ et $X_{max} = f(U_1)$ montrent que l'écart dynamique maximum et la durée du régime transitoire diminuent avec une augmentation de la tension de commande U_1 .

Ceci s'explique par le fait que l'augmentation de la pression d'entrée P_e permet à la structure hydraulique de compenser l'effet de la charge en un minimum de temps avec un écart dynamique plus faible.

La caractéristique $t_r = f(X_{max})$ (voir Fig. III-10) représente le domaine de performance dynamique optimal pour une charge donnée. Nous pouvons alors le prendre comme un domaine de référence permettant de modifier ou d'améliorer la conception des éléments de la structure hydraulique.

Pour la modification, nous agissons sur les paramètres des constantes de temps en particulier la rigidité.

Dans le cas du modèle de réglage avec l'élément de retard, la réponse de la structure à une tension de commande U_c (voir Fig III-13) montre que nous n'avons pas besoin de compenser le temps de retard le processus tend à se stabiliser pour une limitation et un temps de retard donnés. Par ailleurs la tension de commande optimale que nous choisissons est fonction de la charge

et l' écart dynamique minimal atteint en régime établi . Cet écart est limité à $\pm 5\%$ de l'état stable du bâti.

III-5 CONCLUSION :

Pour maintenir ces performances dynamiques stables :durée et écart dynamique optimaux du régime transitoire, nous proposons le même régulateur (calculateur avec deux interfaces).

Dans le calculateur, nous introduisons les paramètres physiques et les équations de la trajectoire de commutation optimale correspondant respectivement à U_1 et U_2 .

$$U_c = U_{lop}$$

$$\left\{ \left(y + \frac{1}{T_1} \right) \cdot (x - A) / \left(-\frac{1}{T_1} \right) \cdot A \right\}^b = \left\{ \left(y + \frac{1}{T_2} \right) \cdot (x - A) / \left(-\frac{1}{T_2} \right) \cdot A \right\}^a$$

$$U_c = U_2$$

$$\left\{ \left(y + \frac{1}{T_1} \right) \cdot (x - B) / \left(-\frac{1}{T_1} \right) \cdot B \right\}^b = \left\{ \left(y + \frac{1}{T_2} \right) \cdot (x - B) / \left(-\frac{1}{T_2} \right) \cdot B \right\}^a$$

Le calculateur compare ensuite un couple mesuré de (x_{mi}, y_{mi}) avec toutes les couples théoriques de la trajectoire de commutation (x_j, y_j) chaque période d'échantillonnage .Une fois nous avons l'égalité $x_j = x_{mi}$ et $y_j = y_{mi}$, le calculateur détermine les lois de commande optimal partir des équations données comme suit :

$$U_c = U_{lop}$$

$$\sigma_1' = \left\{ \left(y + \frac{1}{T_1} \right) \cdot (x - A) / \left(-\frac{1}{T_1} \right) \cdot A \right\}^b - \left\{ \left(y + \frac{1}{T_2} \right) \cdot (x - A) / \left(-\frac{1}{T_2} \right) \cdot A \right\}^a$$

$$U_c = 0$$

$$\sigma^2 = \left(\frac{(y_m + (1/T)_l) \cdot (x_m - B))}{(-1/T)_l \cdot A} \right)^b - \left(\frac{(y_m + (1/T)_l) \cdot (x_m - A)}{(-1/T)_l \cdot A} \right)^a$$

La valeur numérique de la loi de commande optimale sera convertit en une tension suffisante pour déclencher le relais .

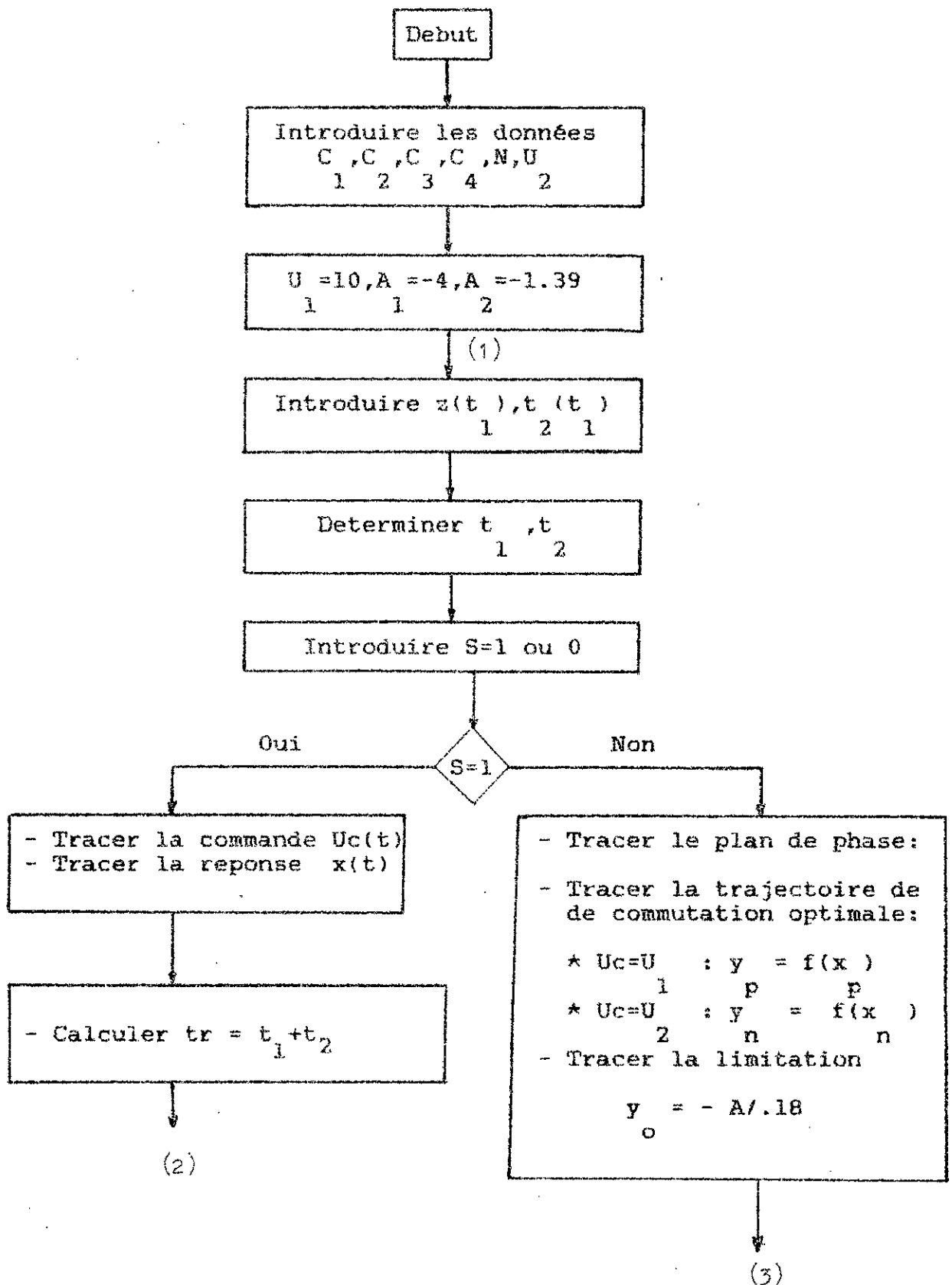
Dans l'algorithme de calcul de ces lois de commande, nous introduisons un test de comparaison. Ce test sert à comparer les amplitudes de deux oscillations successives . Une fois que leurs amplitude sont presque égales ($E=0.005$), le calculateur envoie une commande permettant de déclencher le relais en donnant à sa sortie une tension de commande moyenne correspondant au fonctionnement normal du système hydraulique en régime établi.

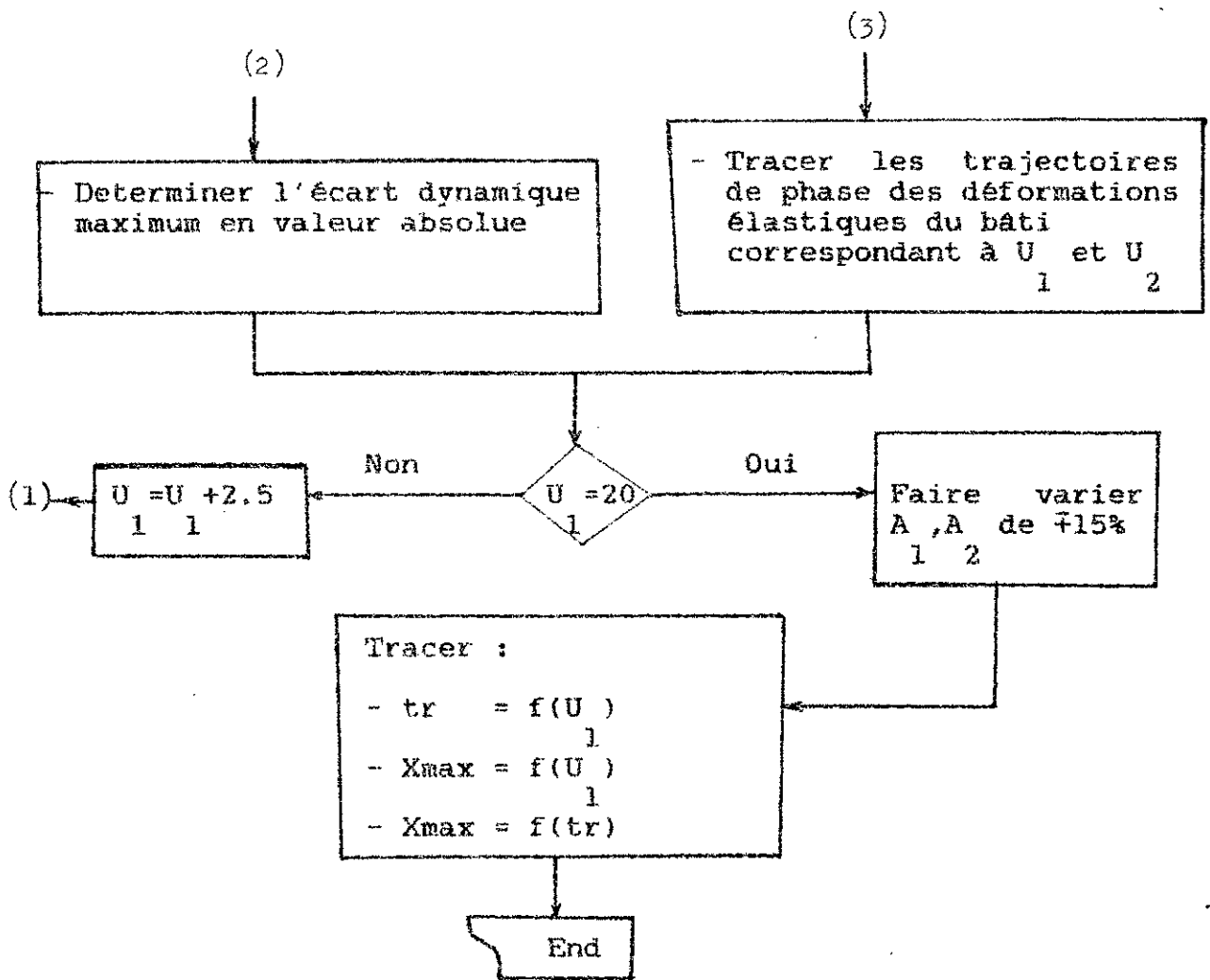
Le calcul de ces lois se fait pendant le temps de retard et ceci pour avoir la synchronisation entre le temps réel du processus et le temps de détermination des lois de commande .

L'insertion de ce régulateur dans la machine permet aussi de stabiliser la position du bâti, des deux montants par conséquent celle du portique. Il diminue les usures et les déformations des glissières, d'où augmentation de la durée de vie du bâti.

SYSTEME DE COMPENSATION DES DEFORMATIONS ELASTIQUES DU BATI

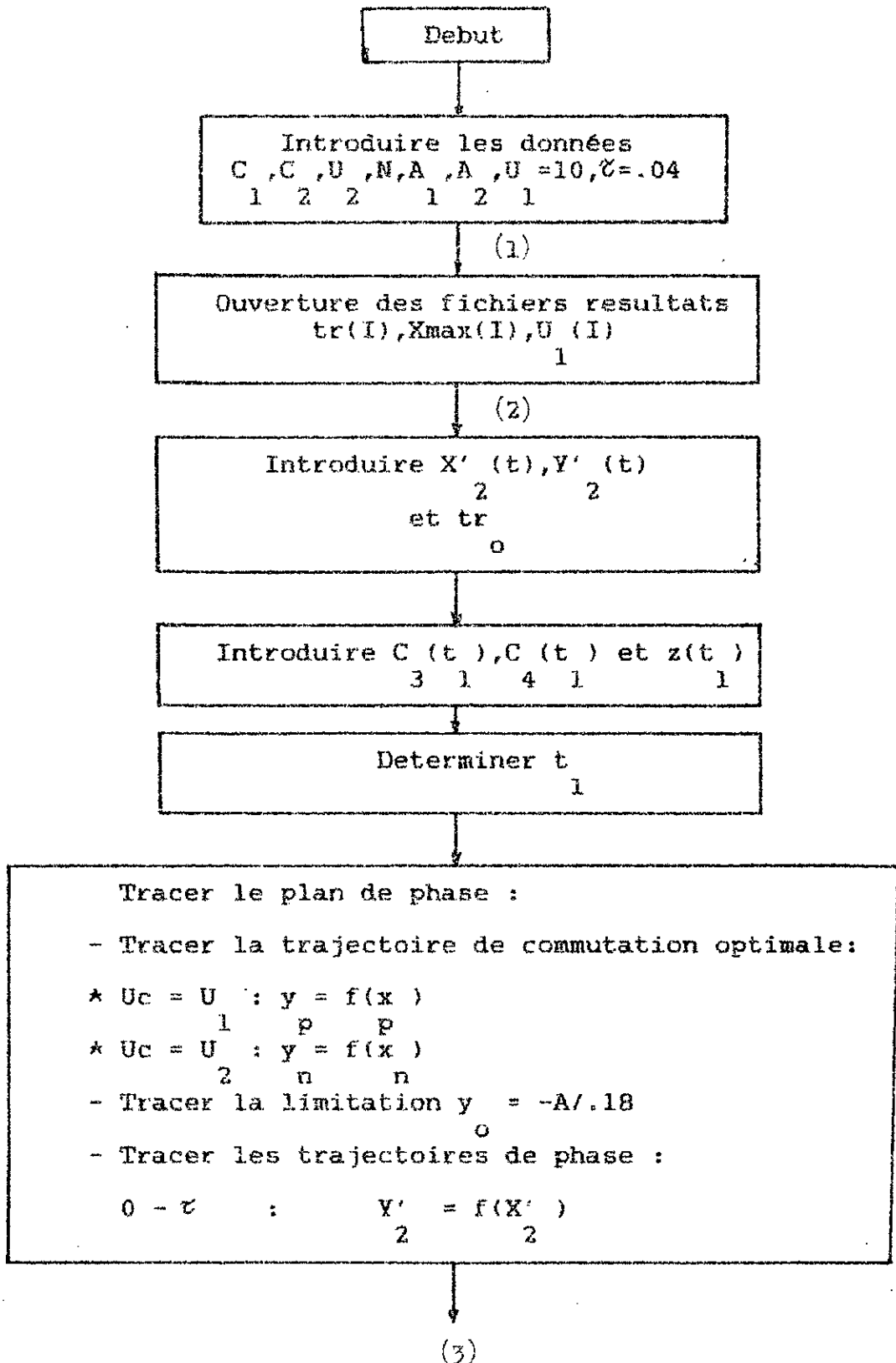
Algorithme de calcul du modèle de réglage sans l'élément de retard





SYSTEME DE COMPENSATION DES DEFORMATIONS ELASTIQUES DU BATI

Algorithme de calcul du modèle de réglage
avec l'élément de retard



(3)

$0 - t + \tau :$ $y = f(x)$
 1 1 1
 $0 - t$ eventuel $y = f(x)$
 2 2 2

Déterminer t correspondant à l'intersection
 2
de la trajectoire de commutation optimale et
 $y = f(x)$ et la trajectoire de phase $y=f(x)$.
 P P 2 2

Continuer à tracer la trajectoire de phase $y = f(x)$
 2 2
jusqu'à $t + \tau$ et déterminer $X = x(t + \tau)$.
 2 $2f$ 2 2

Determiner l'écart le plus grand
en valeur absolue

Tracer la commande $U_c(t+\tau)$
 o
Tracer la réponse $x(t+\tau)$
 o

Determiner $\tau = \tau + (t + \tau) + (t + \tau)$
 o 1 2

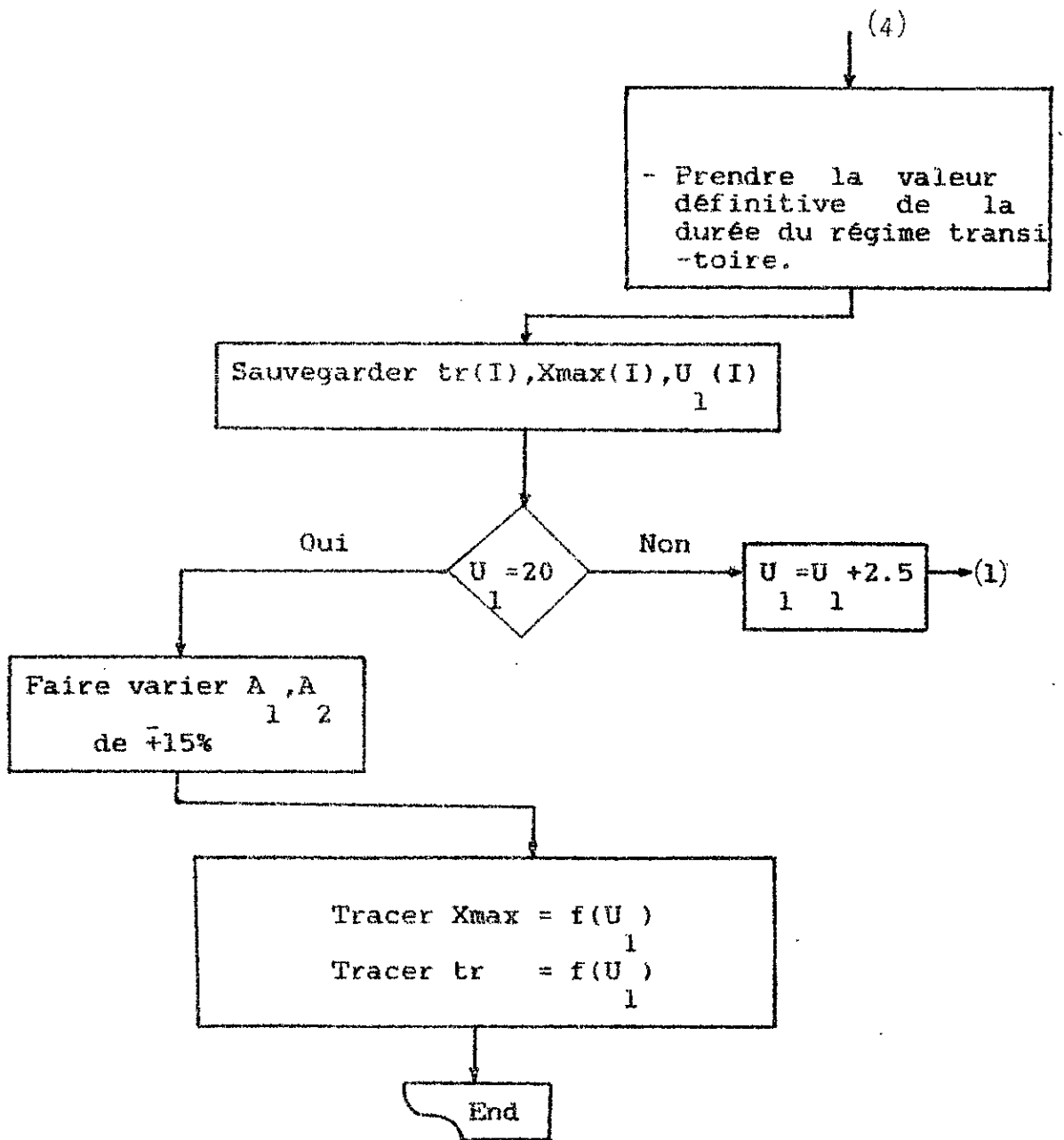
$E = .005$

Non Oui
 $X - X'(\tau) \neq \frac{E}{2}$

(2)
 $X'(\tau) = X$
 2 $2f$
 $\tau = \tau$
 o

- Prendre l'écart le plus grand en valeur absolue de toutes les oscillations.

(4)



CHAPITRE IV

CONCLUSION GENERALE:

L'étude faite à partir de la simulation montre que le modèle de réglage sans l'élément de retard pour les deux systèmes déterminent le domaine de performances dynamiques optimales. Ce domaine sera pris comme un domaine de référence permettant de modifier ou de refaire la conception des différents éléments constituant les deux systèmes.

Pour l'amélioration des performances, nous agissons sur les paramètres dépendant des caractéristiques physiques des deux systèmes .

L'étude du modèle de réglage des deux processus montre aussi que nous pouvons déterminer avec une charge importante et les contraintes réelles, les performances dynamiques optimales, en particulier, la durée du régime transitoire et l'écart dynamique minimal. Ces résultats sont obtenus à partir d'une commande optimale qui sera déduite des caractéristiques de performances: $X_{max} = f(U_c)$ et $t_r = f(U_c)$. Cette commande correspond à un excès d'énergie optimale qui sera appliquée durant le régime transitoire et ceci en présence d'une charge donnée. Une fois le régime établi est atteint, nous changeons de commande. Celle appliquée correspondra au fonctionnement normal du système .

A la fin du régime transitoire, l'écart dynamique devient plus faible. Ceci nous permettra de stabiliser la couche d'huile en

maintenant son épaisseur constante. Par ailleurs , cette performance réduira les déformations élastiques du bâti tout en le maintenant dans une position stable.

Le régulateur introduit est un régulateur numérique optimal. Il tient compte des contraintes des systèmes hydrauliques à commande automatique . Son insertion au niveau de la machine-outil augmente sa durée de fiabilité .

La méthodologie de calcul suivie dans ce travail de recherche peut être appliquée à n'importe quel système ayant le même modèle mathématique de un de ceux déjà étudiés (mêmes fonctions de transfert).

Avec les conditions que nous avons données pour les deux systèmes et afin d'avoir le déclenchement du relais au niveau de la trajectoire de commutation pratique, il faut prévoir un relais à grande pente; presque 90° .

Il serait très intéressant de compléter le travail de recherche par une réalisation pratique .

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- /1/ ДЮССЕ П.
"Исследования области автоматического управления контактным объектом. Задача регулятора с учетом многосвязности объекта регулирования (поставка)".
Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 5 05.254 - Автоматическое управление и регулирование. 160 стр., 1971.
- /2/ GELBERG.E ; PEKLIS.C
Réparation de l'équipement industriel
Edition MIR 1981
Traduit en français en 1987
- /3/ MORRIS .M.M
La commande automatique dans l'industrie
Principes fondamentaux - technique de base
Edition Masson et Cie Paris 1971
- /4/ NASLIN .P
Introduction à la théorie de la commande optimale
Edition Dunod 1983
- /5/ NASLIN .P
Théorie de la commande et conduite optimale
Edition Dunod 1973
- /6/ FELDBAUM .A
Principes théoriques des systèmes asservis optimaux
Edition MIR 1972
- /7/ РАВВА И.С.
Точность систем.
Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. 1982г.

- /8/ Пашинков С.А.
Исследование систем автоматического управления положением
поворотных двигателей станков с учётом многосвязности объекта
(на примере станки).
Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических
наук 1975г. Куйбышев.
- /9/ JOLYS.R - LABILLE.R
Technologie des fabrications mécaniques
Usinage automatique - II
Perçage - Fraisage
Fascicule n° 20 1970
- /10/ HENRY.F et POURET.M
Rectification, Superfinition
Technologie d'usinage
Edition Ercyilles 1960
- /11/ Lee .E.S
Optimisation by Pontriaguin's Maximum
Principe of the analog computer
Phillips Petroleum Company Bartleville, Oklahoma
p 524-531 1963
- /12/ Пересадько Ю.В.
Цифровой способ управления приводом автоматических систем.
"Машиноведение", №2, 1986г., стр.49-53.
- /13/ PATRIK GUELLE
Asservissement de position compatible microprocesseur .
Electronique application n°16 page 29 1988
- /14/ HANSRUEDI BOHLER
Conception des systèmes automatiques
1ère édition ISBN 2-88074.149.1 1988

/15/ FRANCESCHI MAURICE

Modélisation et commande échantillonnée d'un système constitué d'un amplificateur à thyristor associé à un moteur
Thèse de doctorat 3ème cycle 1978

/16/ BLADORE

Les CN de machines-outils en marche vers les ateliers flexibles p. 66-73 1988

/17/ CLAUDE FOLGAR

Technique de l'emploi des relais dans les machines automatiques
Edition Eroylla 1968

/18/ GIJSBERS TOM G.

Colath, the two-axis computer numerical controlled (CNC) interferometer controlled diamond turning capability of Philips Research.
N°5 vol 235 p 44-49 1980

/19/ Les moteurs hydrauliques p 27-29
Revue "Entrainement et Systèmes" N° Hors série Août 1986

ANNEXE A

CAPTEURS A PONT DE RESISTANCES

Les capteurs que nous avons utilisé pour les deux systèmes à commande automatique sont des capteurs à pont de résistance (voir Fig.A1). Ce pont est constitué de deux bobines avec noyaux de fer et deux résistances /1/.

L'impédance des deux bobines est donnée par : R_1+jX_1 et R_4+jX_4

Les résistances sont : R_2 et R_3

La première bobine se trouve dans le panneau de commande, elle sert à fixer la consigne y_0 (voir Fig.A2) .

y : espace bobine-fer

La deuxième bobine se trouve à l'intérieur de la table d'usinage à une distance d , où le fer des glissières du bâti représente son noyau (voir Fig.A3). La distance d est de l'ordre de 10 à 15 mm

Les résistances R_2 et R_3 sont dans le panneau de commande .

La tension U_{cd} est une tension variable, car elle dépend de la résistance magnétique du capteur situant à l'intérieur de la table d'usinage .

$$U_{cd} = U_{ab} \cdot \left(\frac{Z_1}{Z_1+Z_2} - \frac{Z_4}{Z_3+Z_4} \right) \quad (1)$$

ou :

$$Z_1 = R_1+jX_1$$

$$Z_4 = R_4+jX_4$$

$$Z_2 = Z_3 = R_2 = R_3$$

$$\varphi = \text{Arctg} \frac{(X1-X4) \cdot ((R1+R2) - X1 \cdot X4) - (R1-R4) \cdot ((R1+R2) \cdot (X1+X4))}{(R1-R4) \cdot ((R1+R2) - X1 \cdot X4) - (X1 - X4) \cdot (R1+R2)} \quad (2)$$

Le pont est en équilibre si $\varphi = \pi/2$.

Le choix des résistances a été fait de manière à ce que :

$$R1+R2 \approx R2+R4$$

Donc :

$$(R1-R4) \cdot ((R1+R2) - X1 \cdot X4) - (X1 - X4) \cdot (R1+R2) = 0$$

Nous posons :

$$R1+R2 = a ; R1-R4 = b ; X1-X4 = X^*$$

Nous remplaçons dans (2), nous obtenons :

$$X^* = \frac{b \cdot (a - X1)^2}{X1 \cdot (2 \cdot a + b)}$$

Les résistances ont été choisies de manière à ce que $2a \gg b$

X^* s'écrit :

$$X^* = \frac{a^2 - X1^2}{2 \cdot a \cdot X1} \cdot b$$

Si $X2$ varie de $\Delta X \Rightarrow \Delta \varphi = \varphi_1 - \varphi_2$

Où :

φ_1 représente le déphasage de U_{cd} par rapport à U_{ab} lorsque $X = X1$

φ_2 représente le déphasage de U_{cd} par rapport à U_{ab} lorsque $X = X1 + \Delta X$

$$\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = \text{arctg} \frac{b \cdot \Delta X}{b^2 + X_1^2}$$

$$\Delta\varphi \rightarrow 0$$

$$\Rightarrow \Delta\varphi = \frac{4 \cdot a^2 \cdot X_1^2}{b \cdot (a^2 + X_1^2)} \cdot \Delta X$$

Où :

$$\Delta X = \frac{X_1}{\sqrt{2} \cdot \mu_0 \cdot S \cdot R} \cdot \Delta y$$

$$\Delta\varphi = \frac{4 \cdot a^2 \cdot X_1^3}{\sqrt{2} \cdot \mu_0 \cdot S \cdot R \cdot b \cdot (a^2 + X_1^2)} \cdot \Delta y$$

$$K = \Delta\varphi / \Delta y = \frac{4 \cdot a^2 \cdot X_1^3}{\sqrt{2} \cdot \mu_0 \cdot S \cdot R \cdot b \cdot (a^2 + X_1^2)} \quad (3)$$

$$R_y = R_{ve} + R_0$$

R_0 : La réluctance du circuit capteur .

$$R_0 = \frac{y}{\sqrt{2} \cdot \mu_0 \cdot S}$$

y : Epaisseur de l'air

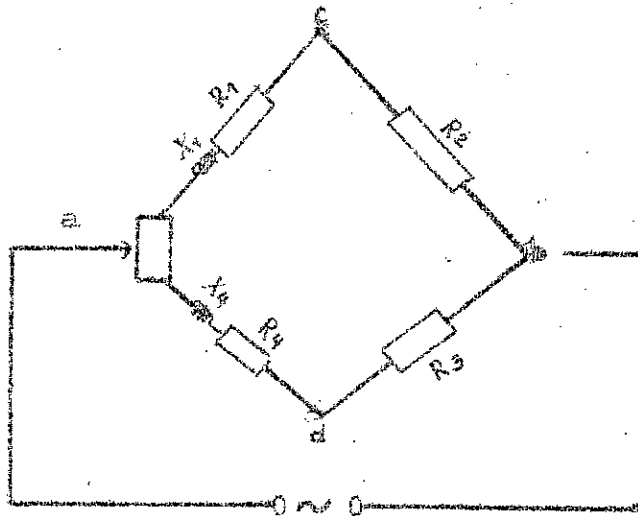
μ_0 : Permiabilité

S : Surface utile embrassée par le flux

L'analyse de l'expression (3) montre que :

1° Quand y varie de $\pm 2 \mu\text{m}$, le gain reste constant

2° La variation de la température de $\pm 1^\circ\text{C}$ fait varier y de $\pm 0.1 \mu\text{m}$
(voir Fig.A4) .



10 v - 500 Khz

Fig.A1 : Capteur à pont de résistances

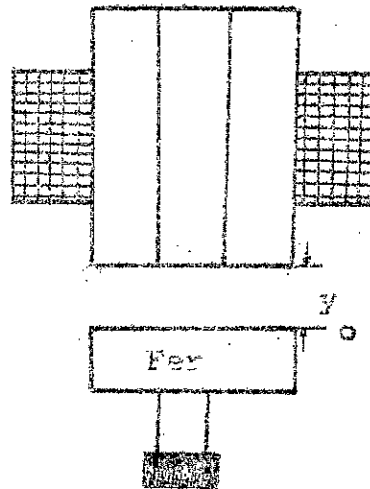


Fig.A2 : Bobine du panneau de commande

Trou dans la table

d'usinage

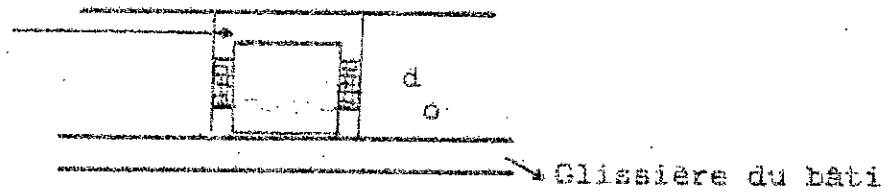


Fig.A3 : bobine de la table d'usinage

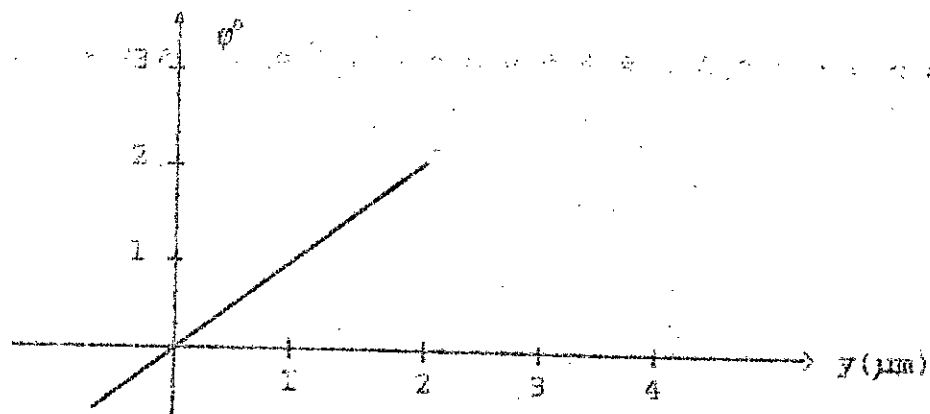


Fig.A4 : Variation du déphasage en fonction
de l'épaisseur de l'air .

ANNEXE B 1

MACHINE A POINTIER A C.N.

Les machines Hydroptic de la S.I.P. (Société Genevoise d'Instruments de Physique) sont utilisées à la fabrication des pièces mécaniques. Une commande numérique leur a été incorporée afin de réduire les temps morts qui se présentent en utilisation manuelle/9/.

I. MACHINE HYDROPTIC 6A (fig.E1)

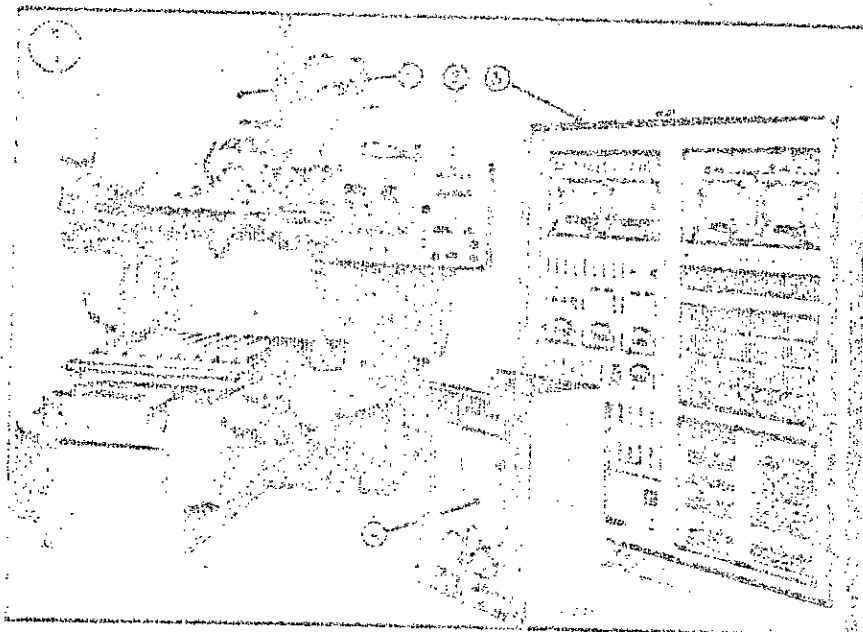
Caractéristiques.

1.Capacités de travail

- Course normale de la table : 1 000 mm.
- Course de réglage à main : 65 mm.
- Course automatique avec C.N. : 950 mm.
- Course nominale du coulisseau porte-broche : 700 mm.
- Course automatique avec C.N. : 690 mm.
- Passage sous le nez de broche maxi : 1 000 mm.
(broche rentrée) mini : 200 mm.
- Passage entre montants : 1 100 mm.
- Course verticale de la traverse mobile : 795 mm.
- Passage maxi sous la traverse : 955 mm.

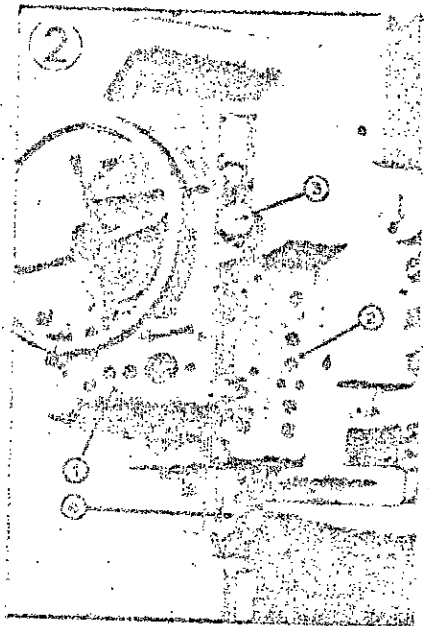
2.Table de travail.

- Surface utile : 1 100X842 mm.
- Charge maxi admissible : 1 000 kg.
- Largeur des rainures à té : 16 H7 (mm).
- Déplacement fin par volant : 0,15 mm/tr.
- Avances hydrauliques en mm/mn :
en commande continue manuelle de 50 à 500 mm/mn.



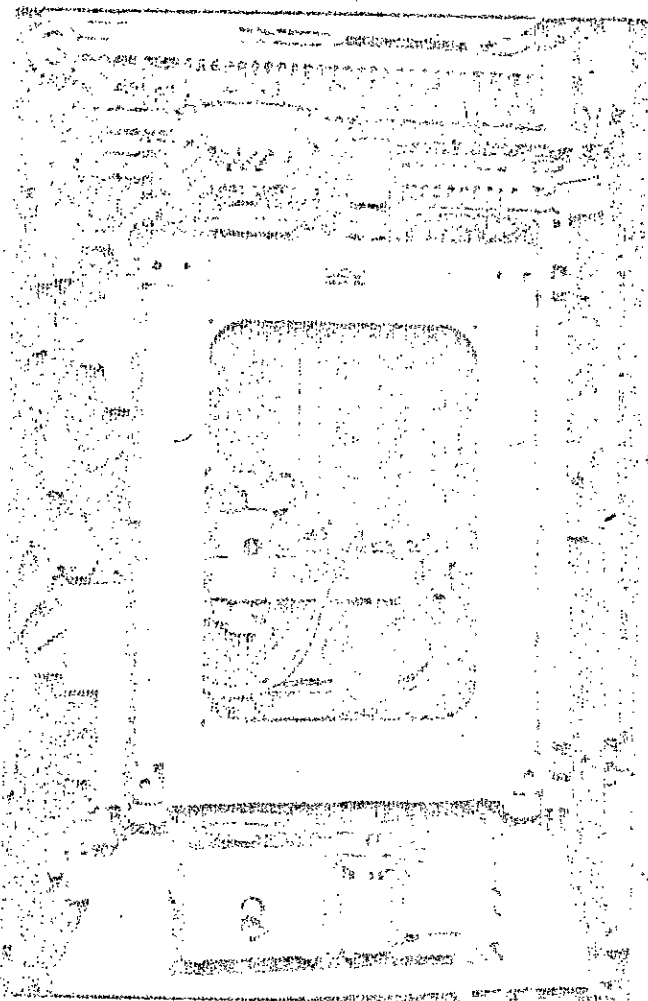
MACHINE À POINTER

Fig. 81. Ligne S.G.I.P. machine hydraulique, type (ACN). (1) Potentiomètre; (2) Panneau de commande; (3) Couverture de commande.



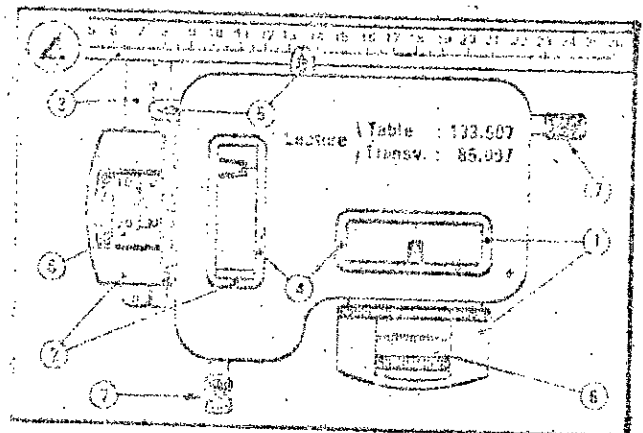
POUÉE PORTE-BROCHE

Fig. 82. Ligne S.G.I.P. (1) Commande de la broche, Avance, Sans, Desserrage au fil; (2) Commande de rotation et orientation des positions; (3) Lecture de Broche.



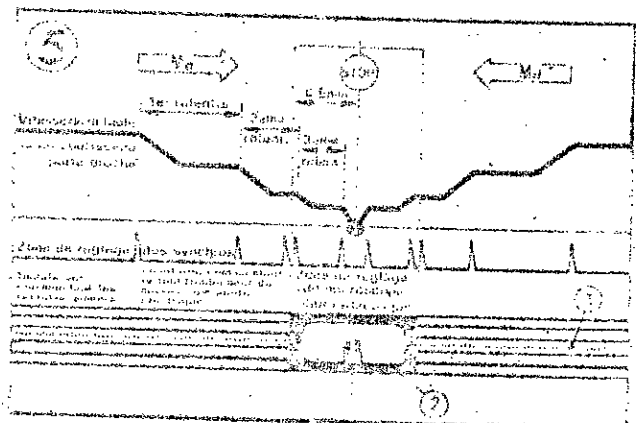
MÉMOIRE MAGNÉTIQUE DE LA BROCHE

Fig. 83. Ligne S.G.I.P. Le dispositif électronique qui a permis de programmer et d'enregistrer les déplacements de la broche sur table Z.



LECTURE SUR ÉCRANS

Fig. 84. Description. (1) Ordonnée de la table, $X = 133,607$ mm; (2) Ordonnée en chariot, $Y = 85,097$ mm. (3) Règles auxiliaires repèrent les états; (4) Écrans; (5) Index; (6) Tambours à valeurs pour lecture au 0,001 mm; (7) Réglages des index micrométriques.



RÉGLAGES DES COORDONNÉES

Fig. 85. Le réglage automatique est accompli par un triple système de synchros qui assure la sélection du bras de la règle étalon (1) en parallèle avec le tambour micrométrique du système optique (2) est réglé automatiquement.

en commande automatique :

50 - 70 - 100 - 140 - 200 - 280 - 375 - 500 mm/mn.

- Avances pour déplacements rapides : 2 500 mm/mn.

3. Coulisseau porte-broche (Quill).

- Déplacement rapide automatique : 1 500 mm/mn.

- Avances de fraisage A = 22 - 45 - 90 : 180 mm/mn.

- Déplacement par bouton de réglage fin : 0,5 mm/tr.

4. Broche.

- Puissance du moteur: 6 Kw (8 ch).

- Diamètre du Quill : 135 mm.

- Nez de broche ; interne CM4, externe SIP4.

- Vitesses n de rotation en tr/mn :

40, 52, 65, 80, 105, 130, 160, 205, 250, 320, 410, 500, 625,

800, 1 000, 1 250, 1 600, 2 000.

- Avance a mm/tr :

0,04, 0,07, 0,10, 0,15, 0,24, 0,35.

- Course du coulisseau : 300 mm.

- Déplacement d'approche rapide automatique : 1000 et 3000 mm

- Capacité de perçage (dans le plein) : 0 - 60 mm.

- Capacité d'alésage : 0 - 300 mm.

- Capacité fonte (A = 250) ; l = 100 ; p = 6mm.

de fraisage dans acier (A = 220) ; l = 100 ; p = 5mm.

alum. (A = 300) ; l = 100 ; p = 7mm.

5. Dispositifs de mesure.

- Lecture sur règles extérieures : 1 mm.

- Division des règles étalons incorporées : 1 mm.

- Lecture des déplacements aux micromètres :

avec tambour : 0,01 mm ; avec vernier : 0,001 mm.

- Positionnements automatiques par microscopes photo-électriques
 - Dispositif de mesure en profondeur de la broche
- capacité de mesure :
300 mm.
lecture : 0,01 mm.

6. Masse.

Avec équipement C.N. net environ : 11 325 Kg.

et accessoires normaux net environ : 15 850 Kg.

7. Mots de code : HYCEN.

* Utilisation.

Cette machine de précision permet d'entreprendre, sans recours à des outillages spéciaux, dans des délais courts, l'usinage de pièces souvent compliquées, lancées en petites moyennes séries et dont les tolérances sont parfois très serrées. Les déplacements de la table se font par contrôle hydro-électrique du distributeur hydraulique, ceux de la poupée par sélection électrique et embrayages électromagnétiques dans la boîte de vitesses.

Une commande numérique à ruban perforé S.I.P. -C.N. permet en général un gain de temps d'usinage de l'ordre de 50% par rapport à la commande manuelle.

II. COMMANDE NUMERIQUE

Elle permet d'effectuer en fonctionnement automatique ou semi-automatique tous les usinages possibles sur cette machine d'une manière continue entre deux changements d'outils.

Les opérations de taraudage, de planage, et de chambrage se font en cycle semi-automatique. Pour atteindre une nouvelle

position d'alésage, les trois mouvements la table, du chariot porte-broche sur la traverse et du coulisseau de la broche sont en général simultanés à 0,001 mm.

Le code , perforé dans le ruban, doit prévoir le contournement d'un obstacle dans la séquence appropriée.

III. REGLAGE DE POSITIONNEMENT GROSSIER SUR LES C.N.R.

L'échange des outils se fait manuellement , machine à l'arrêt, grâce à un système de serrage et desserrage commandé par un moteur séparé avec bouton-poussoir d'un changement d'outil ou pour dégager une fraise en fin d'usinage , la c.n. offre la possibilité d'un positionnement à 0,5 mm de la cote maximale pour déplacer la poupée à portée de l'opérateur, hors du champ de travail , par déplacement rapide.

IV. REGLAGE FIN DES COORDONNEES A + 0,001mm.

Fig.B4. Les dispositifs de mesures optiques et les règles étalons. Ils restent, avec la base du système metrologique des machines Hydroptic. Cette solution permet à l'opérateur de vérifier visuellement les positions réelles occupées par la table ou la poupée . En commande automatique à déplacement rapide ou en avance de fraisage, les coordonnées, sont obtenues après trois ralentissements successifs, le dernier étant celui du réglage fin.

Fig.B5. Diagramme de positionnement.

Le blocage et le déblocages des chariots dans leurs glissières sont automatiques.

Le cycle de la broche démarre avant que le blocage et les contrôles de précision du positionnement ne soient effectués.

En cas d'erreur, il sera interrompu.

V. CYCLE AUTOMATIQUE DE LA BROCHE

Fig.B2. Foupée porte-broche.

Fig.B3. Mémoire magnétique d'enregistrement.

* Commande du déplacement de la broche.

Elle n'est pas faite directement ; une mémoire magnétique à soixante pistes permet de consigner les enregistrements (cycles câblés*). La piste utilisée est sélectionnée par le ruban perforé de la C.N. (N° 1 à 60).

*Déroulement du cycle.

Il se fait entre les quatre positions suivantes :

1. Changement d'outil
2. Position haute positions fixes.
3. Surface de la pièce
4. Profondeur d'usinage Positions variables.

Ma rapide : déplacement entre les positions 2 et 3.

Ma lent : travail entre les positions 3 et 4.

Les positions 3 et 4 sont enregistrées à l'aide d'un interrupteur rotatif, lors de l'usinage de la première utilisation.

Ce système évite les préréglages des outils en longueur et permet les corrections éventuelles en cours d'usinage.

La remontée se fait, en général, en vitesse rapide ou lente, en cas de rayures de l'outil.

L'amélioration des performances proposée dans cette étude concerne le type particulier de la firme S.I.P .Il s'agit d'une machine de contrôle de très haute précision. Celle-ci varie de 3 à 5 μ m . Cette machine sert à contrôler la rugosité et les défauts de circularité des pièces importantes à traiter . Le contrôle de ces pièces se fait à l'aide d'un palpeur contenant un système optique avec une pointe en diamant (voir Fig.B6,B7). Une commande numérique déplace la table à la position désirée de contrôle. Ce palpeur balaye ensuite le contour de la pièce. Sur l'écran du micro-ordinateur nous visualisons la forme de la pièce à analyser par la suite .

Dans le laboratoire de métrologie de l'université de Toulon nous avons pris des mesures sur un type des machines de contrôle identique à celle étudiée .Les résultats obtenus sont donnés par les figures B8 et B9 où :

R : Rayon de la pièce à contrôler

○ : Defaut de circularité

⊙ : Ecart entre le rayon interne et externe indiqué sur les deux figures

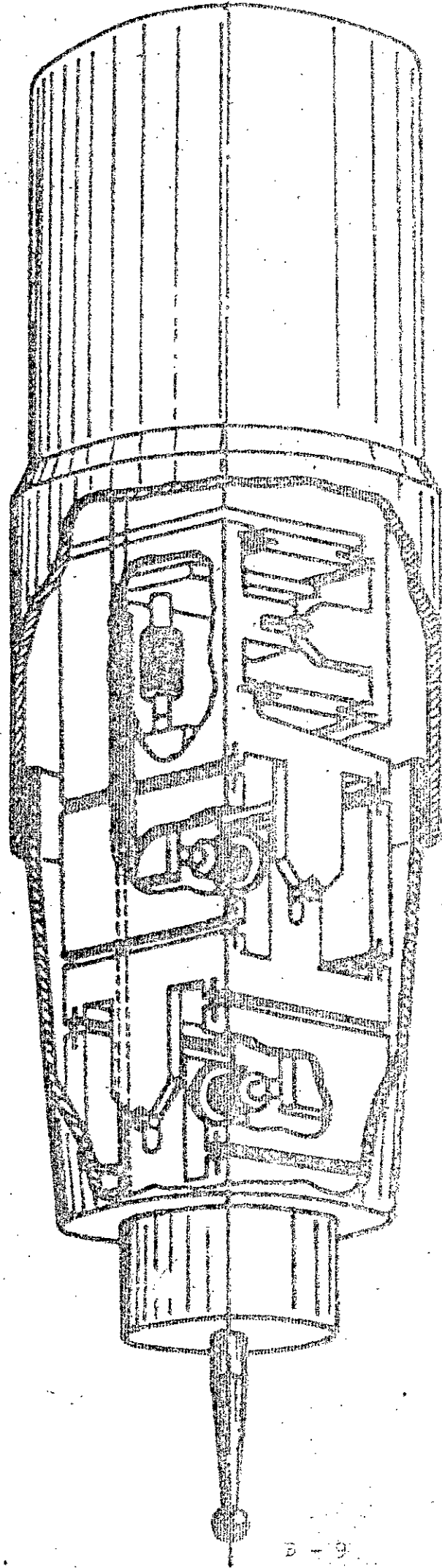
∠ : Inclinaison (angle d'inclinaison par rapport à l'excentricité)

↗ : Defaut qui tient compte de tous les défauts du cercle

Les figures B8 et B9 montrant qu'il existe des défauts sur la pièce contrôlée . Ces défauts sont dus au mode d'usinage.

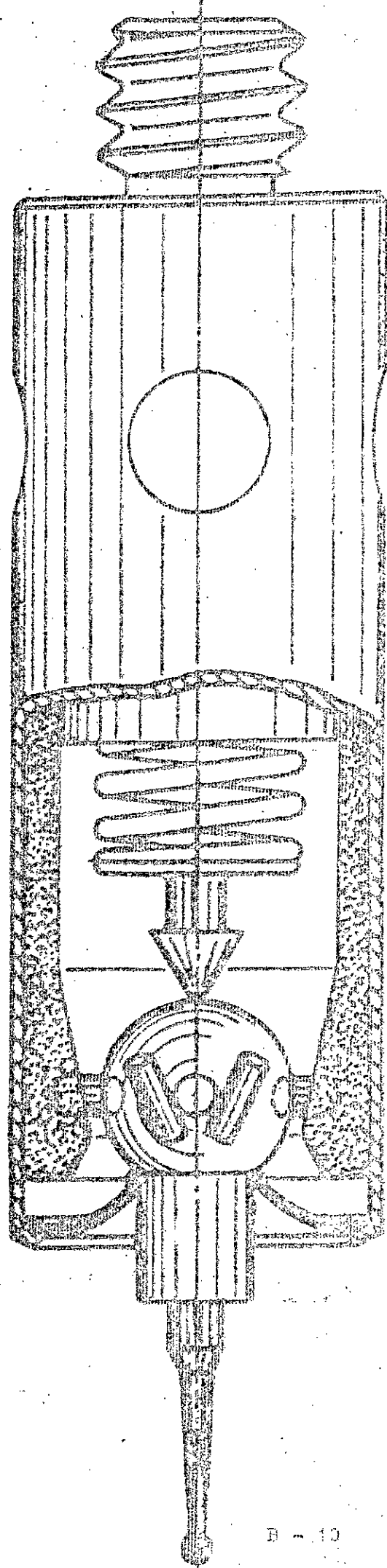
Le choix de la bande passante du filtre détecte plus de défauts (rugosité), cela dépend de la précision demandée.

Ces expériences illustrent une situation différente du problème posé dans notre étude. En effet celui-ci concerne la perte de fiabilité de la machine due au poids propre de la charge. Les solutions que nous proposons dans cette étude sont attractives. En effet, le prix de revient élevé de la machine justifie amplement l'augmentation de la durée de vie.



TETE DE PALPAGE STATIQUE

Fig. B5



TETE DE VALVE DYNAMIQUE

Fig. 37

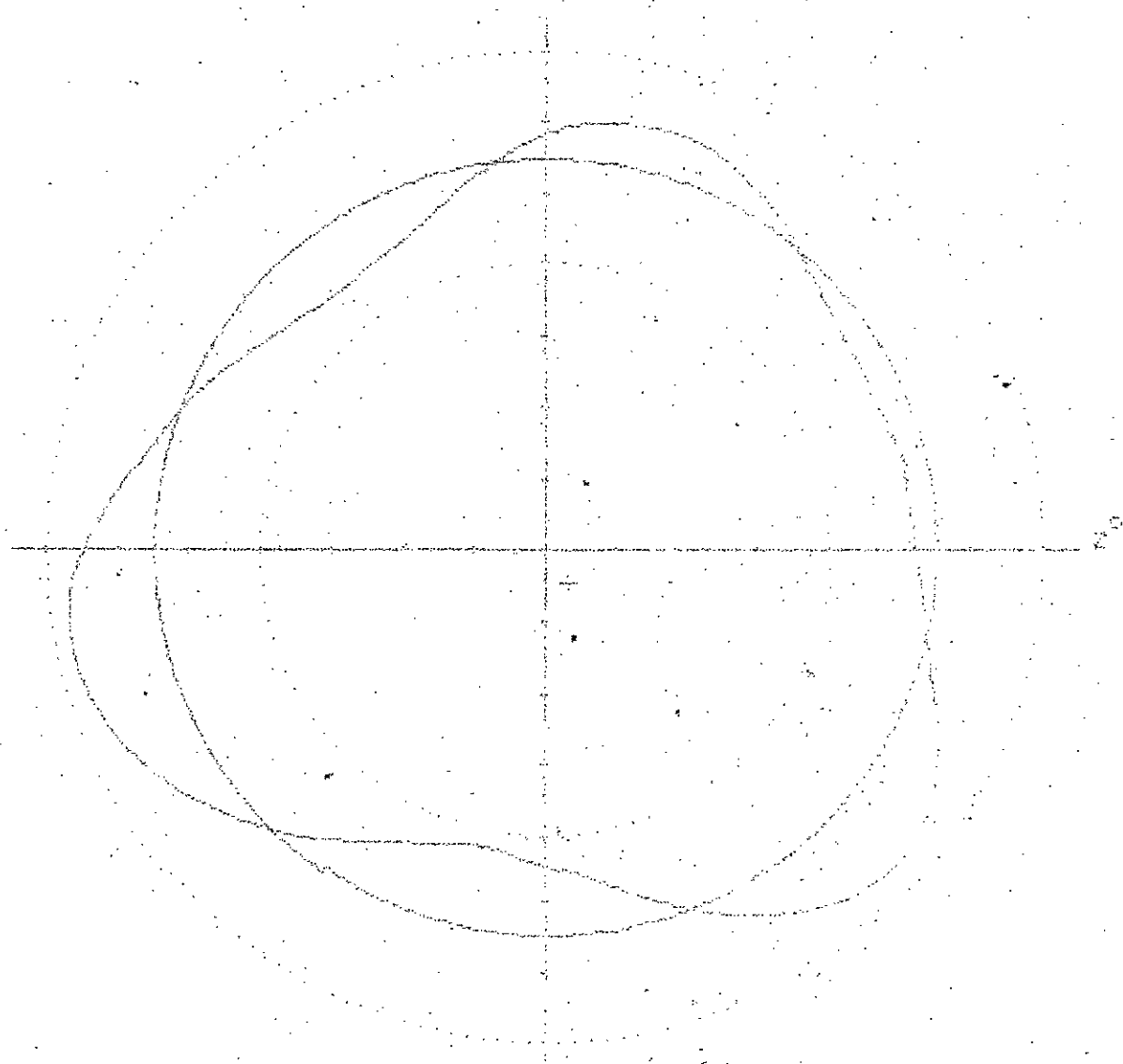
I.M.O.

TOULON

Date
Nombre Id
Remarques

10/12/1984 20:42
BACUE 80
JEAN DANIRON
Cercle

GALET sur ... 2



RESUMAT DE

R
 ○
 ⊙
 ∠
 ^

52.175 mm
 3.18 um
 9.25 um
 150.9 deg
 6.25 um

Mise au point Interne
 Facteur 2 50 mm
 Focale 5 cm
 Prof Cercle

Reference FIGIE

RTH

TR250

Fig. B6

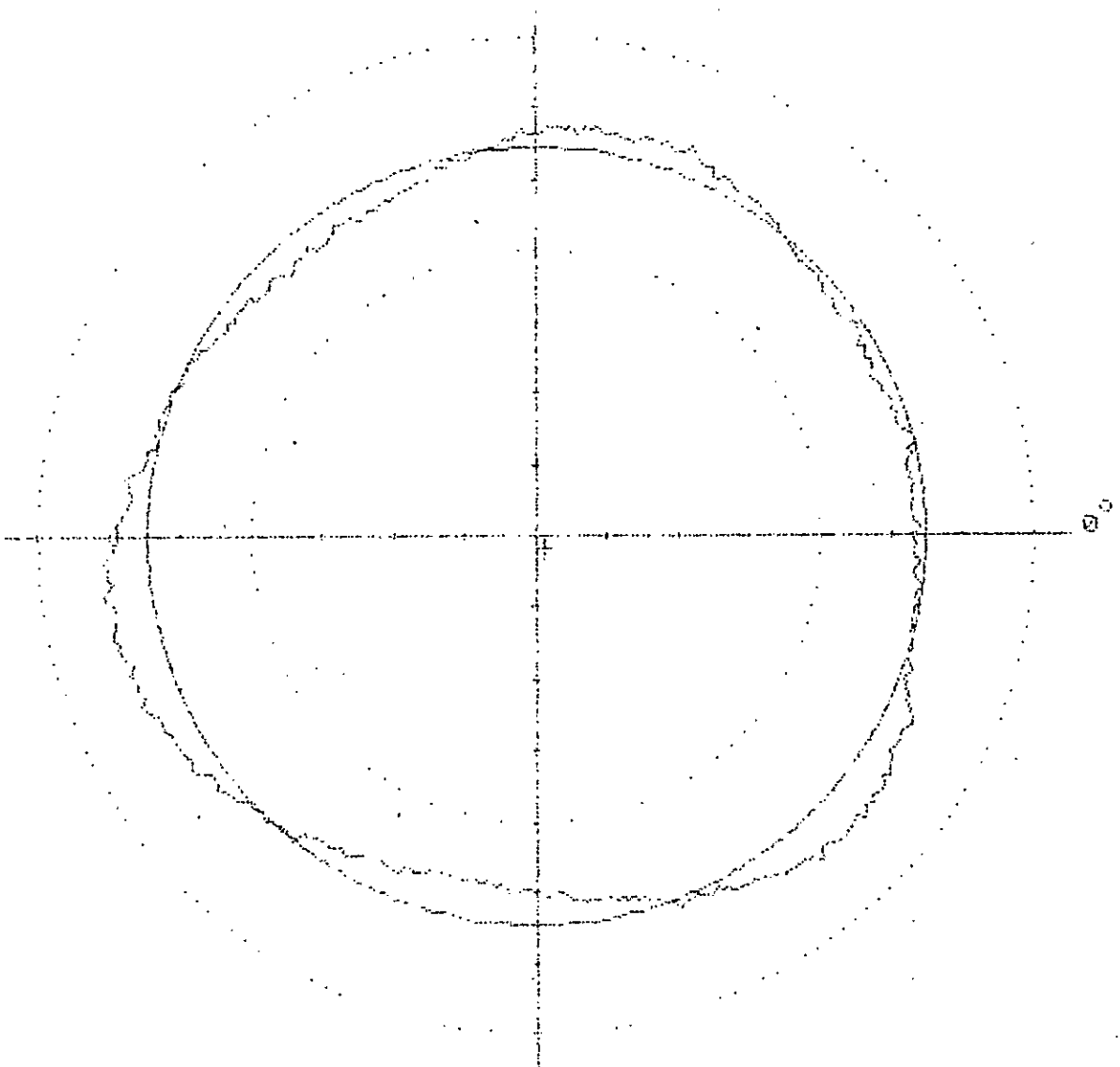
M.Q.

TOULON

le
libre 12
marques

10:12:1994 20:46
BAGUE Ø2
NEAN DANIRON
Cercle R

GALET num 2



RESULTAT LS

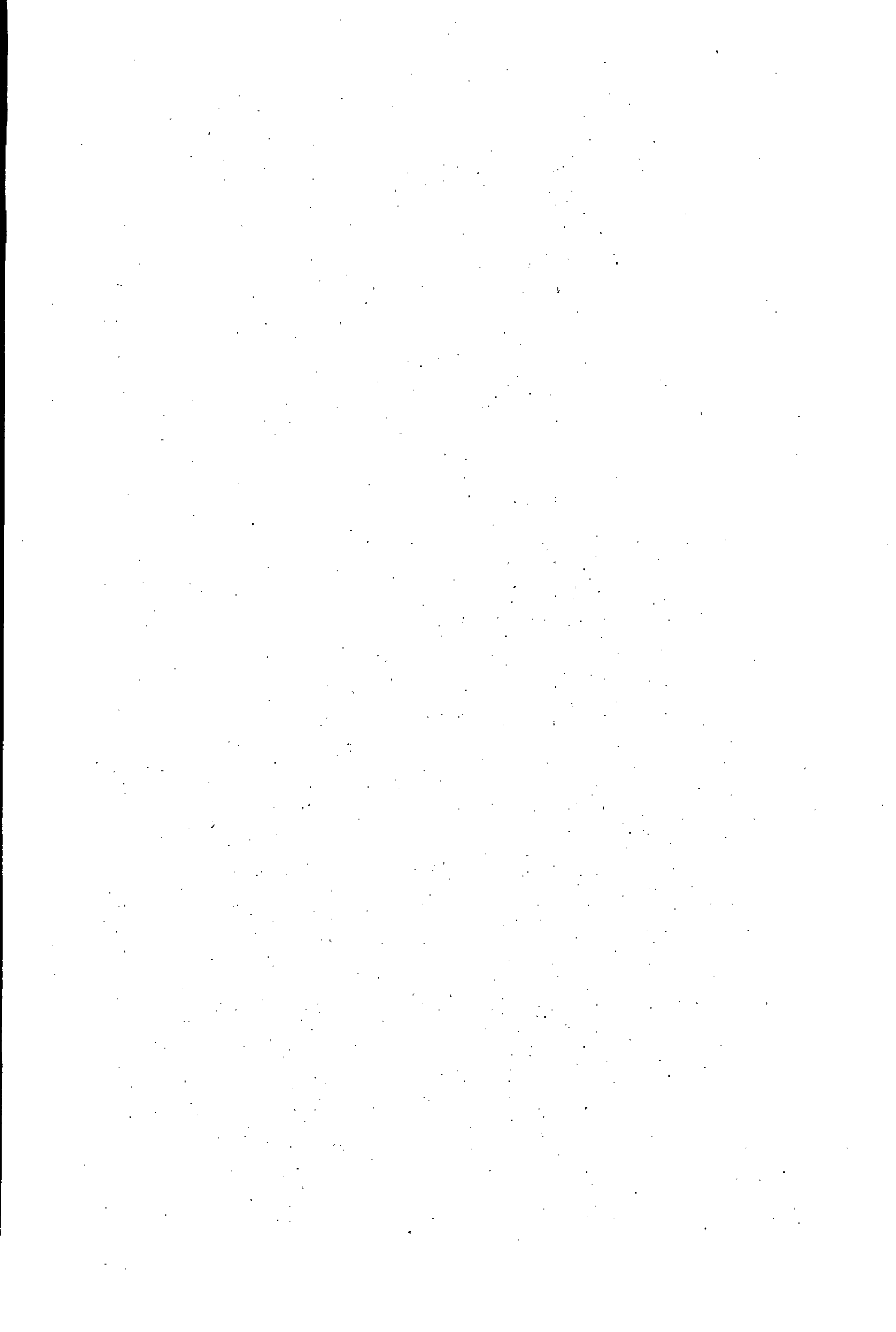
R	52.176 mm	Mois mesuro	Interne
○	8.35 mm	carteur ?	35.1 mm
⊙	2.20 mm	Filino	130 deg
∠	127.1 deg	Profil	Complet
∩	2.65 mm		

Reference : BAGUE

Fig. B9

RTH

TR250



LISTES DES FIGURES

Fig. C.1, C.4 : Evolution de la commande durant le régime transitoire.

Fig. C.2, C.5 : Evolution de l'épaisseur de la couche d'huile durant le régime transitoire.

(1) ———>	(6)	: U = 15 v ,	U = -5 v
		1	2
(2) ———>	(7)	: U = 12.5 v ,	U = -5 v
		1	2
(3) ———>	(8)	: U = 10 v ,	U = -5 v
		1	2
(4) ———>	(9)	: U = 7.5 v ,	U = -5 v
		1	2
(5) ———>	(10)	: U = 5 v ,	U = -5 v
		1	2

Exemple :

(1) : Entrée , (6) : Sortie

Fig. C.3, C.6 : Plan de phase sans l'élément de retard.

(1) : Trajectoire de commutation optimale.
 (2) : Trajectoire de phase de la couche d'huile.

Fig. C.7, C.11, C.13 : Plan de phase avec l'élément de retard.

(1) : Trajectoire de commutation optimale.
 (2) : Trajectoire de phase de la couche d'huile sans compensation du temps de retard.

Fig. C.9, C.16, C.18 : Plan de phase avec compensation du temps de retard.

(1) : Trajectoire de commutation optimale.
 (2) : Trajectoire de commutation pratique.
 (3) : Trajectoire de phase de la couche d'huile avec compensation

Fig. C.8, C.12, C.14 : Evolution de la couche d'huile et la commande durant le régime transitoire et sans la compensation du temps de retard

(3) : Entrée
 (4) : sortie

- Fig. C.10, C.17, C.19 : Evolution de la couche d'huile et la commande durant le régime transitoire
- (4) : Entrée
(5) : Sortie
- Fig. C.20 : Evolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la tension de commande U .
- C.20(a) : Avant la compensation du temps de retard
C.20(b) : Après la compensation du temps de retard
- Fig. C.21 : Evolution de la durée du régime transitoire en fonction de la tension de commande U .
- C.21(a) : Avant la compensation du temps de retard
C.21(b) : Après la compensation du temps de retard
- Fig. C.22 : Influence de la multiliasion des poches d'huile sur la caractéristique :
 $X_{max} = f(U)$
- Fig. C.23 : Influence de la multiliasion des poches d'huile sur la caractéristique :
 $t_r = f(U)$
- Fig. C.24, C.27 : Evolution de la commande durant le régime transitoire.
- Fi. C.25, C.28 : Evolution de la déformation élastique du bâti durant le régime transitoire.
- (1) —> (6) : $U_1 = 10 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$
(2) —> (7) : $U_1 = 12.5 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$
(3) —> (8) : $U_1 = 15 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$
(4) —> (9) : $U_1 = 17.5 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$
(5) —> (10) : $U_1 = 20 \text{ v}$, $U_2 = -5 \text{ v}$

Exemple :

(1) : Entrée , (6) : Sortie

Fig. C.26, C.29 : Plan de phase sans l'élément de retard

(1) : Trajectoire de phase de la déformation élastique du bâti.

(2) : Trajectoire de commutation optimale

Fig. C.30, C.32, C.34, C.36 : Plan de phase avec l'élément de retard.

(1) : Trajectoire de commutation optimale.

(2) : Trajectoire de phase de la déformation élastique du bâti

Fig. C.31, C.33, C.35, C.37 : Evolution de la commande et la déformation élastique du bâti durant le régime transitoire.

Fig. C.38 : Evolution de la durée du régime transitoire en fonction de la tension de commande U

Fig. C.39 : Evolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la tension de commande U

Fig. C.40, C.41 : Evolution de l'écart dynamique maximum en fonction de la durée du régime transitoire.

T = 1.5 N = 2000 RCF

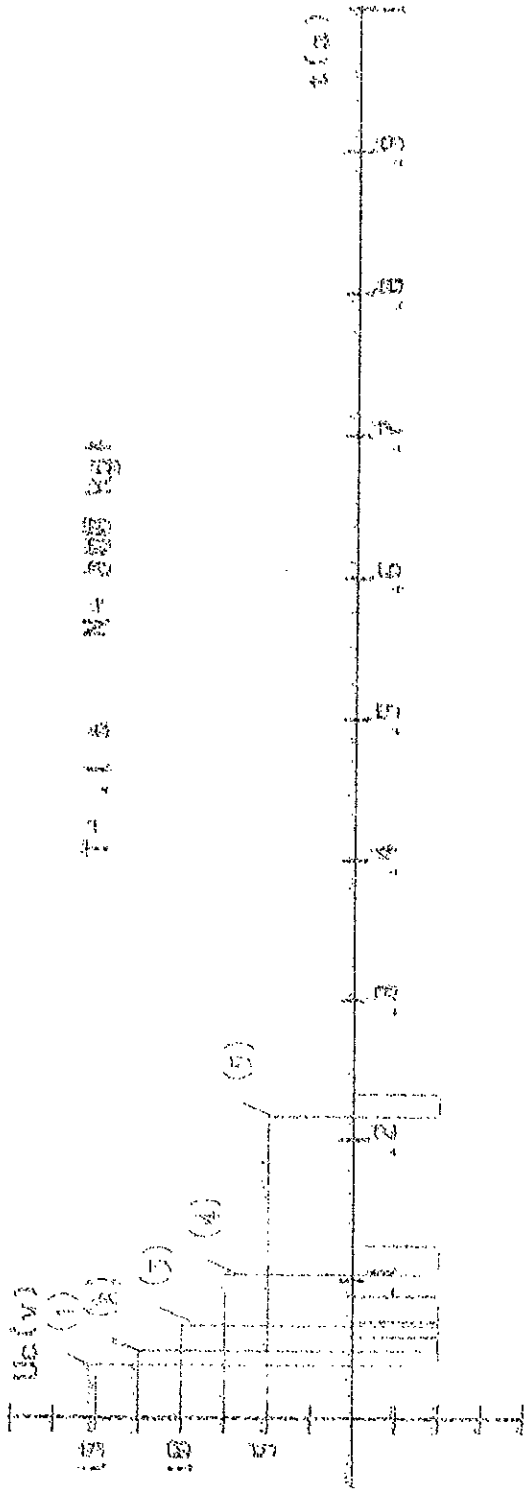


Fig. 0.1

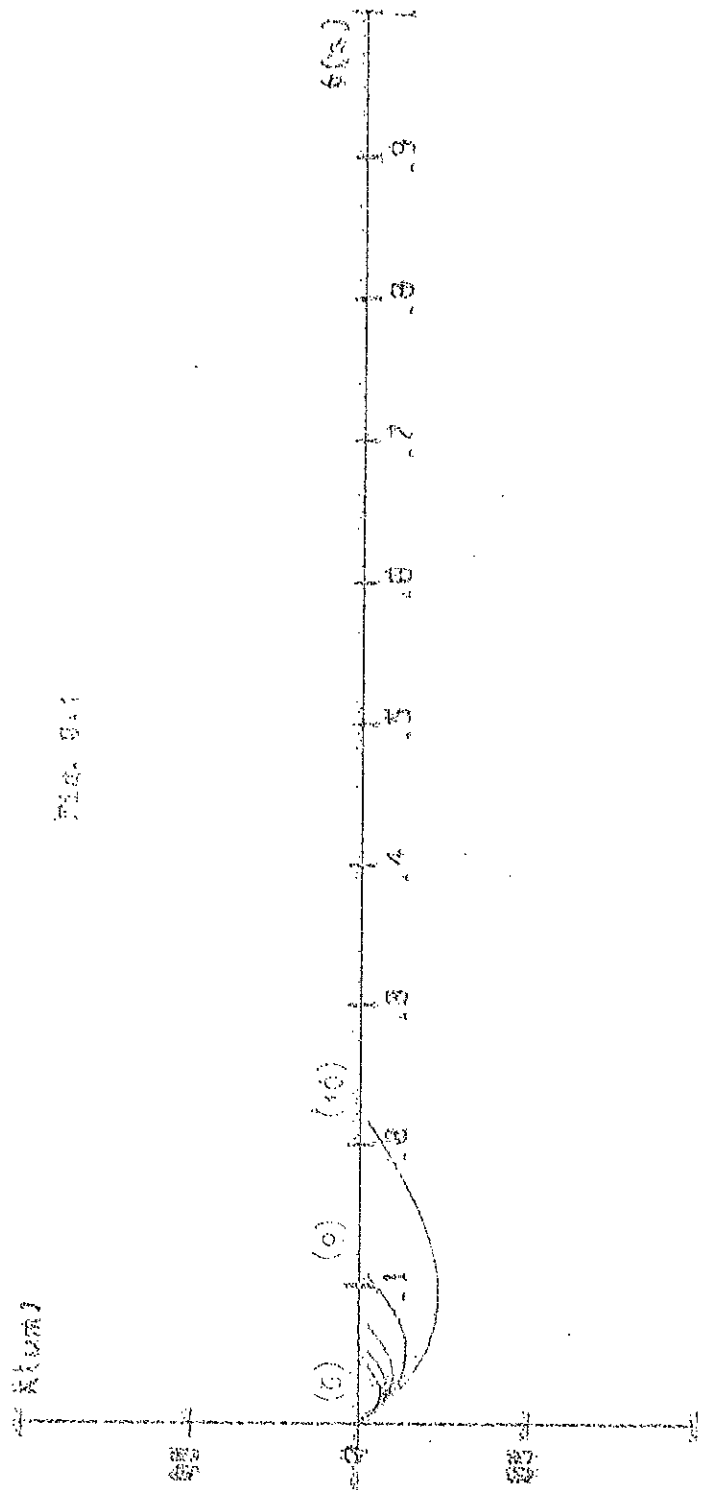
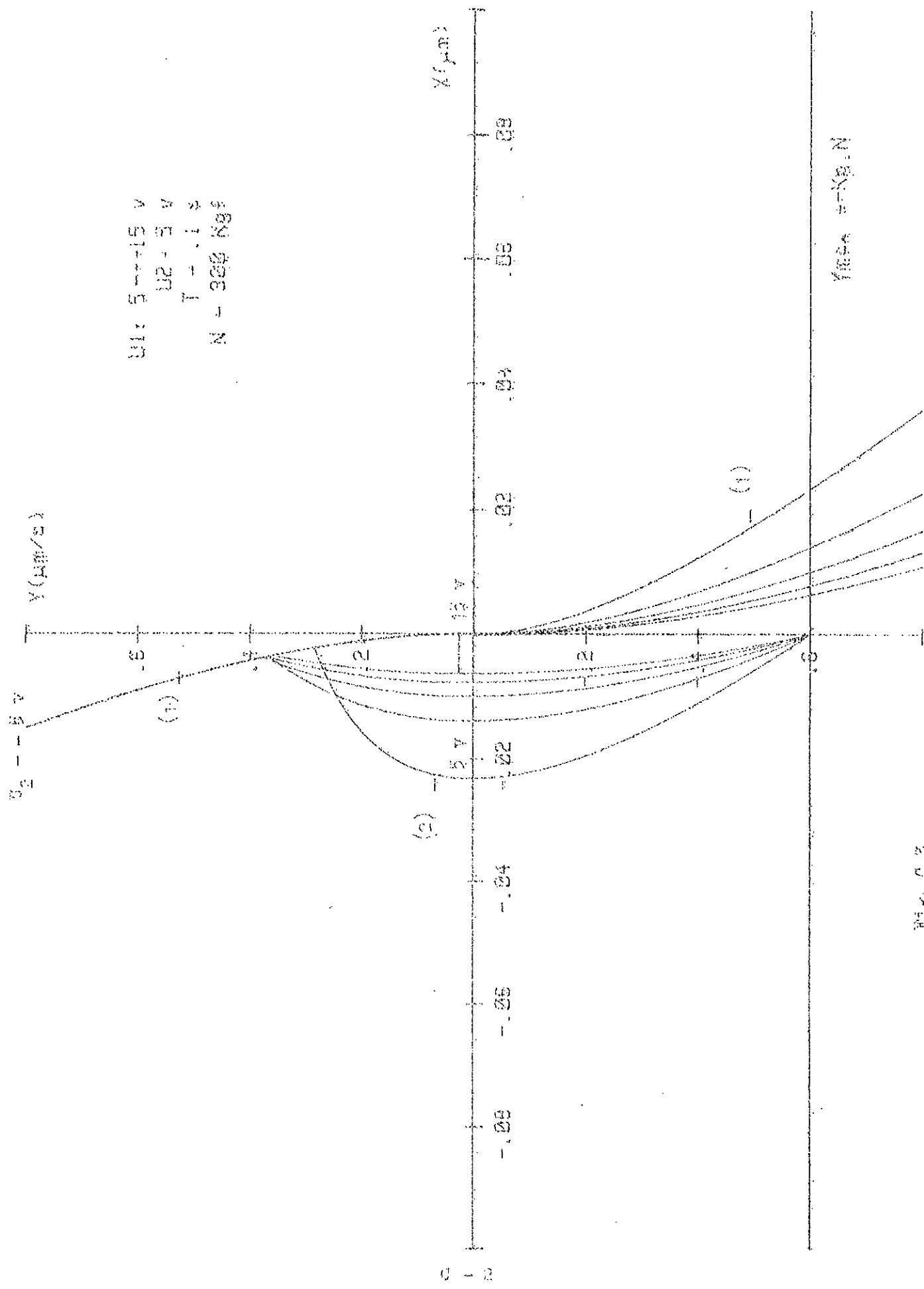


Fig. 0.2

U1: 5 → +15 V
 U2: 5 V
 T: .1 μs
 N: 328 Kgf



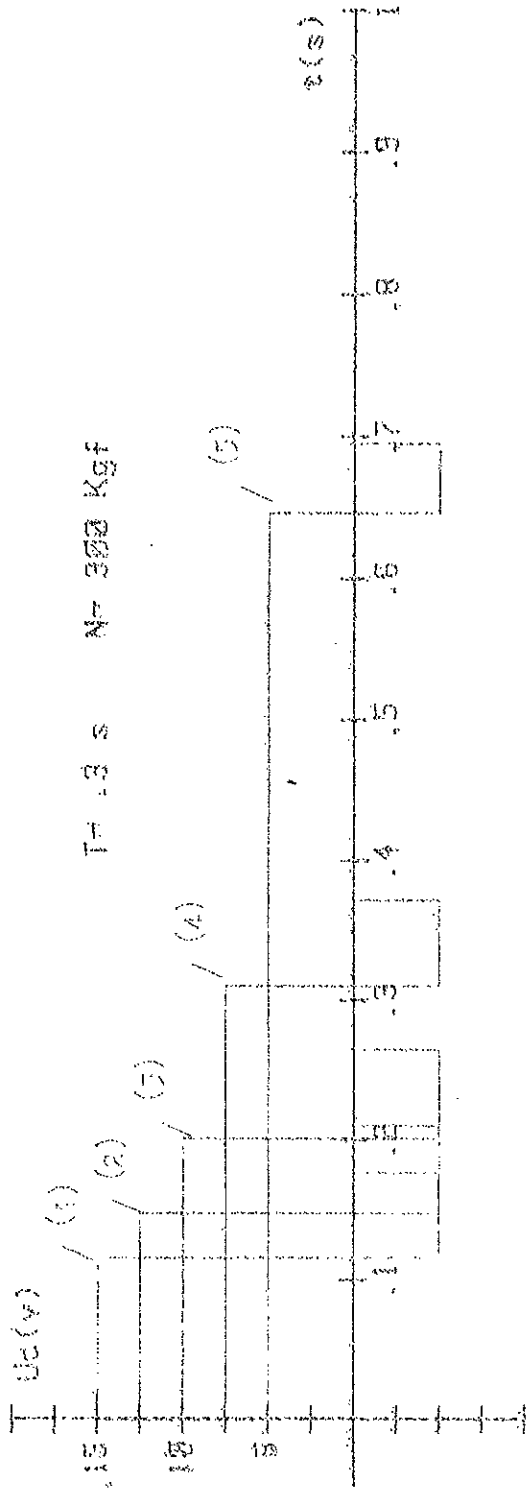


FIG. 6.4

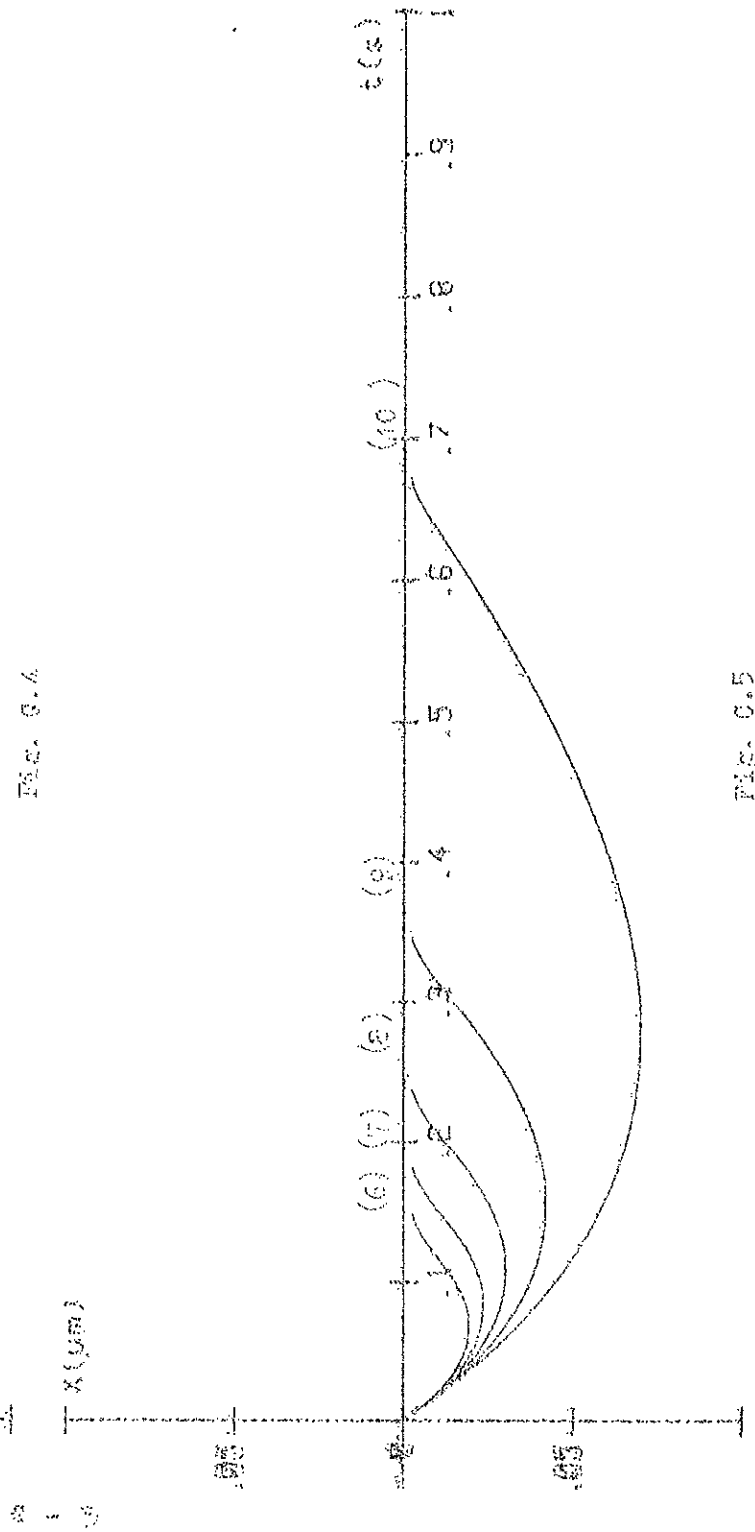


FIG. 6.5

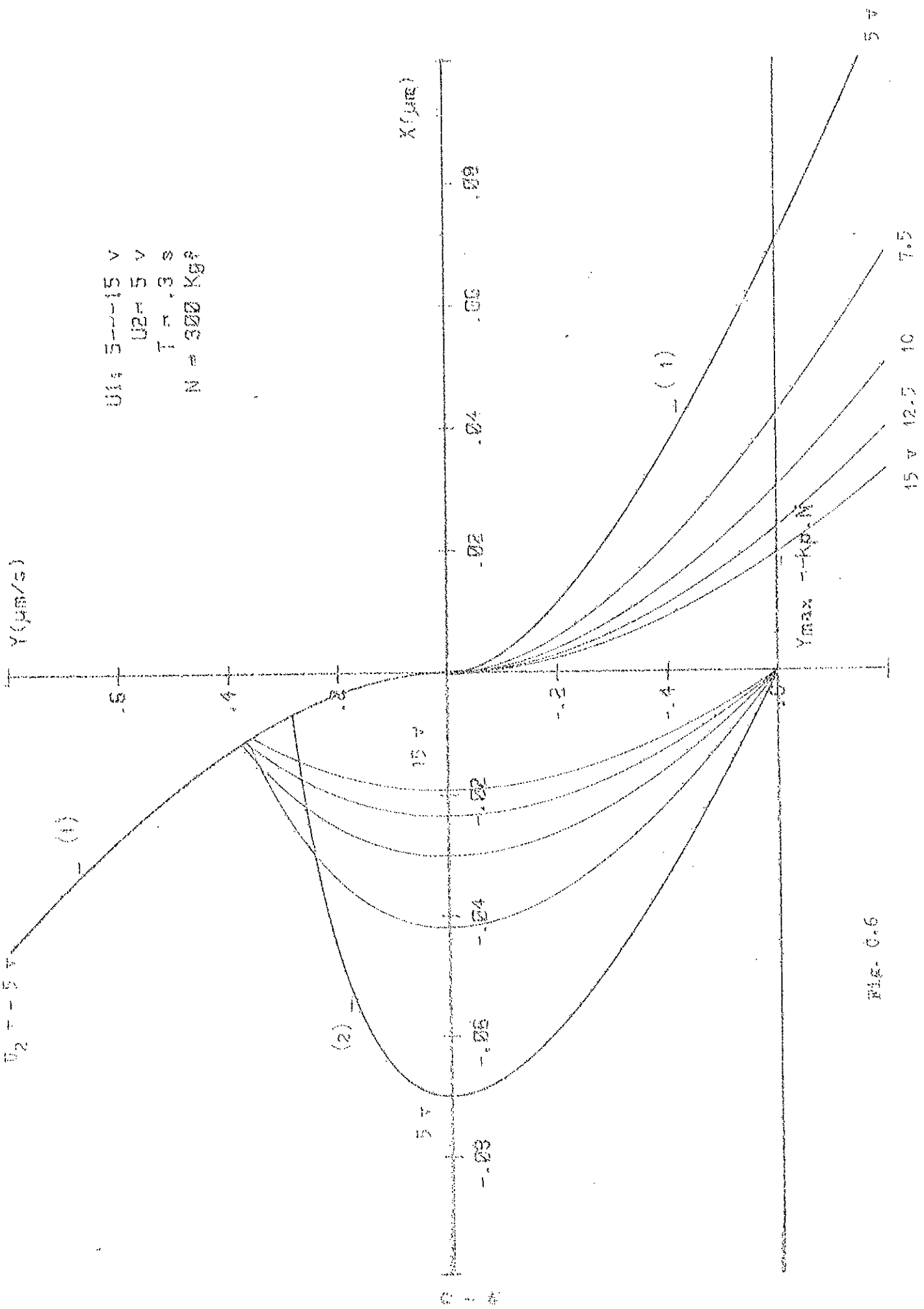
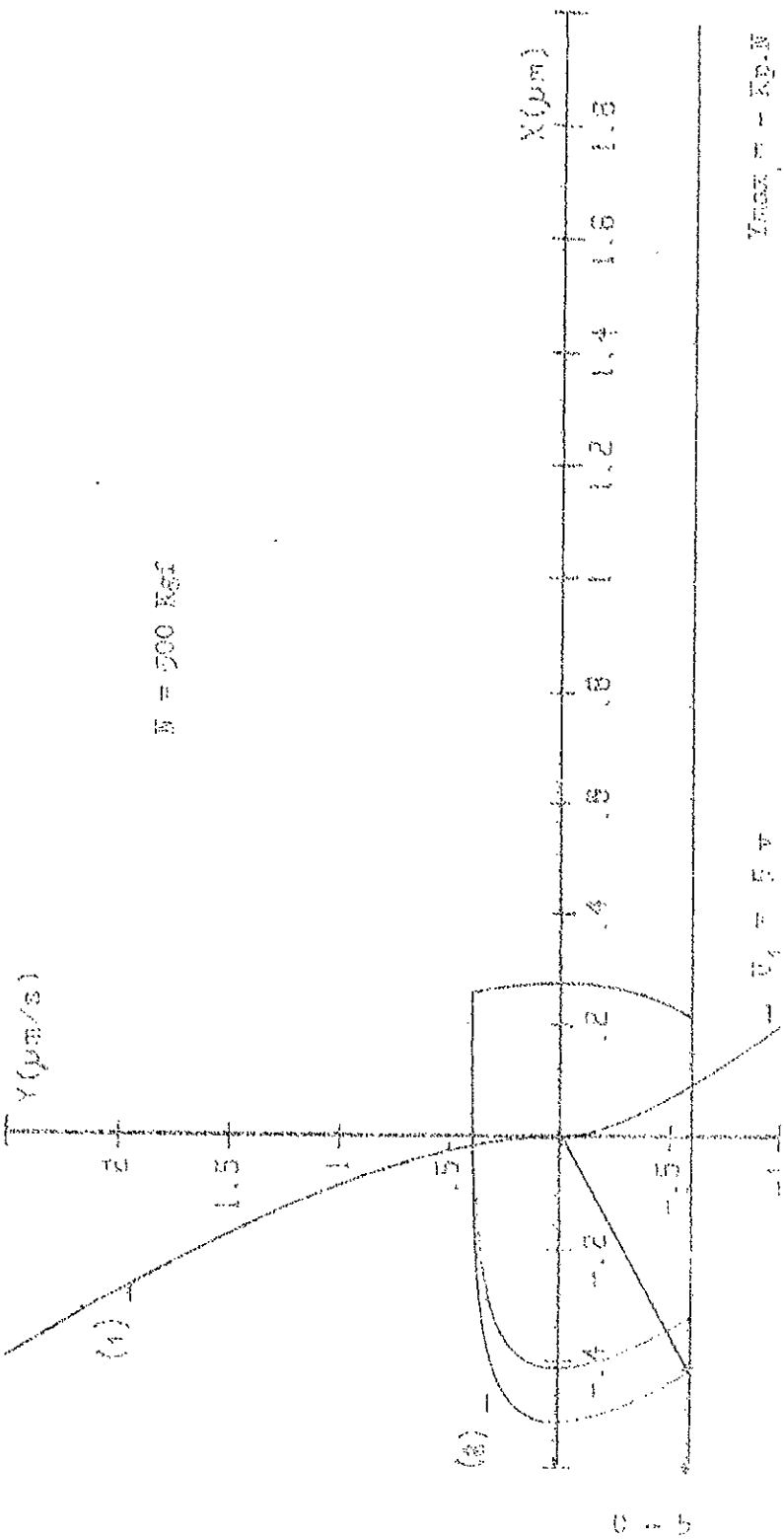


FIG. 0.6

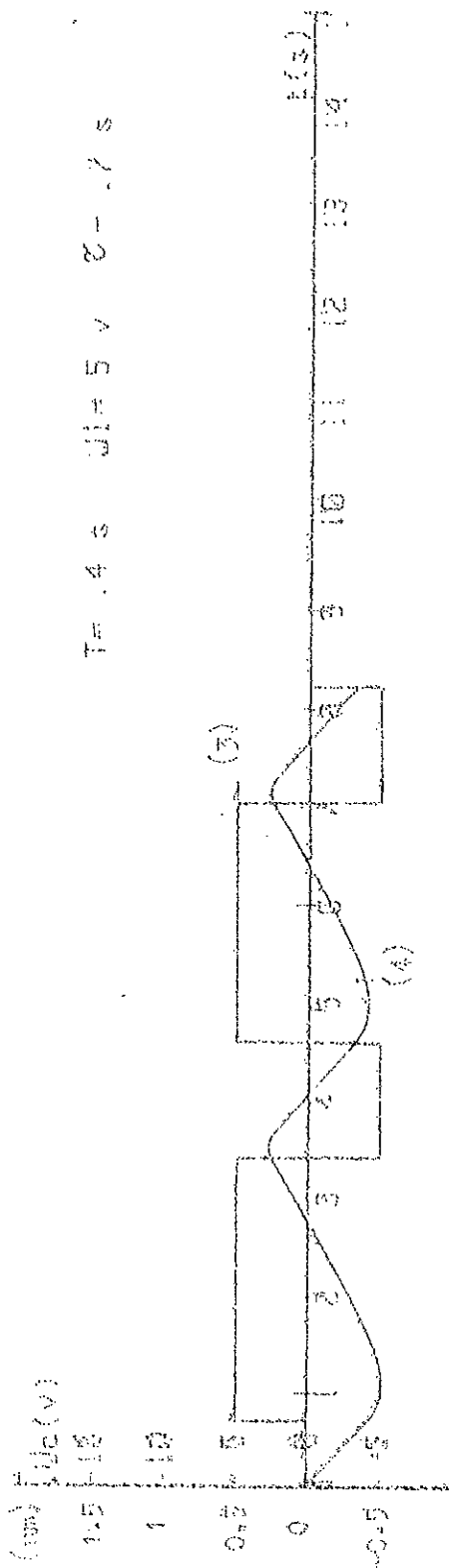
$v_2 = -5 \text{ V}$

$W = 500 \text{ KgF}$



$v_{\text{max}} = -8 \text{ P.M}$

Fig. C.7



$T = .4 \text{ s}$ $U_1 = 5 \text{ V}$ $\tau = .7 \text{ s}$

Fig. C.8

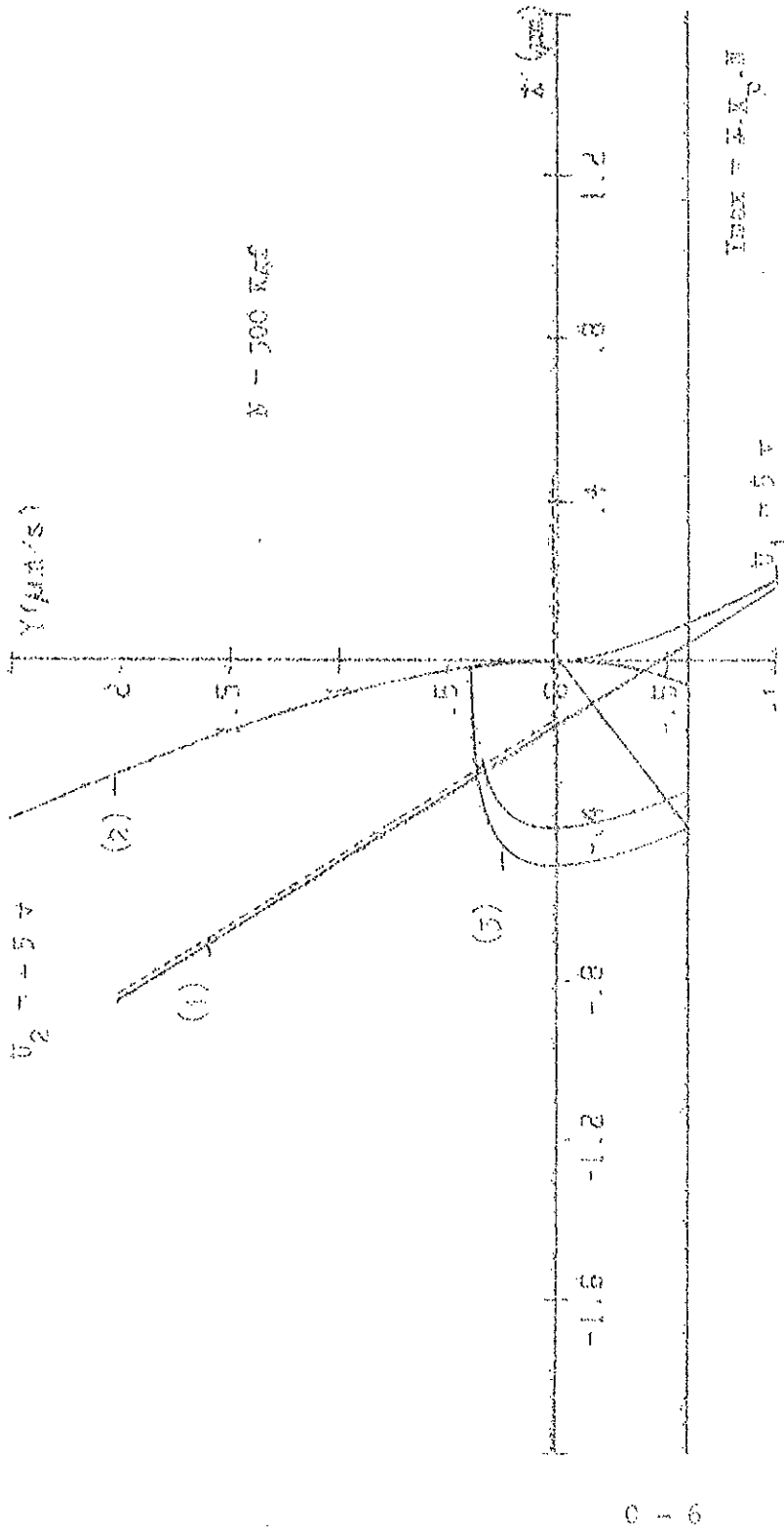


Fig. 0.9

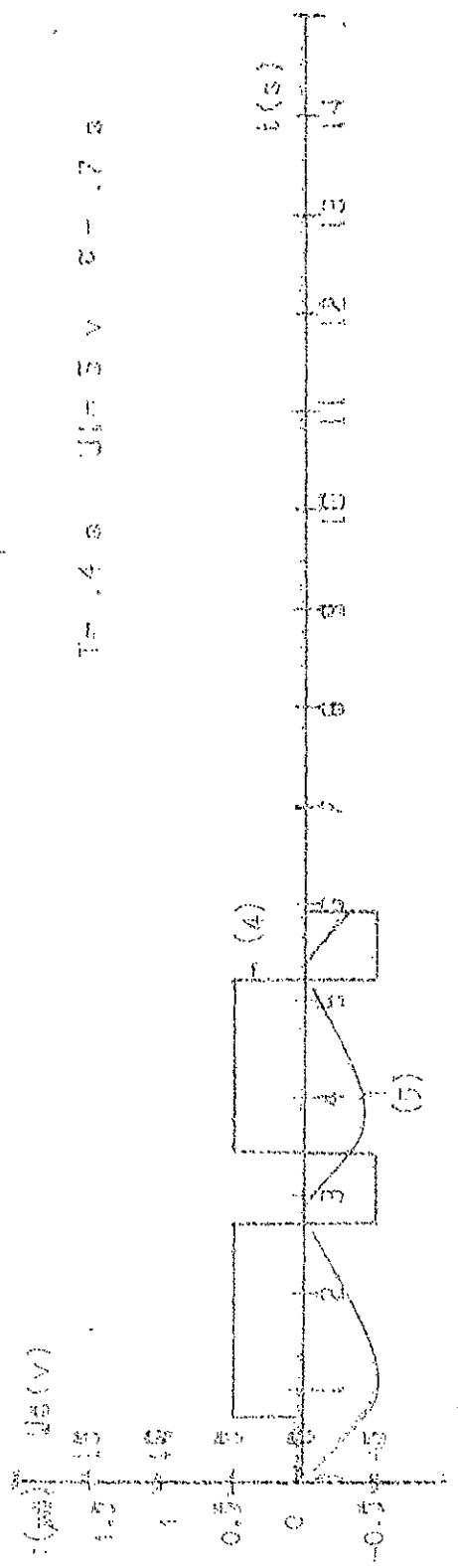


Fig. 0.10

$V_2 = -5 \text{ V}$
 $M = 300 \text{ Kg}$

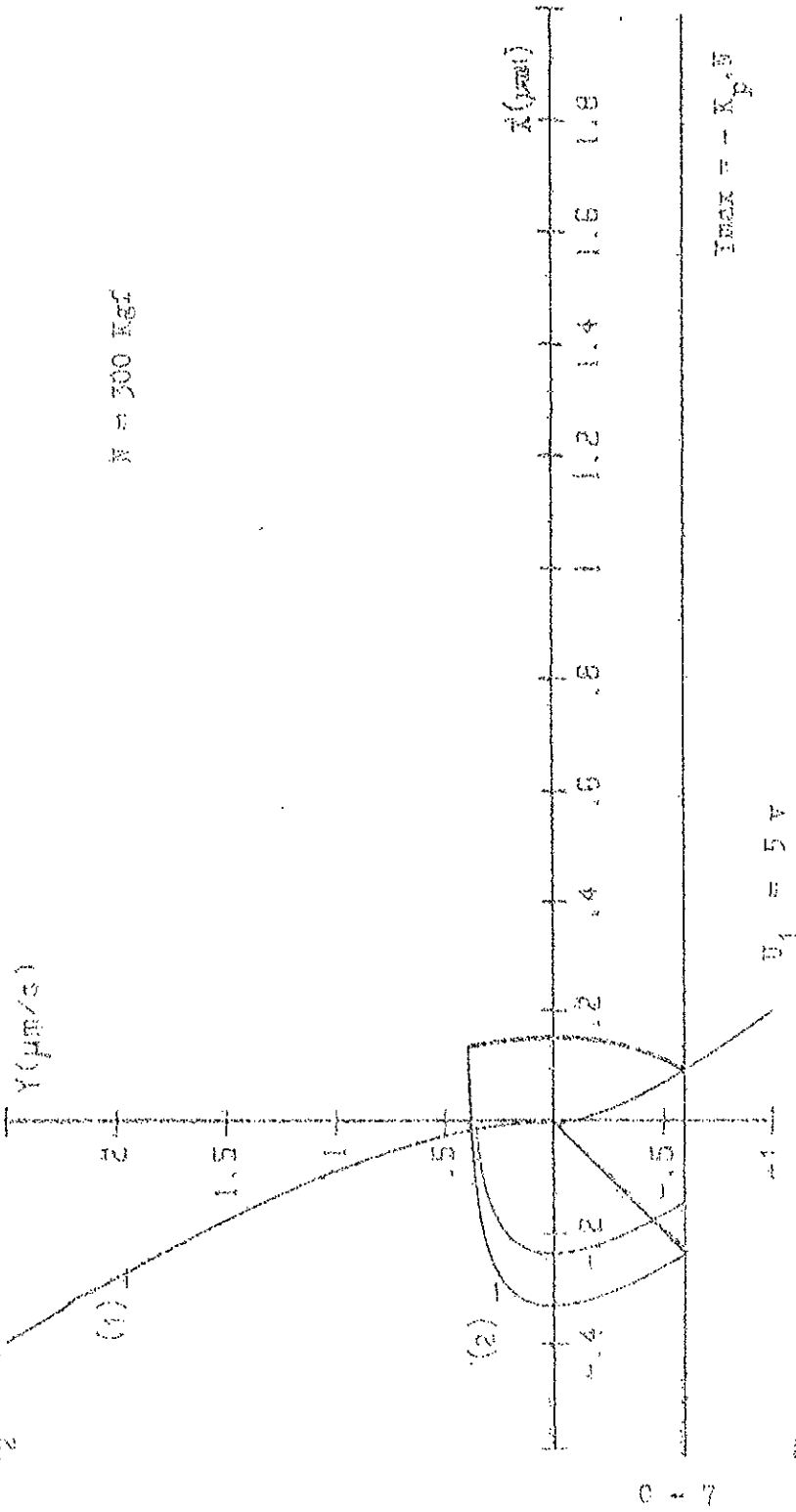


Fig. C.11

$I_{max} = -K_p \cdot \theta$

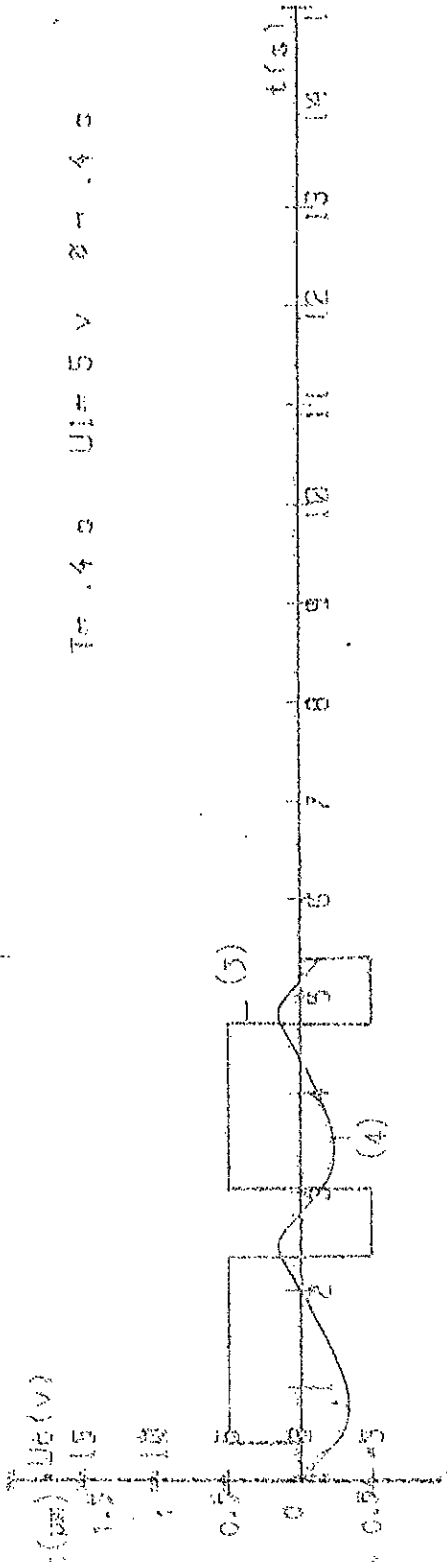


Fig. C.12

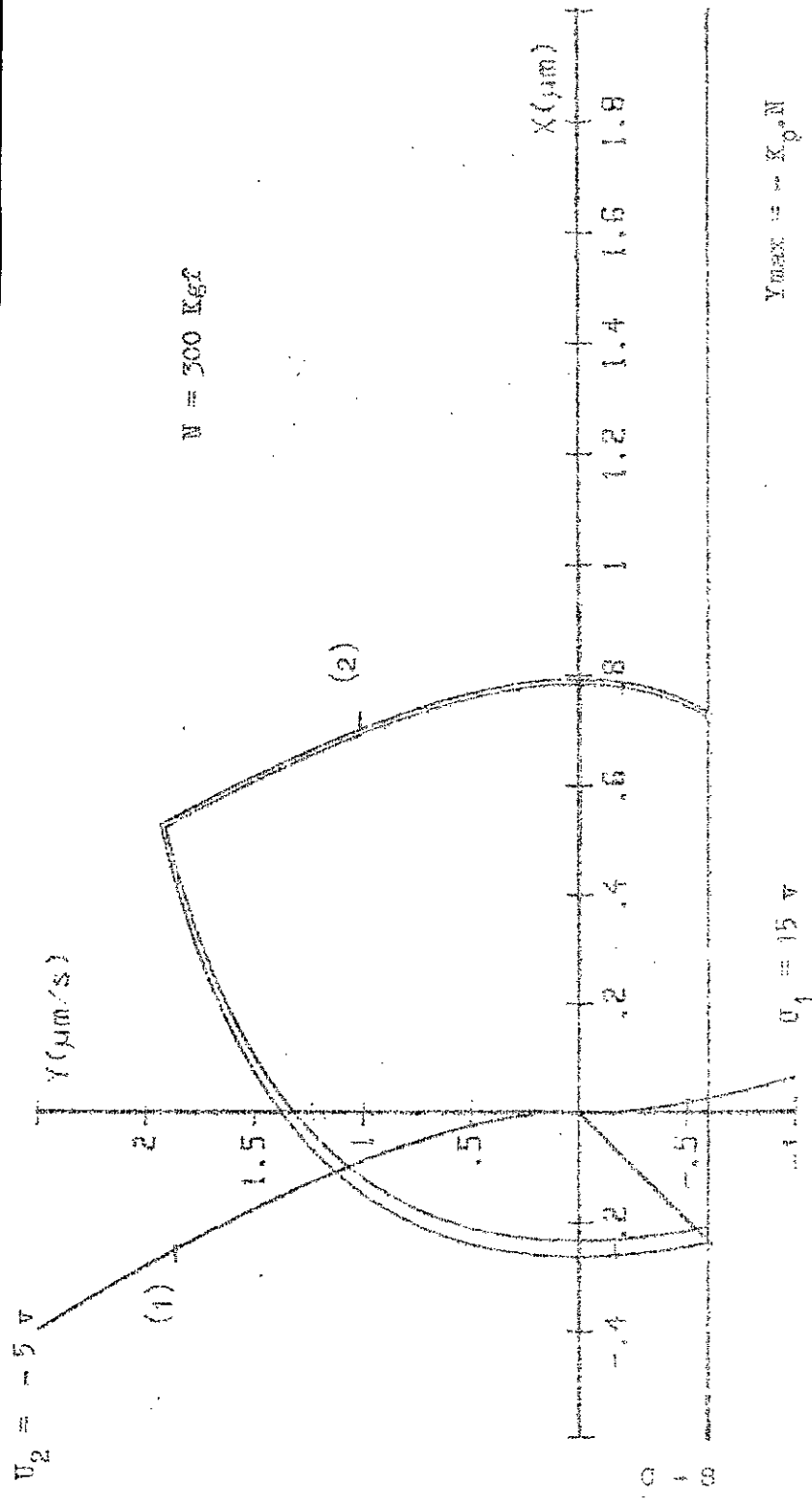


Figure C.13

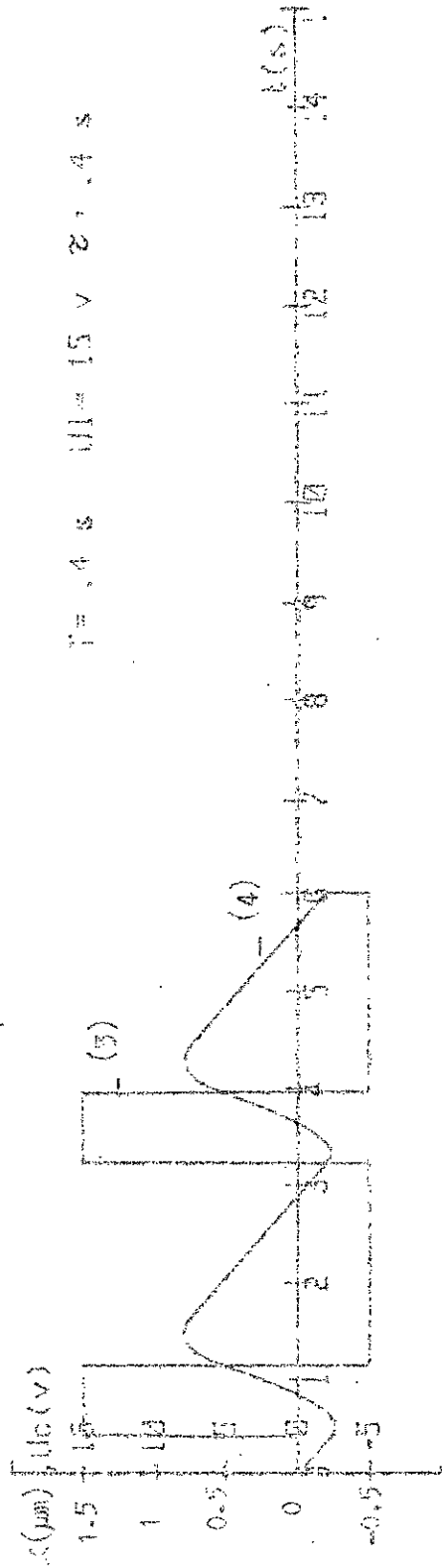


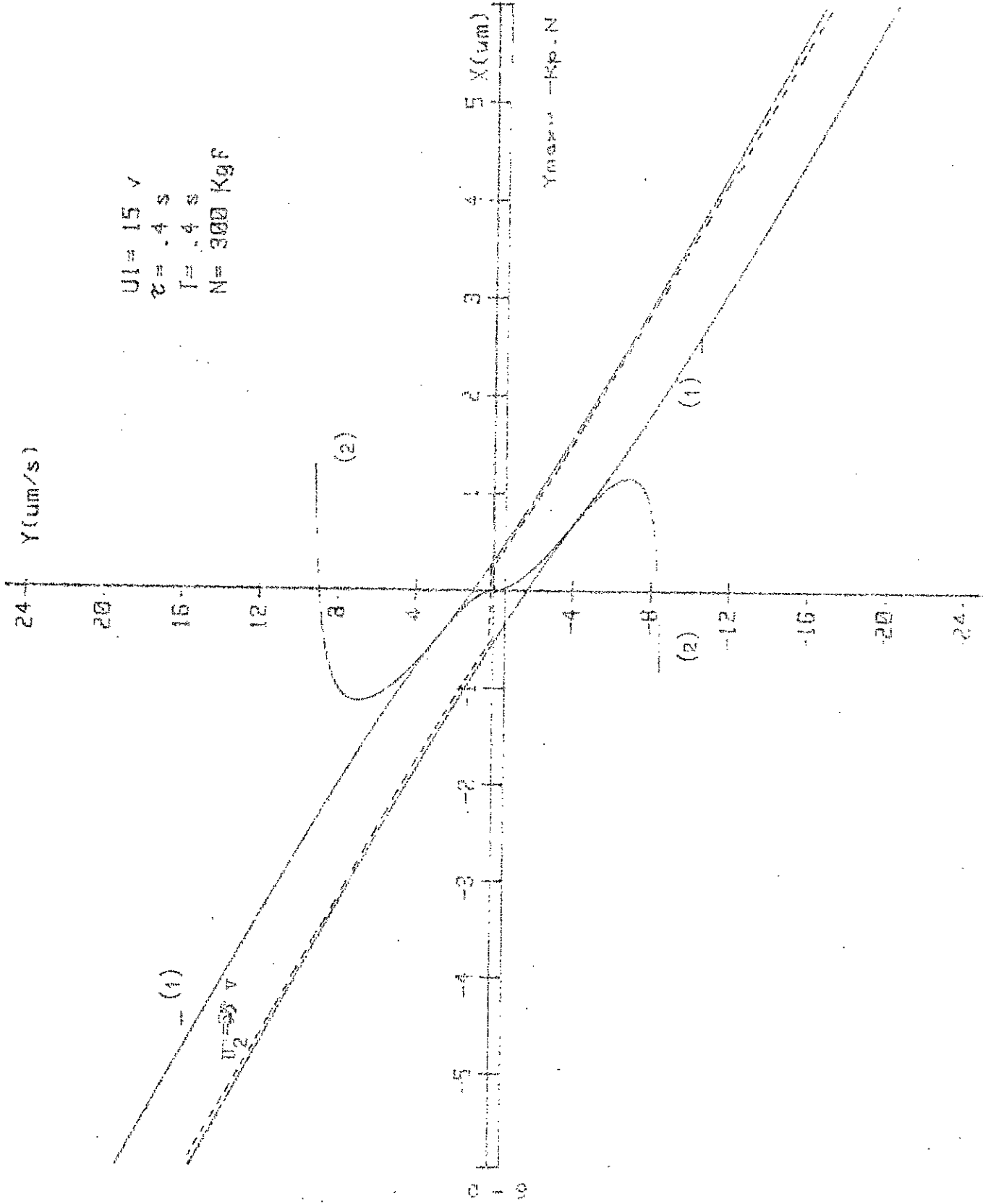
Figure C.14

(1) : Trajectoire
de commutation
optimale.

$U_1 = 15 \text{ v}$
 $\tau = .4 \text{ s}$
 $T = .4 \text{ s}$
 $N = 300 \text{ Kgf}$

(2) : Trajectoire de
compensation du
temps de retard.

(...): Trajectoire de
commutation
pratique.



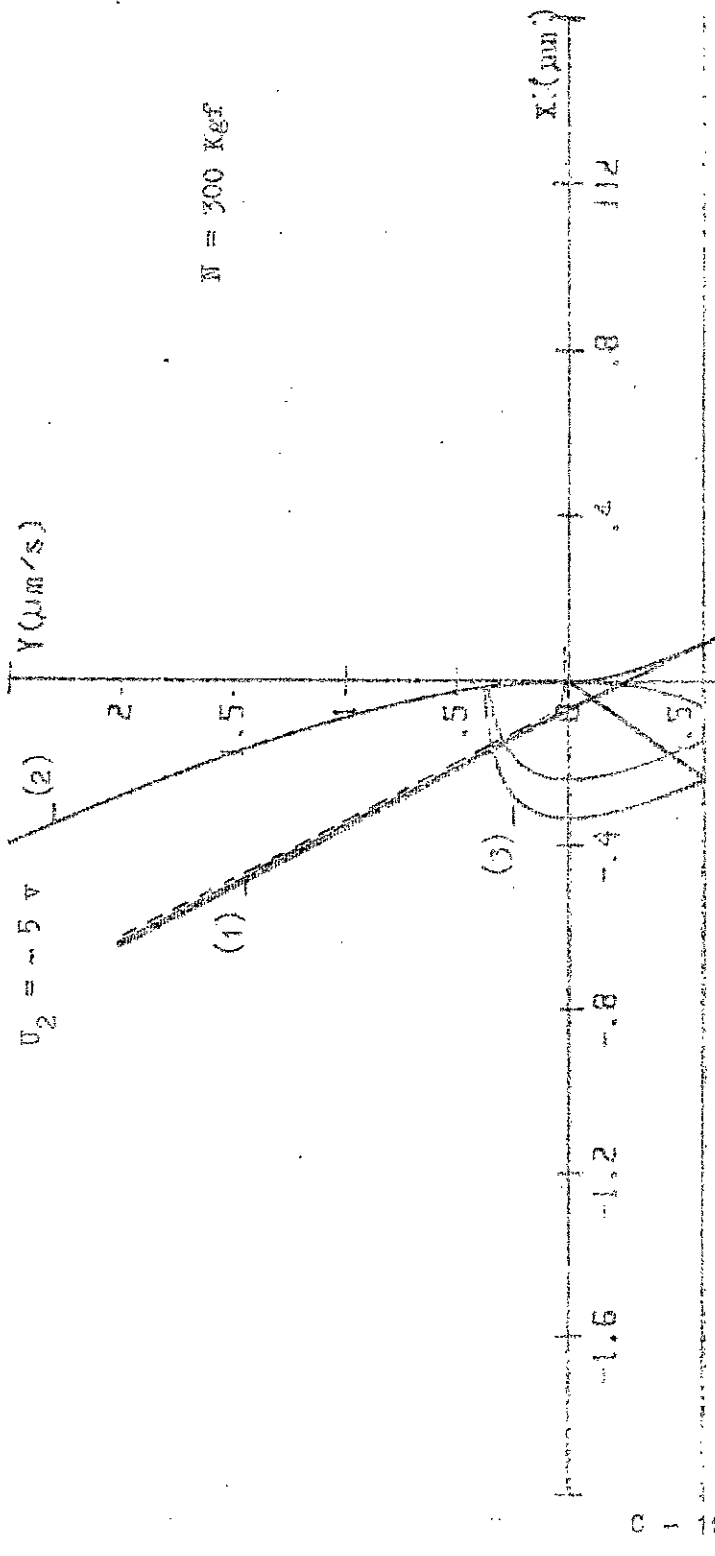


Fig. C.16

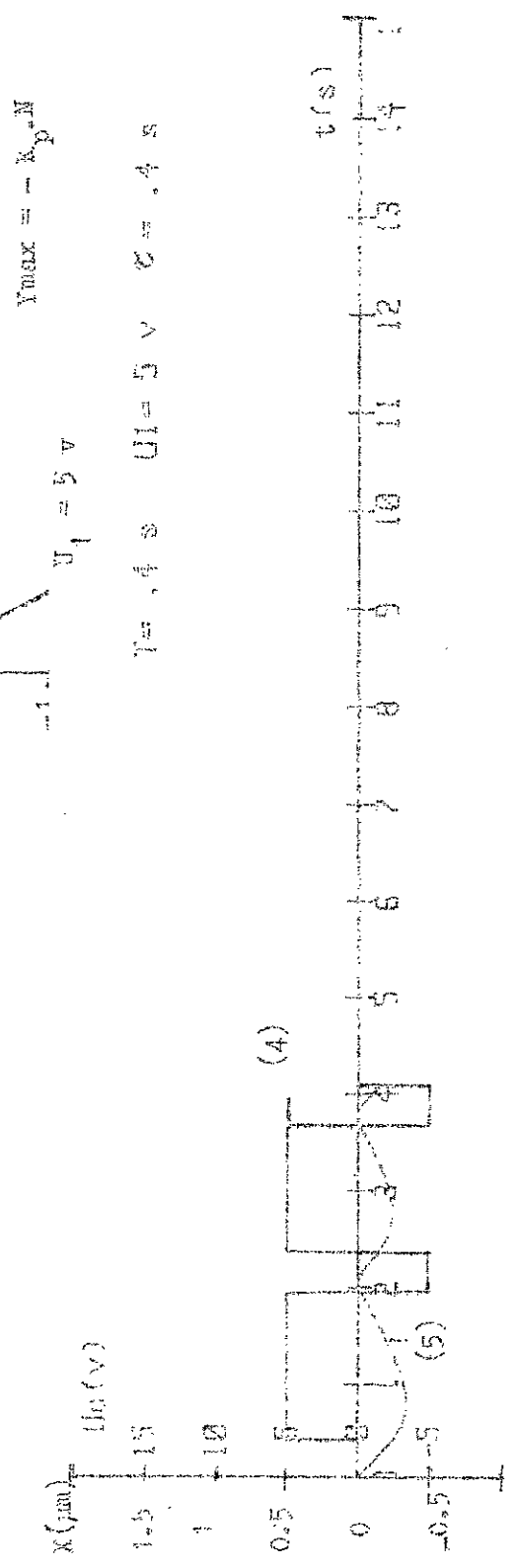
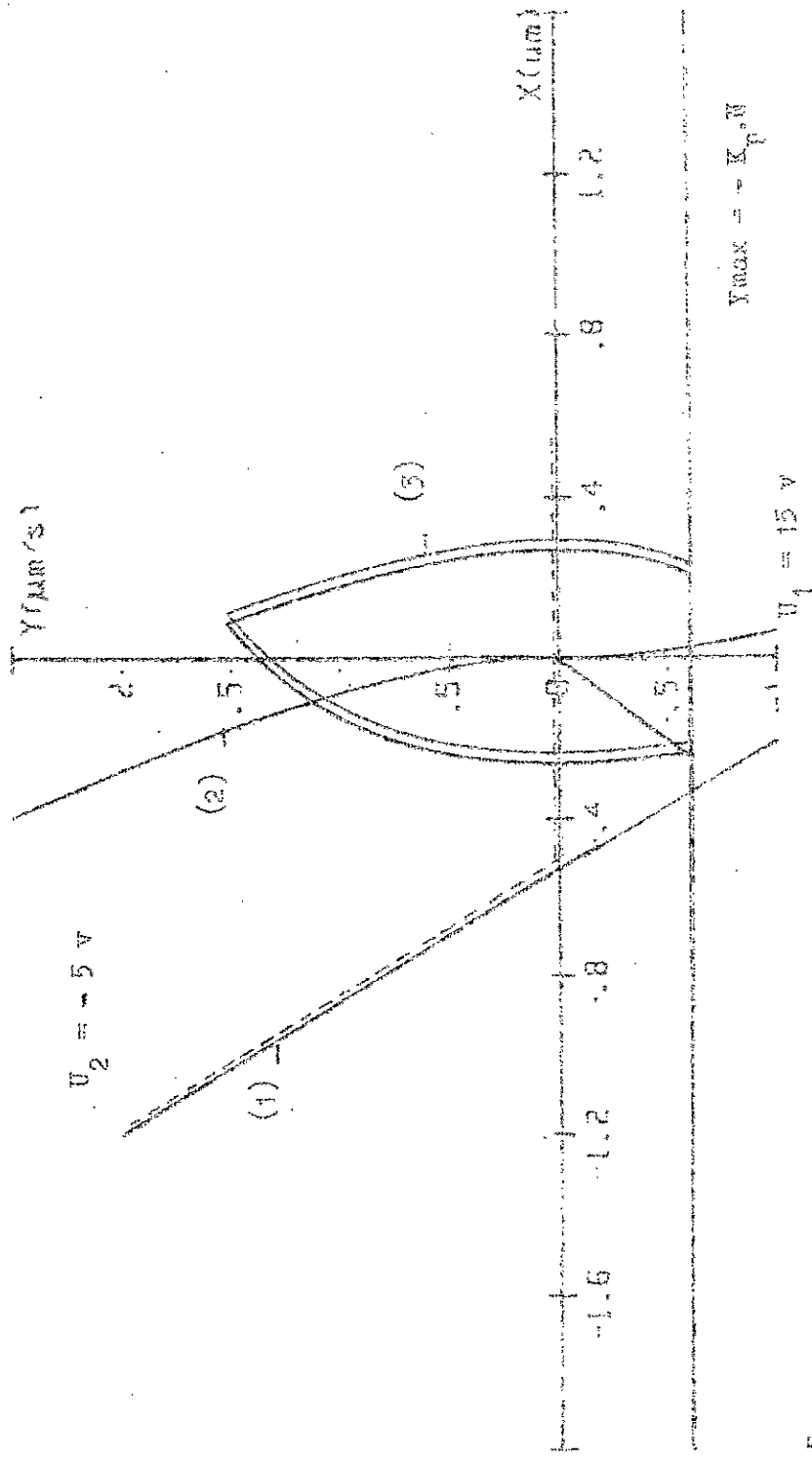


Fig. C.17

FIG. C.18



$Y_{\text{max}} = -K_p W$

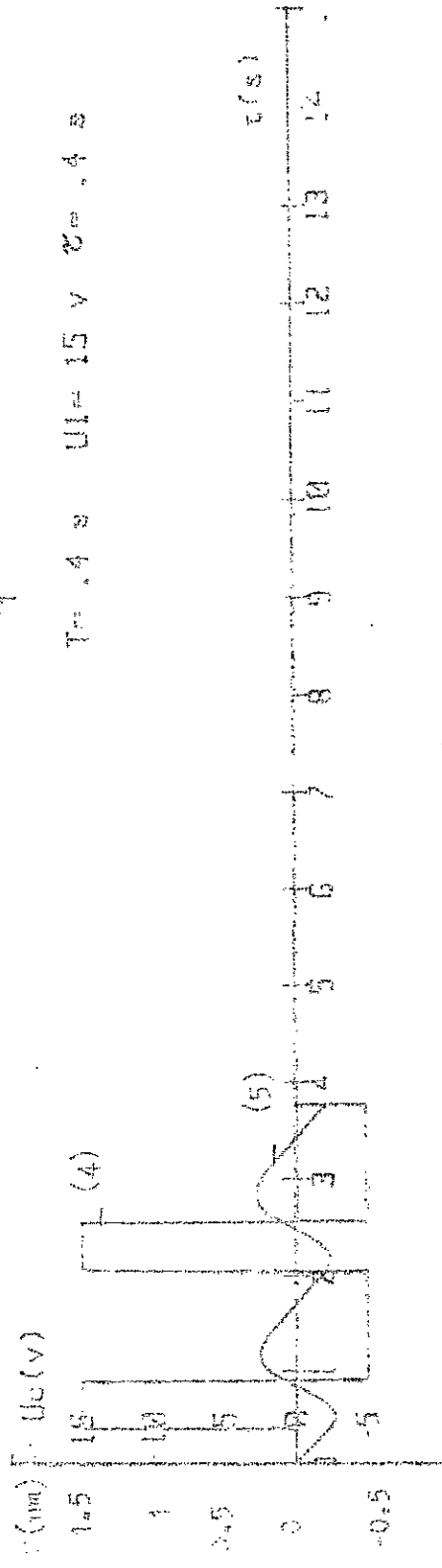


FIG. C.19

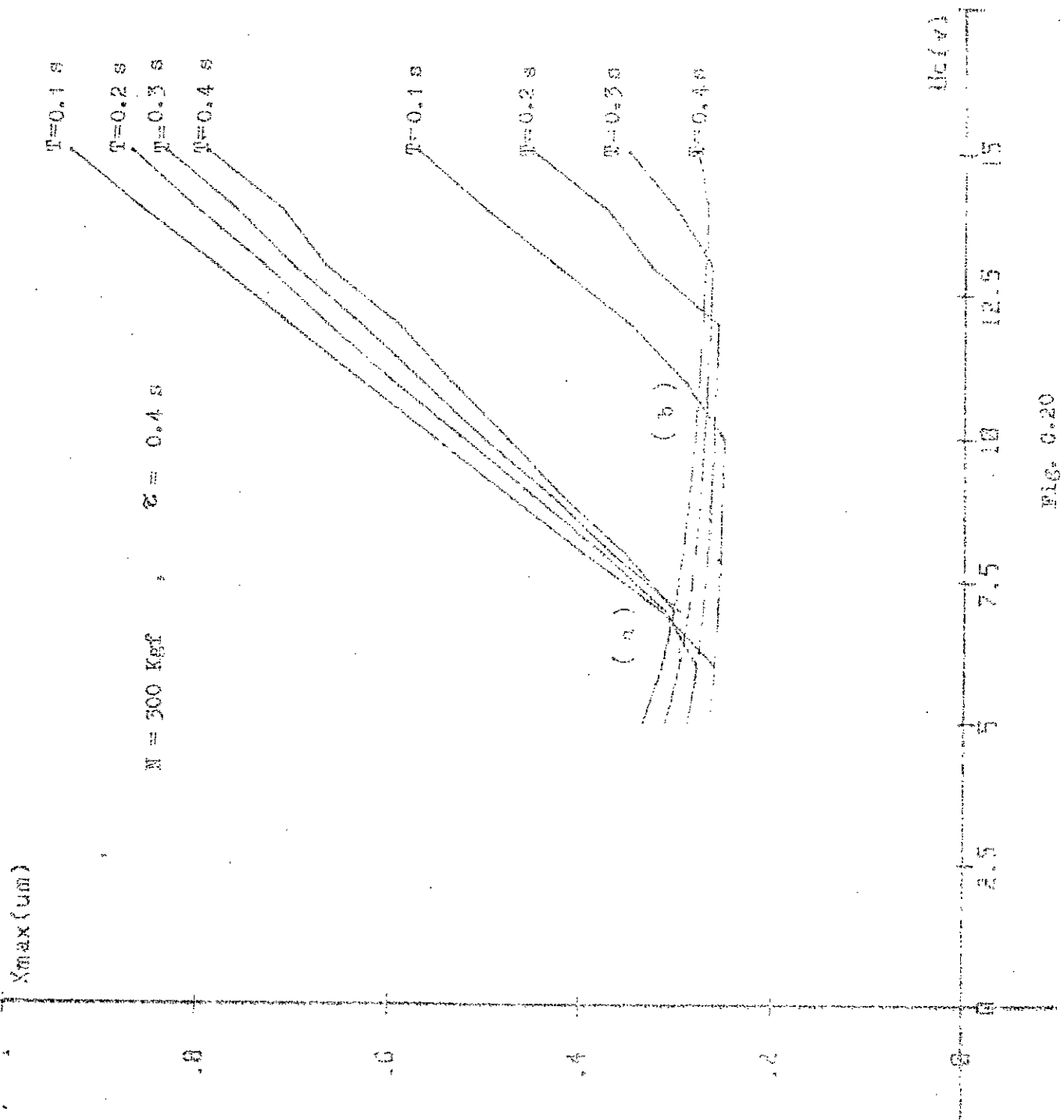


FIG. 0.20

$T_f (s)$

8.5

6.5

4.5

2.5

$M = 700 \text{ Kgf}$, $\sigma = 0.4 \text{ s}$

$T = 0.1 \text{ s}$
 $T = 0.2 \text{ s}$
 $T = 0.3 \text{ s}$
 $T = 0.4 \text{ s}$

(a)

$T = 0.1 \text{ s}$
 $T = 0.2 \text{ s}$
 $T = 0.3 \text{ s}$
 $T = 0.4 \text{ s}$

(b)

$u_c (v)$

15

12.5

10

7.5

5

2.5

0

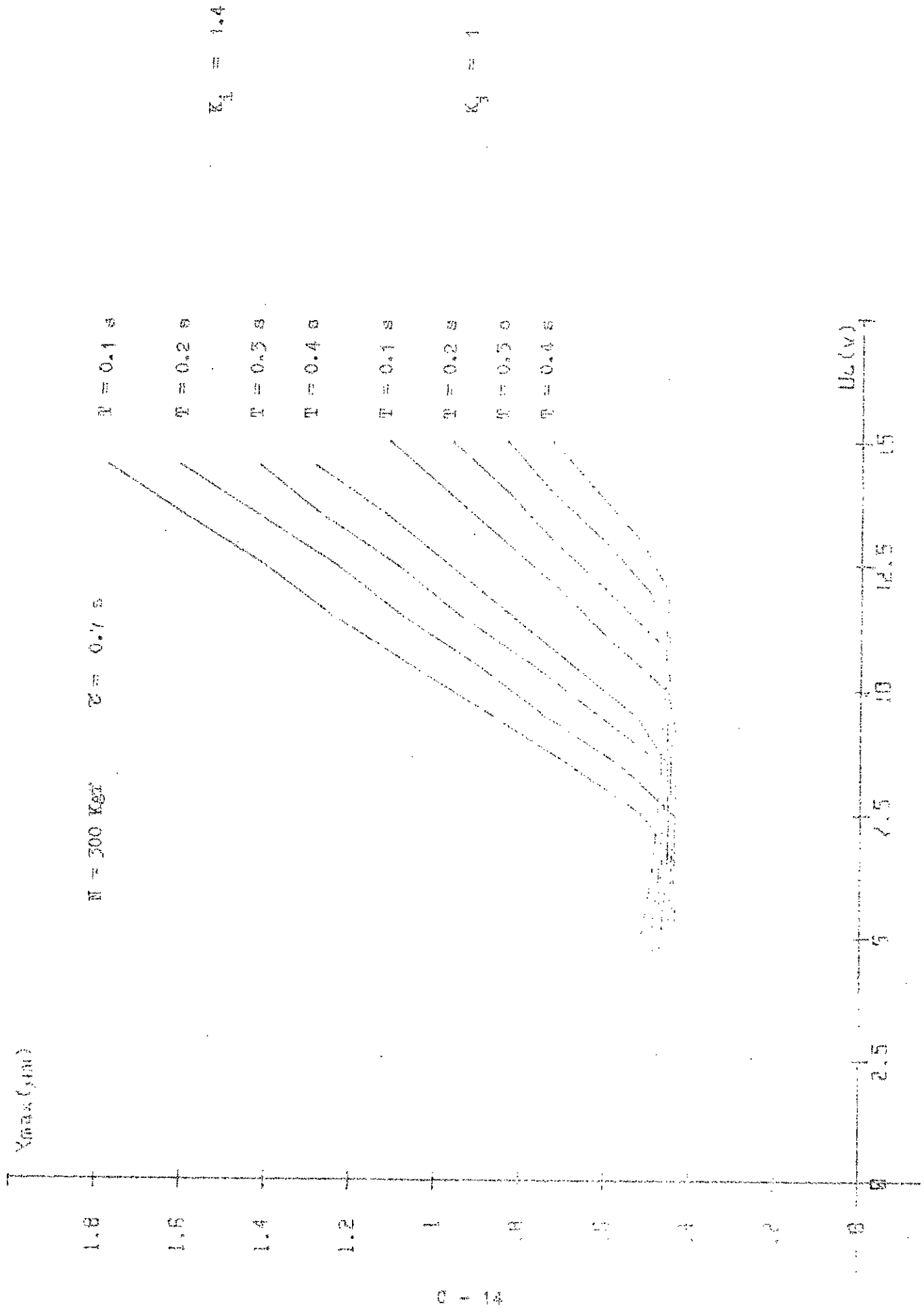


Fig. 0.22

$T(r, s)$

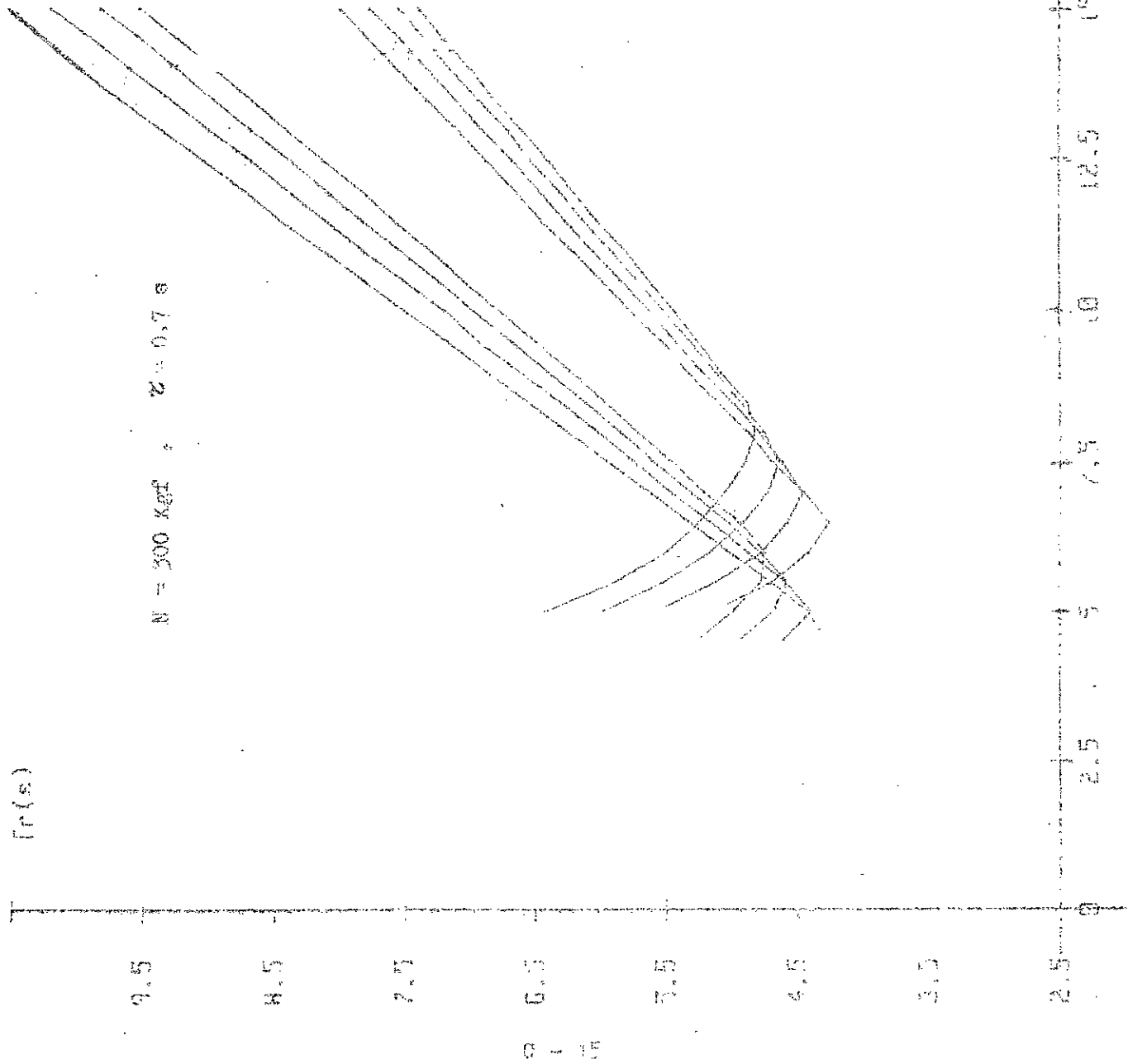
$K_1 = 1.4$

$K_1 = 1$

$N = 300 \text{ kgf}, \quad \alpha = 0.7 \text{ s}$

$\tau = 0.1 \text{ s}$
 $\tau = 0.2 \text{ s}$
 $\tau = 0.3 \text{ s}$
 $\tau = 0.4 \text{ s}$

$\tau = 0.1 \text{ s}$
 $\tau = 0.2 \text{ s}$
 $\tau = 0.3 \text{ s}$
 $\tau = 0.4 \text{ s}$



$U_0 (v)$

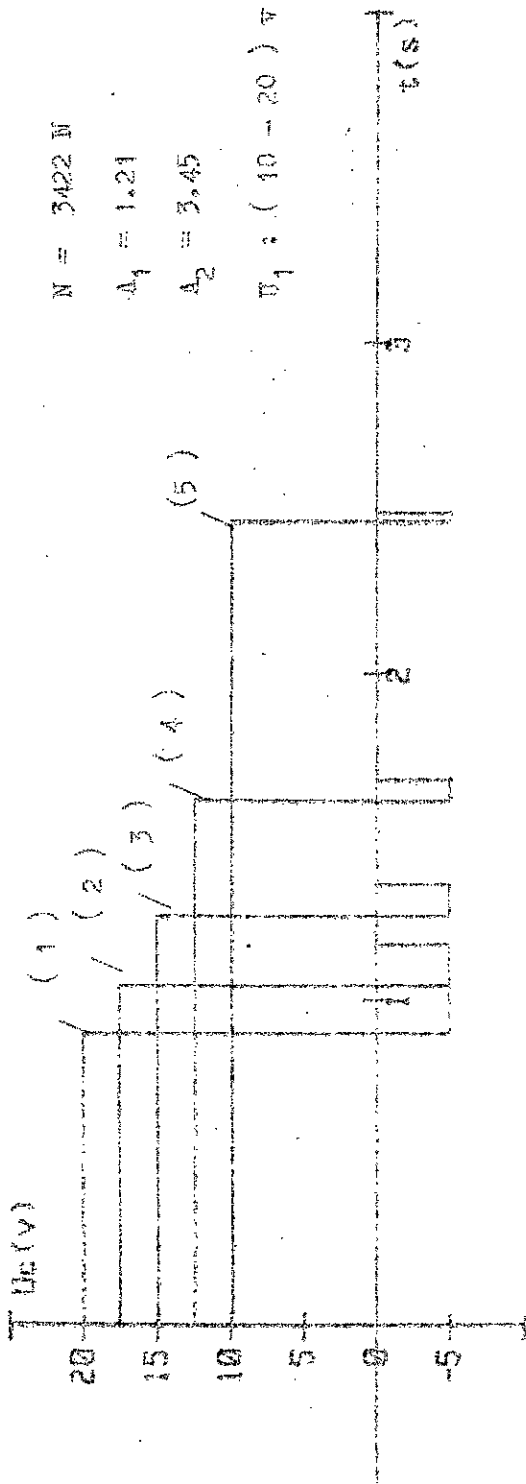


Fig. C.24

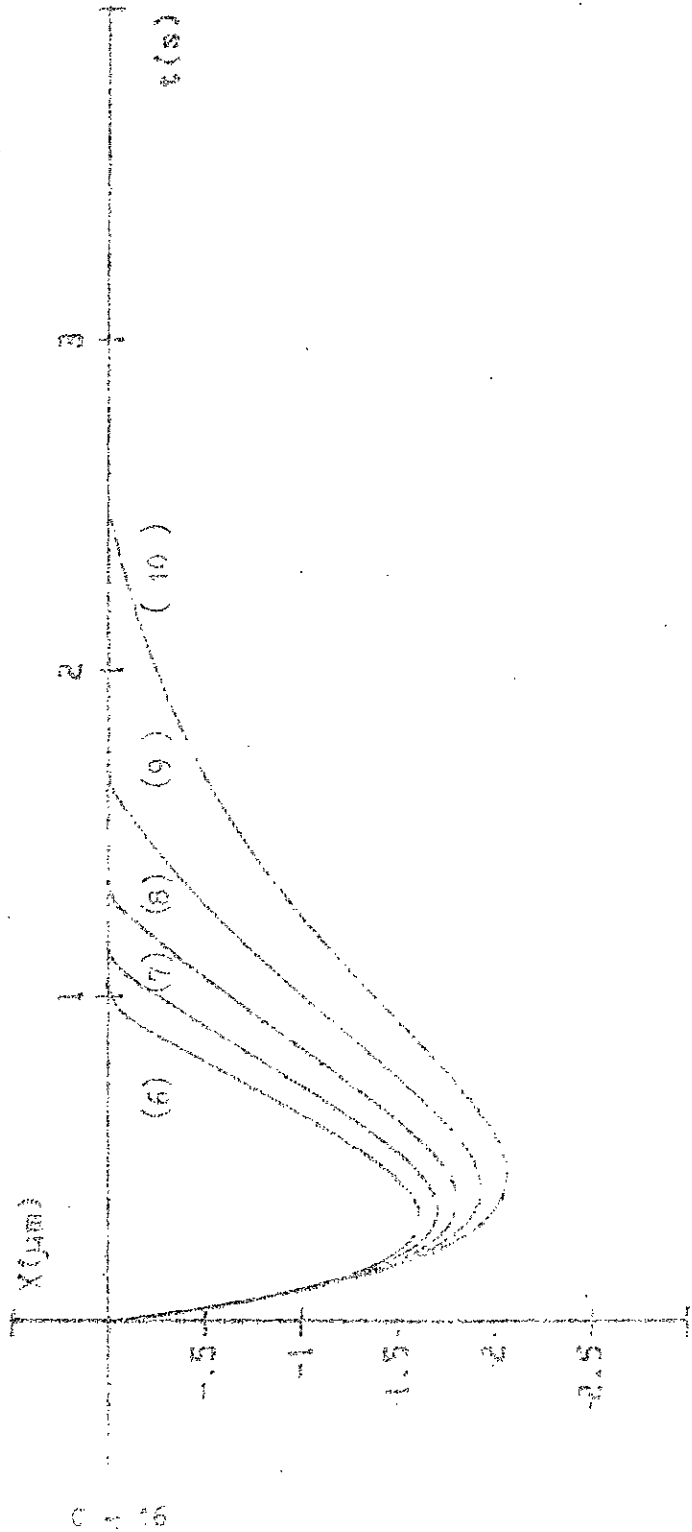
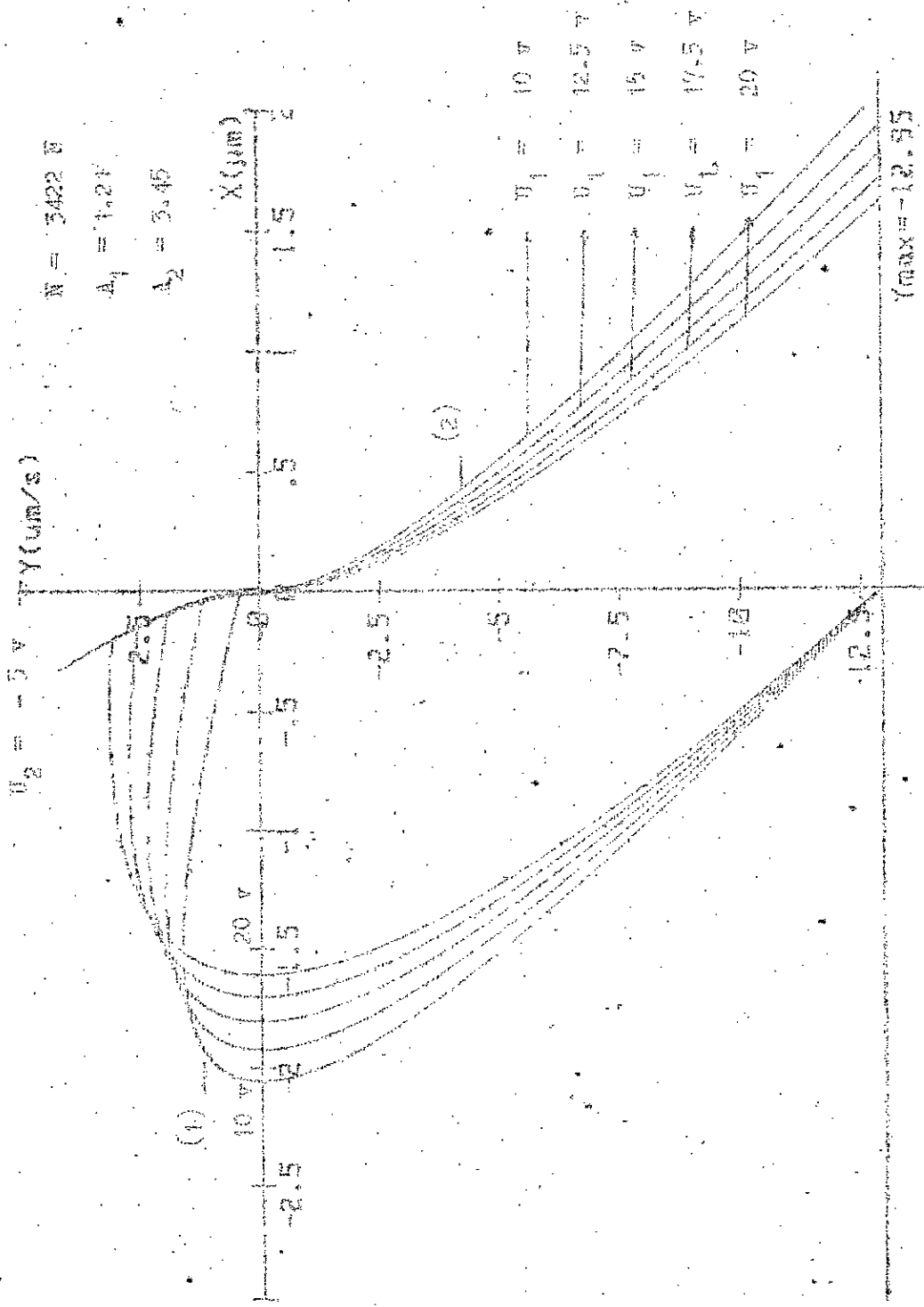
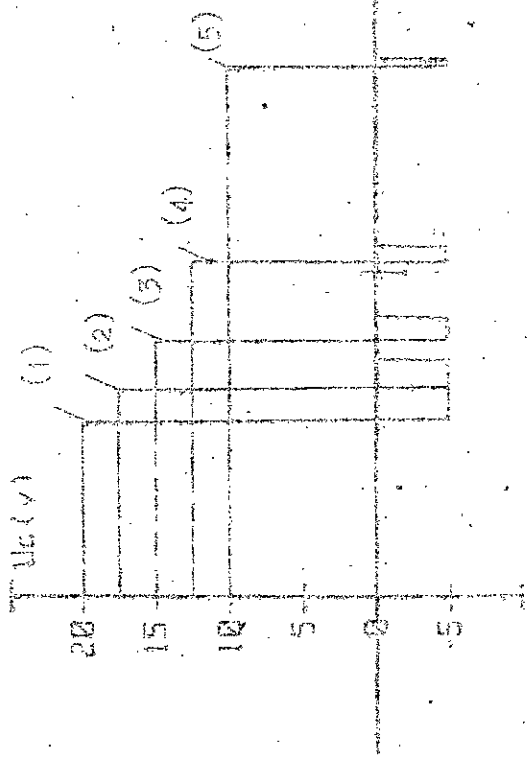


Fig. C.25





$M = 3422 \text{ N}$

$A_1 = 1.64$

$A_2 = 4.76$

$\therefore U_1 = (10 - 20) \text{ V}$

FIG. 0.27

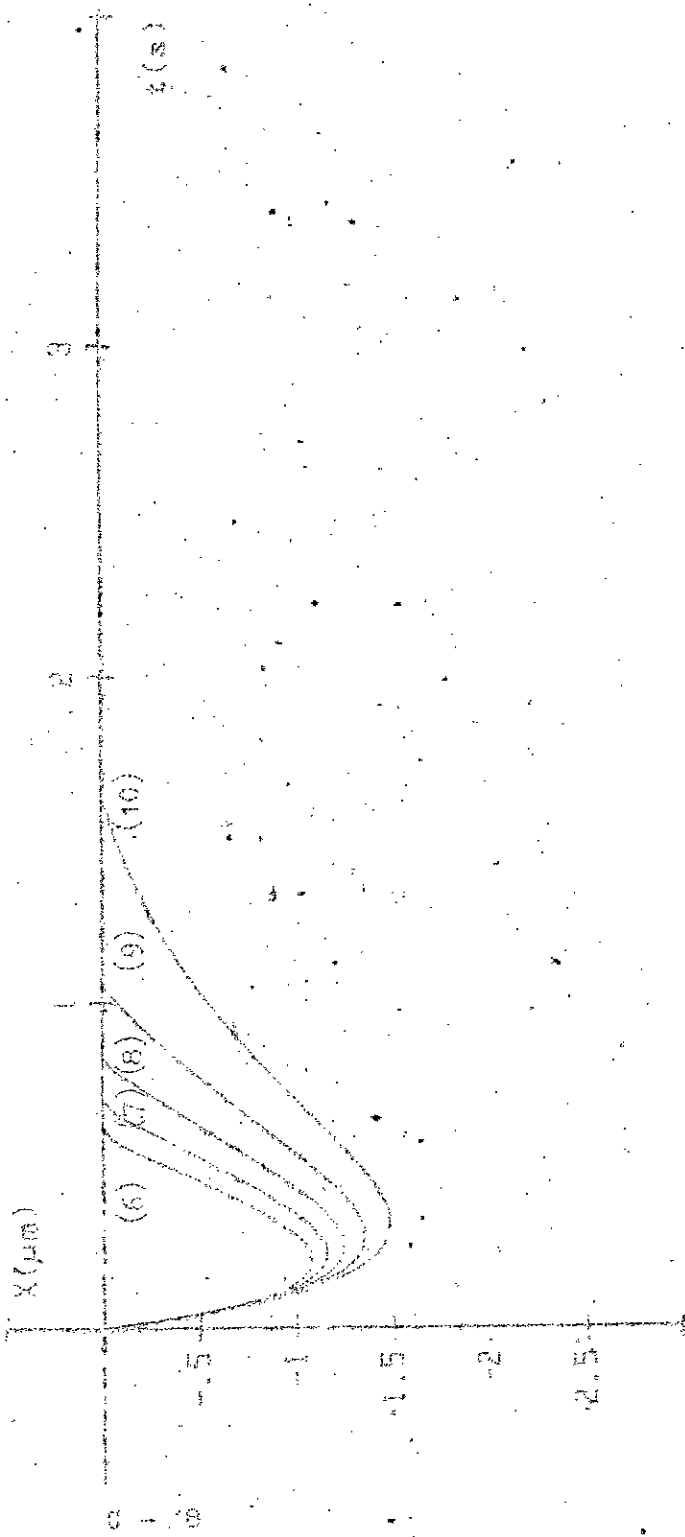
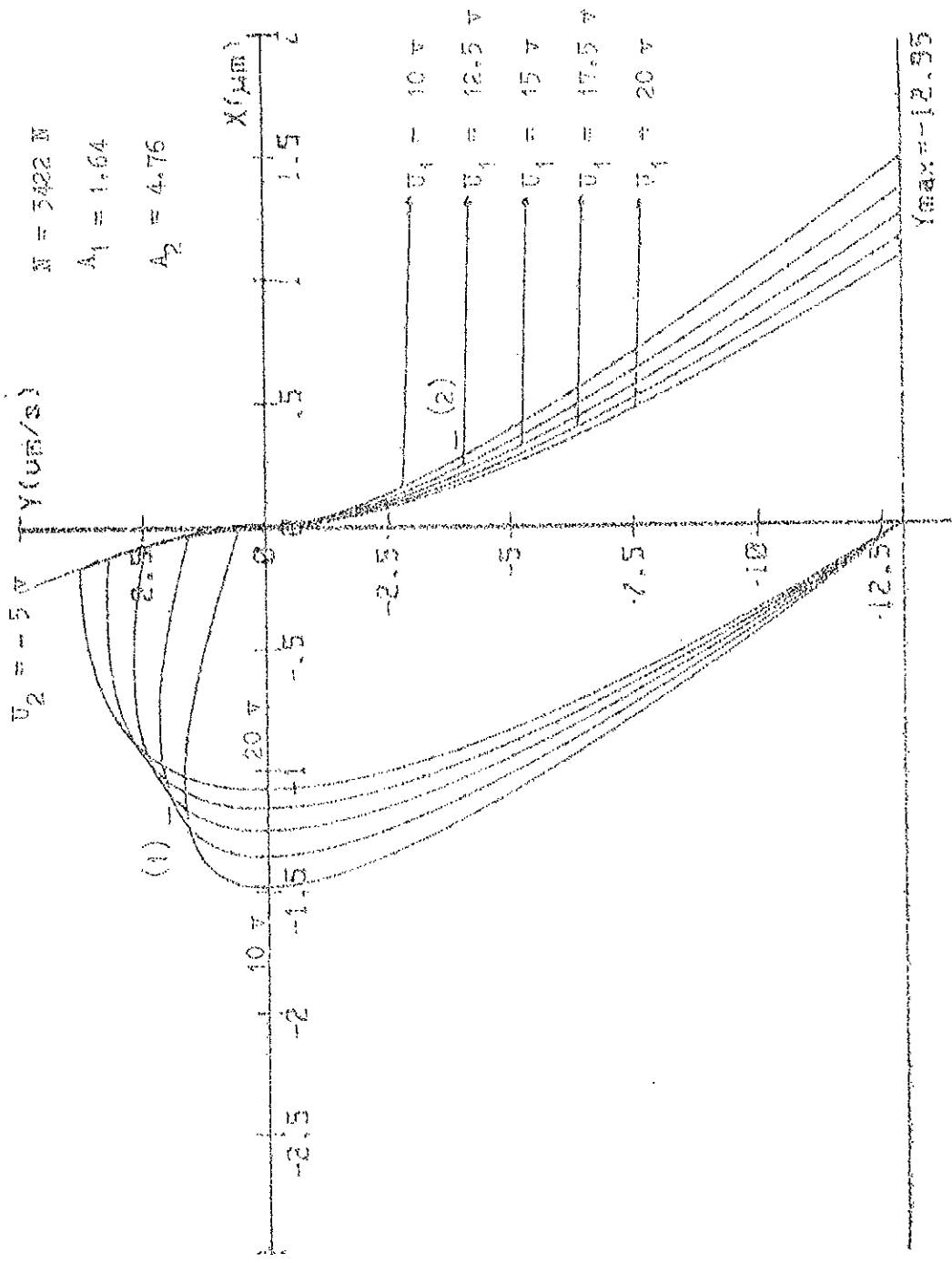


FIG. 0.28



$U_2 = -5 \text{ v}$

$W = 3422 \text{ N}$, $A_1 = 1.39$, $A_2 = 1.4$

$z = 0.04 \text{ m}$

Fig. C.30

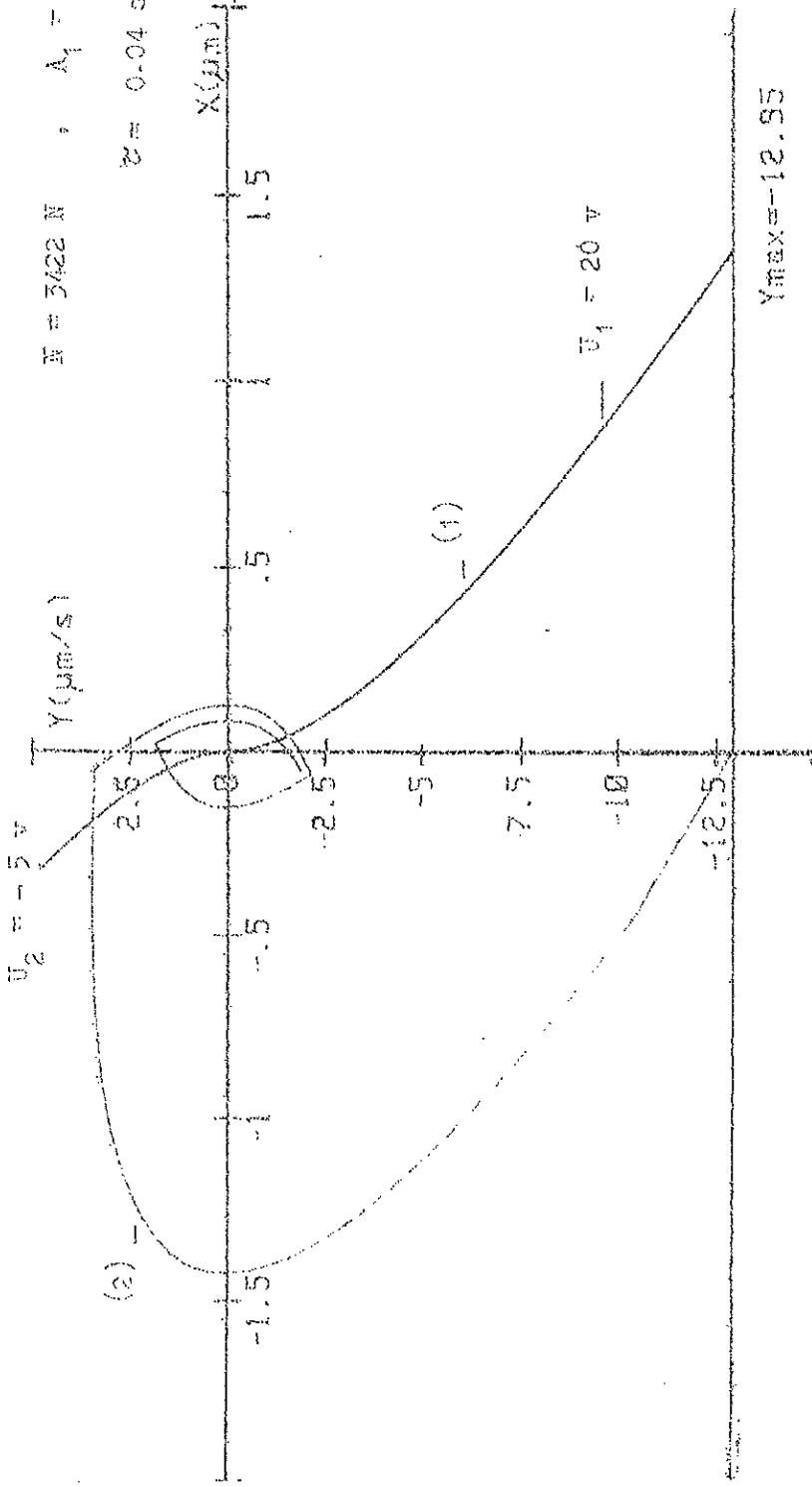


Fig. C.31

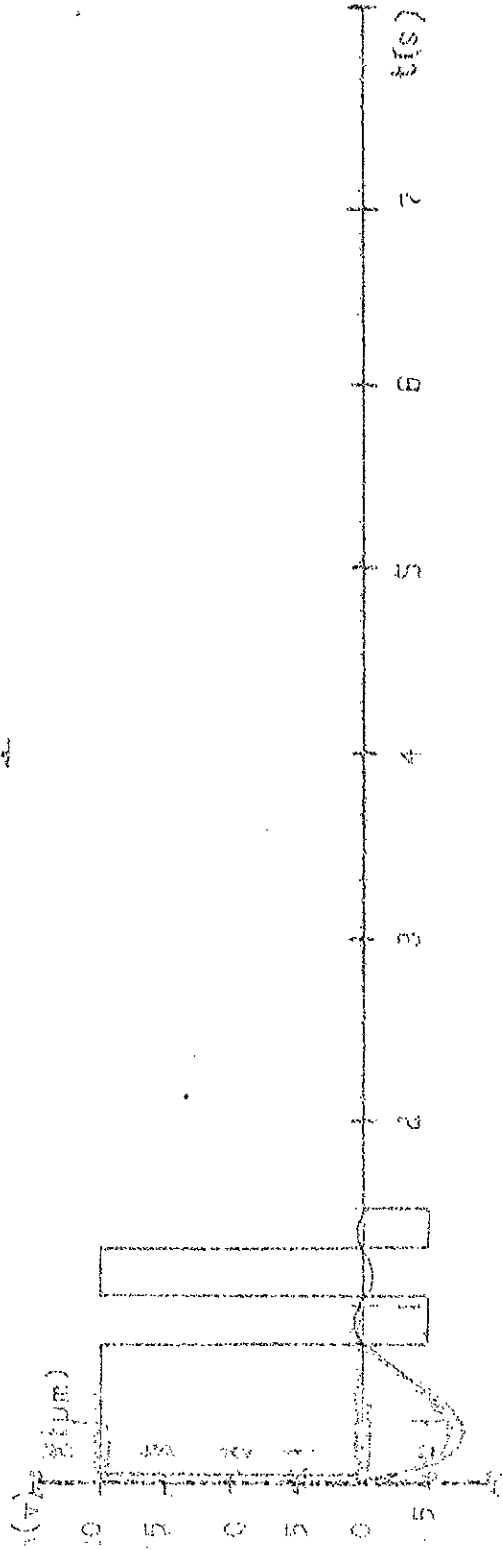


Fig. C.31

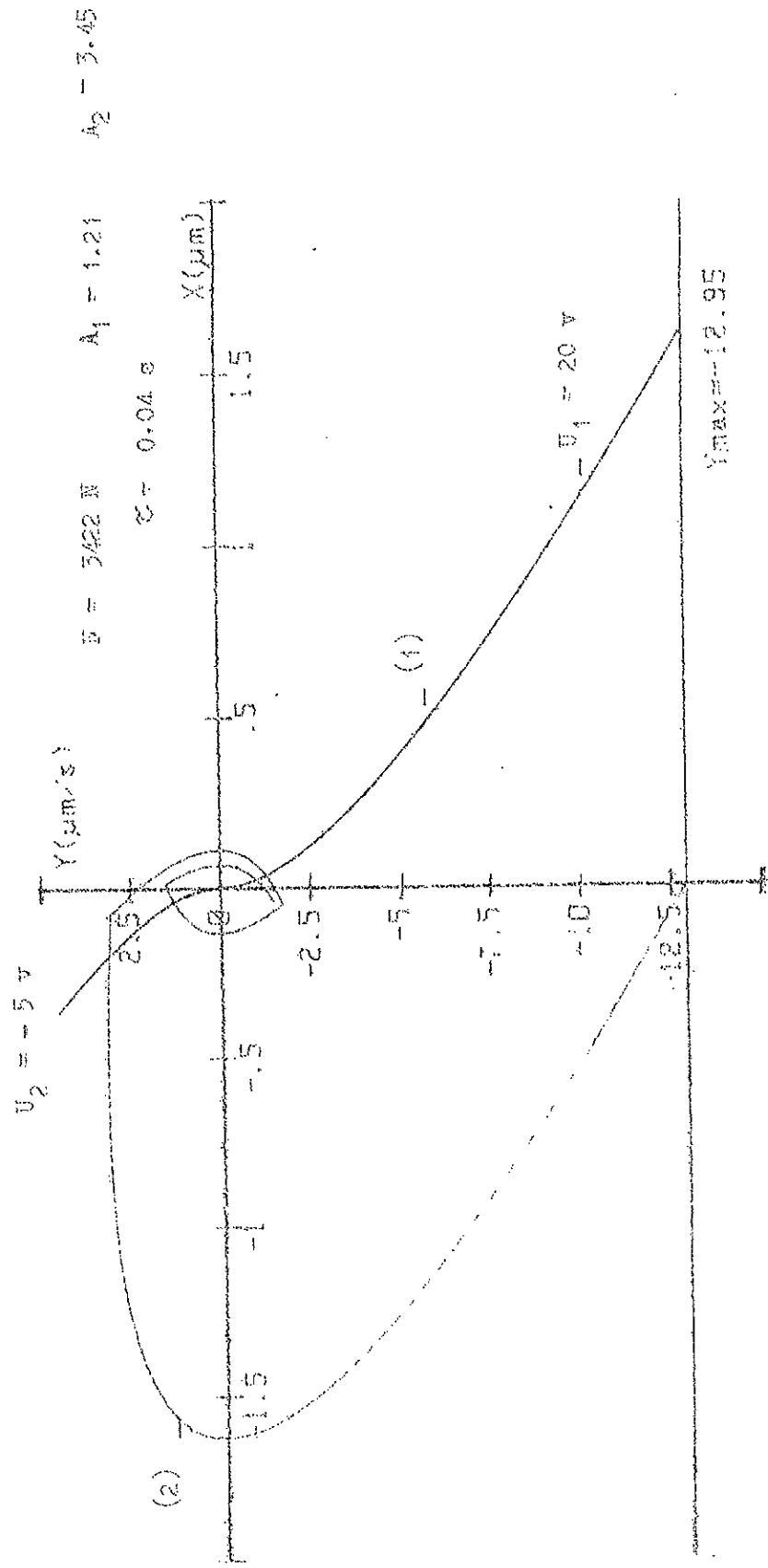


Fig. C.32

C
1
2

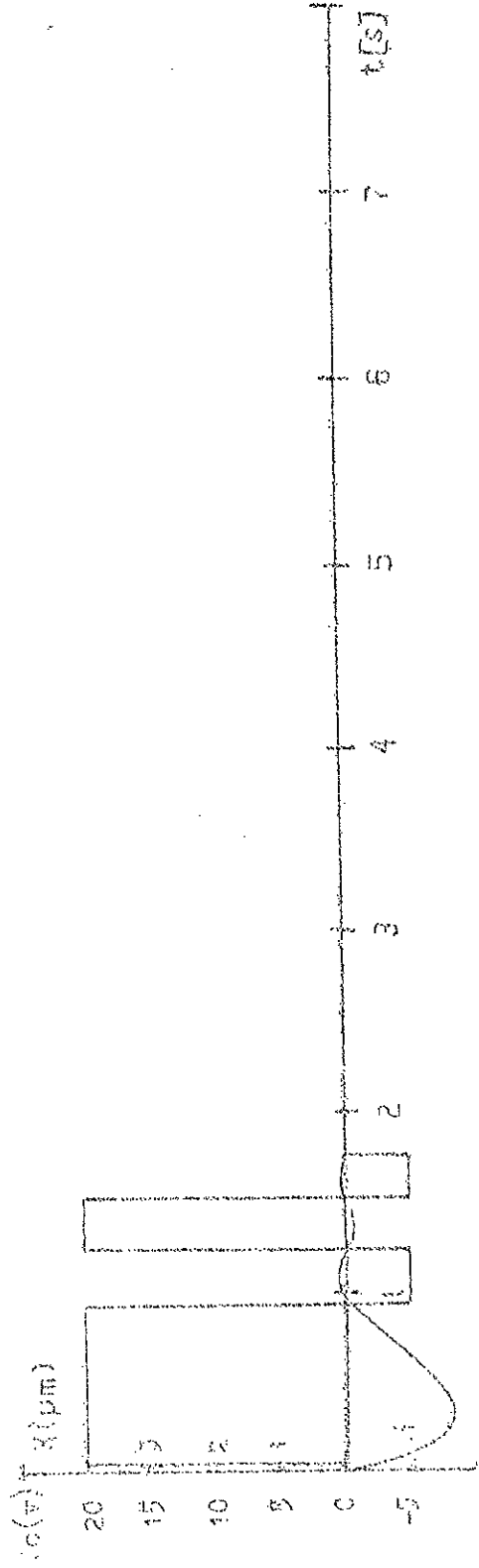
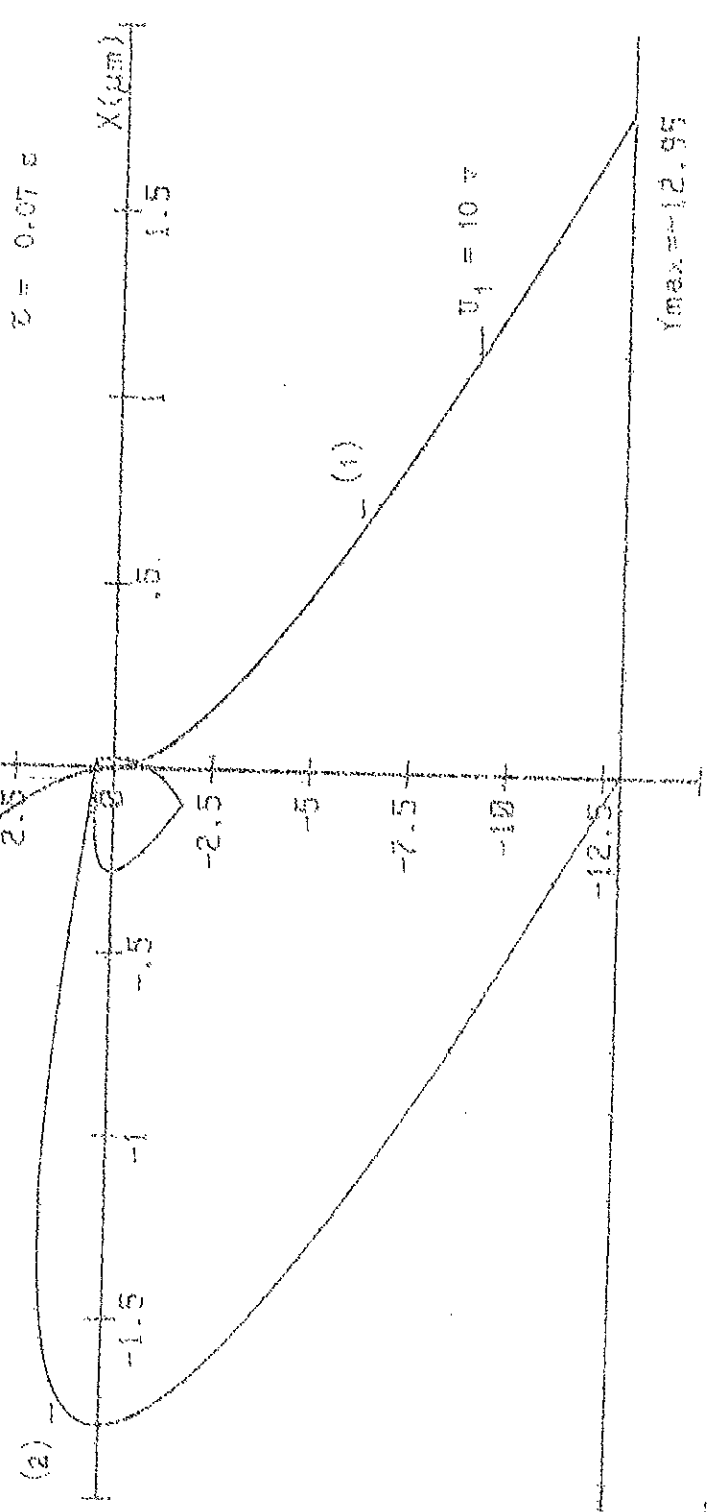


Fig. C.33

$U_2 = -5 \text{ \AA}$ $N = 3422 \text{ \AA}$ $A_1 = 1.64$ $A_2 = 4.76$
 $\sigma = 0.07 \text{ e}$



$c = 2$

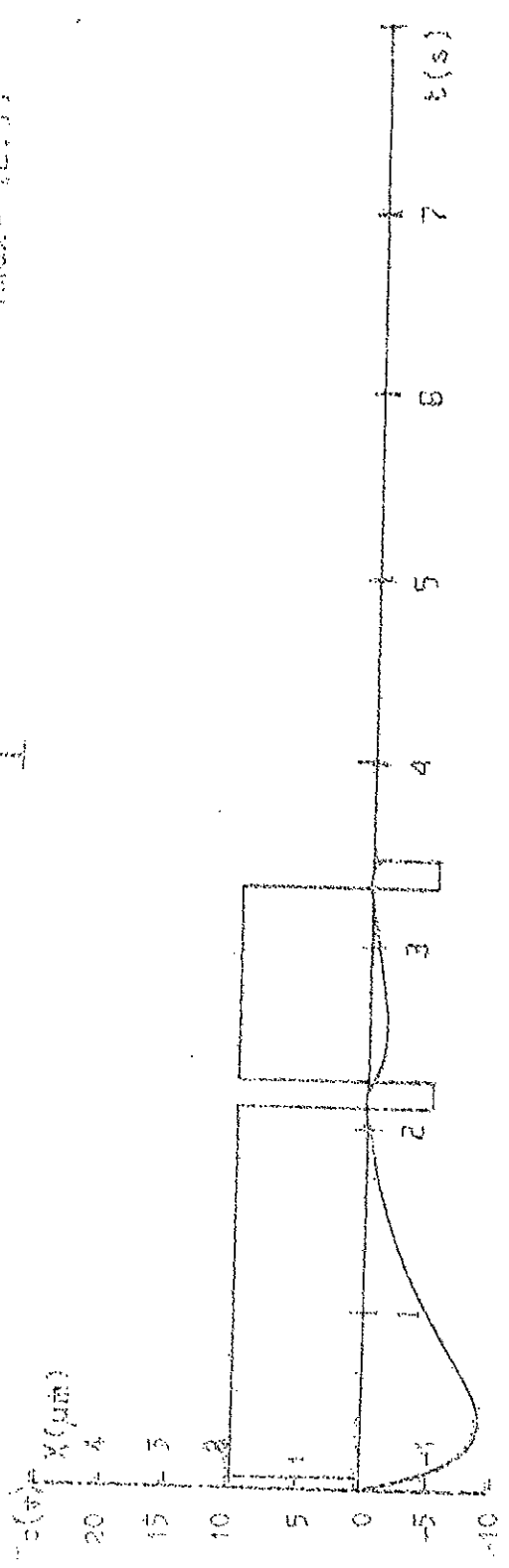
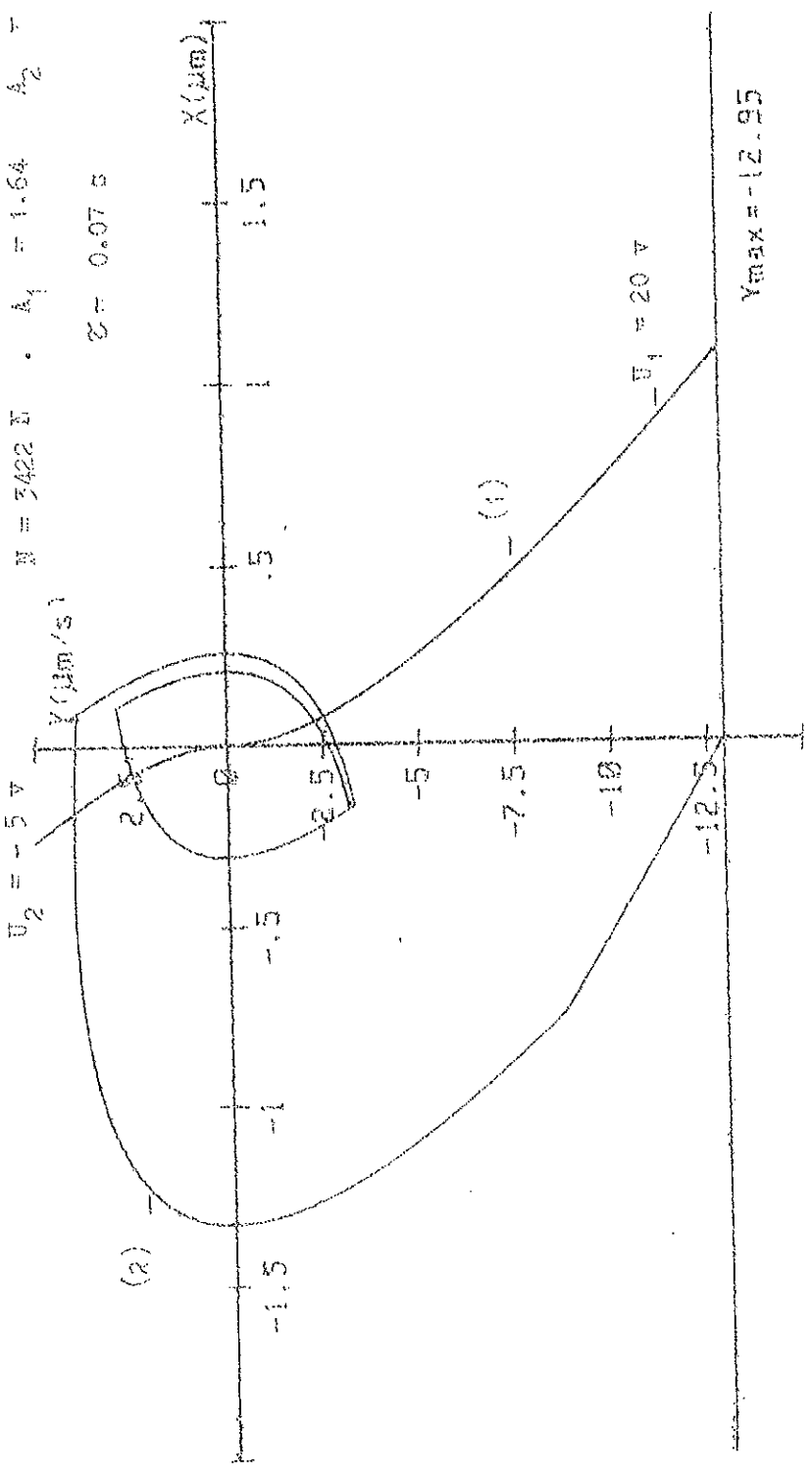


Fig. C.34

Fig. C.35

$N = 3422 \text{ N}$ $A_1 = 1.64$ $A_2 = 4.76$
 $\sigma = 0.07 \text{ s}$

Fig. C.36



0 1 23

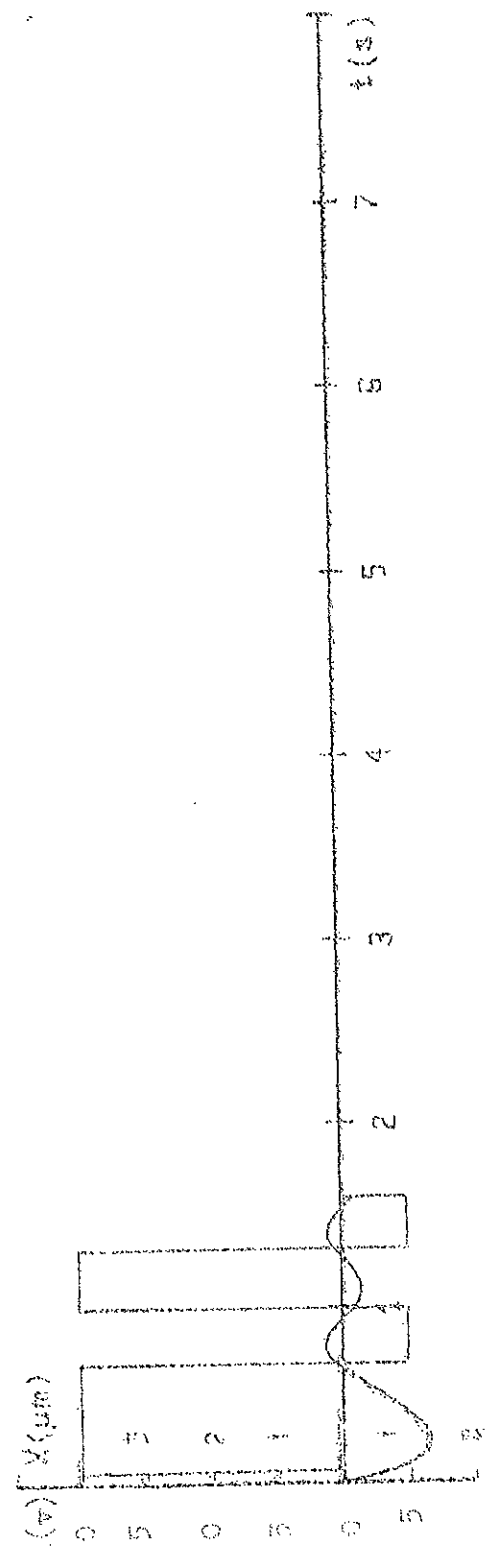


Fig. C.37

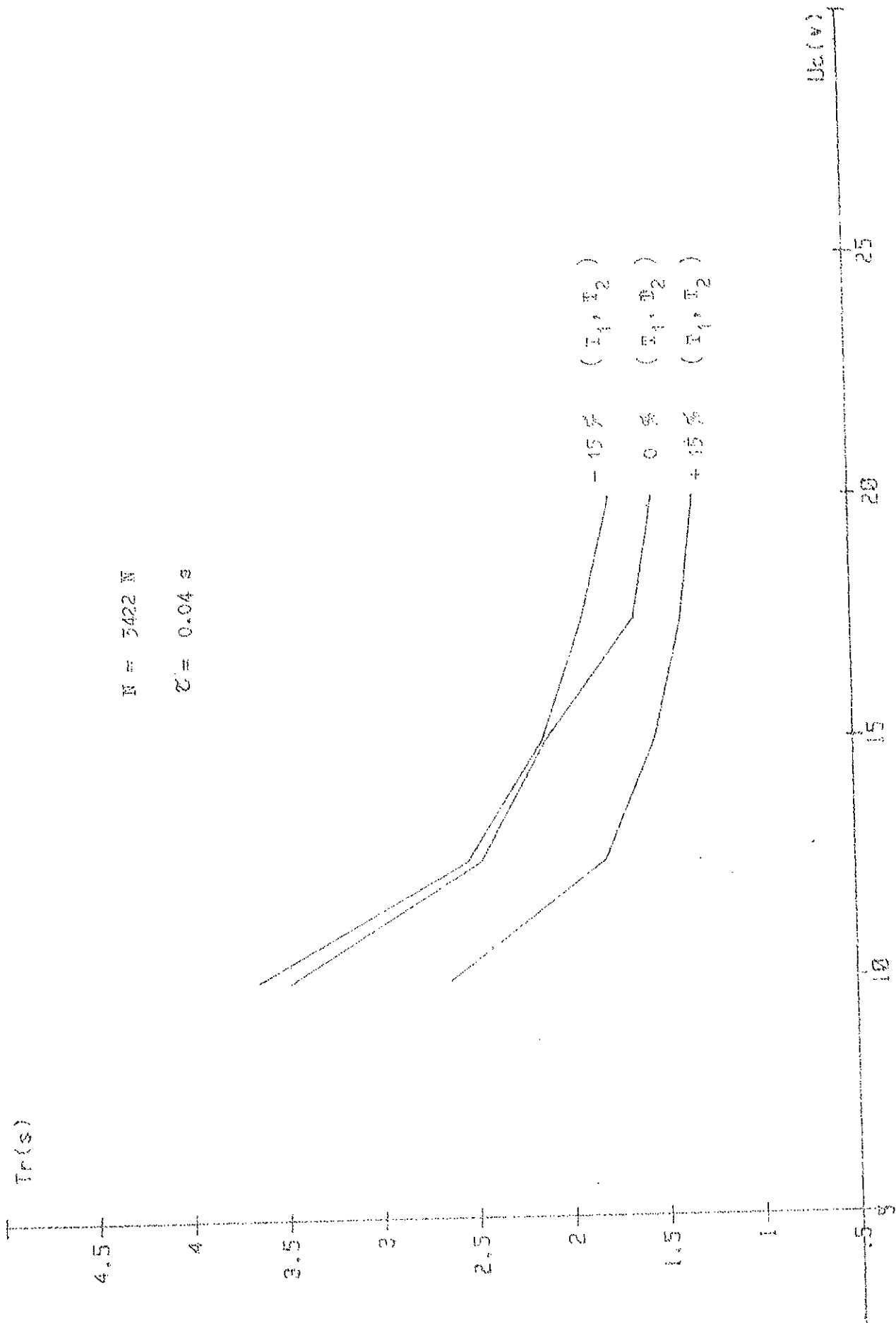


Fig. 0.20

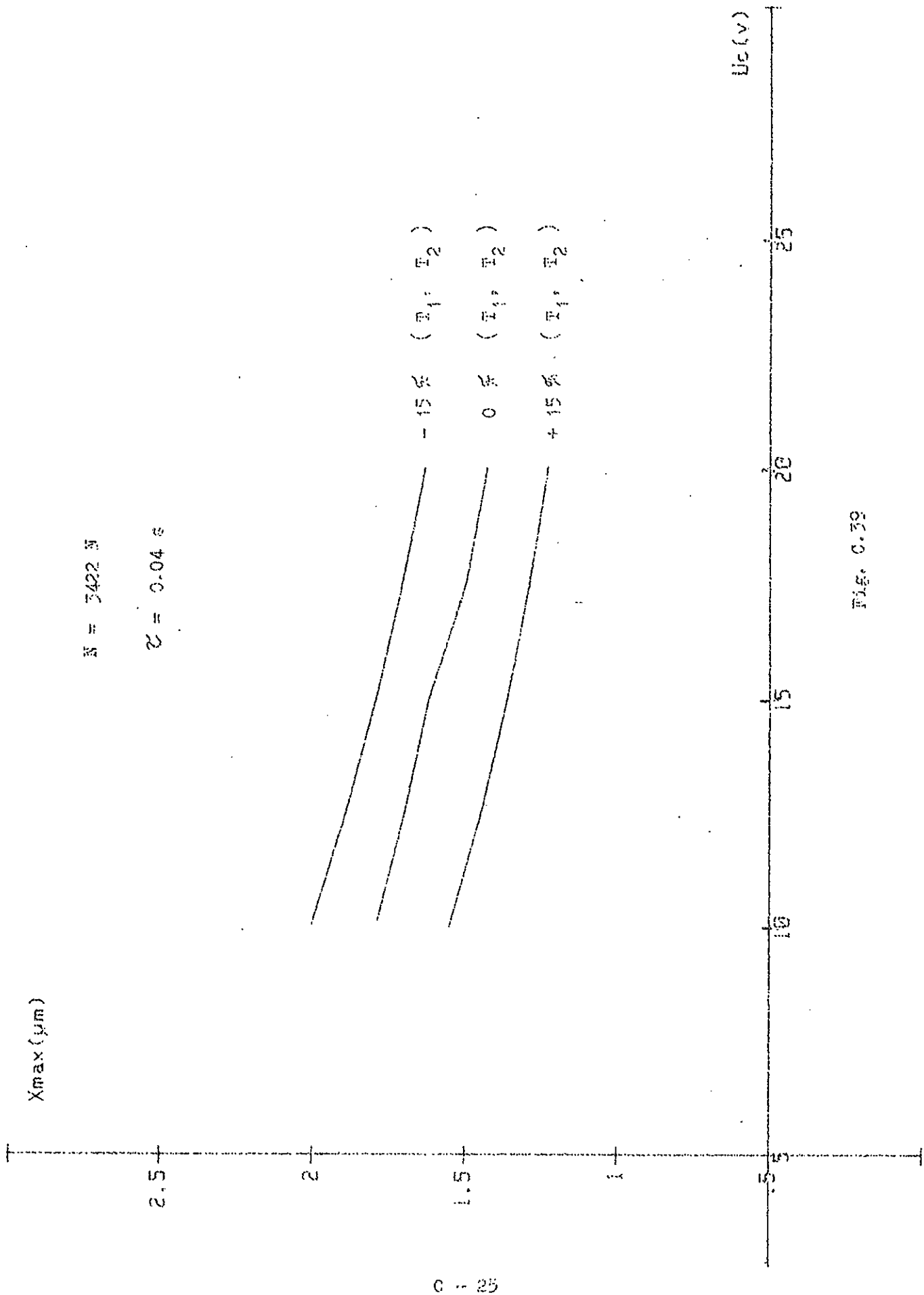


Fig. C.39

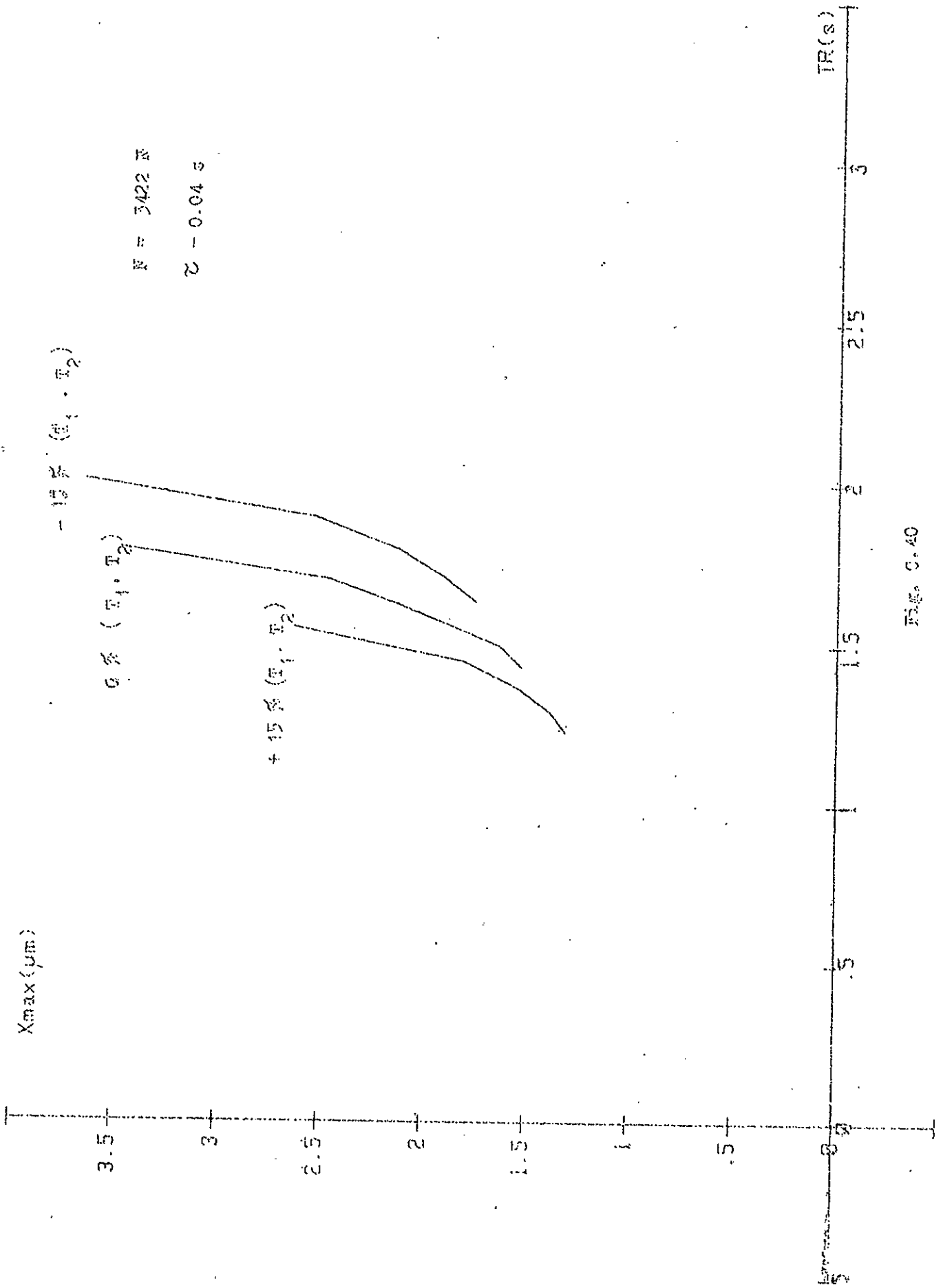


FIG. C.40

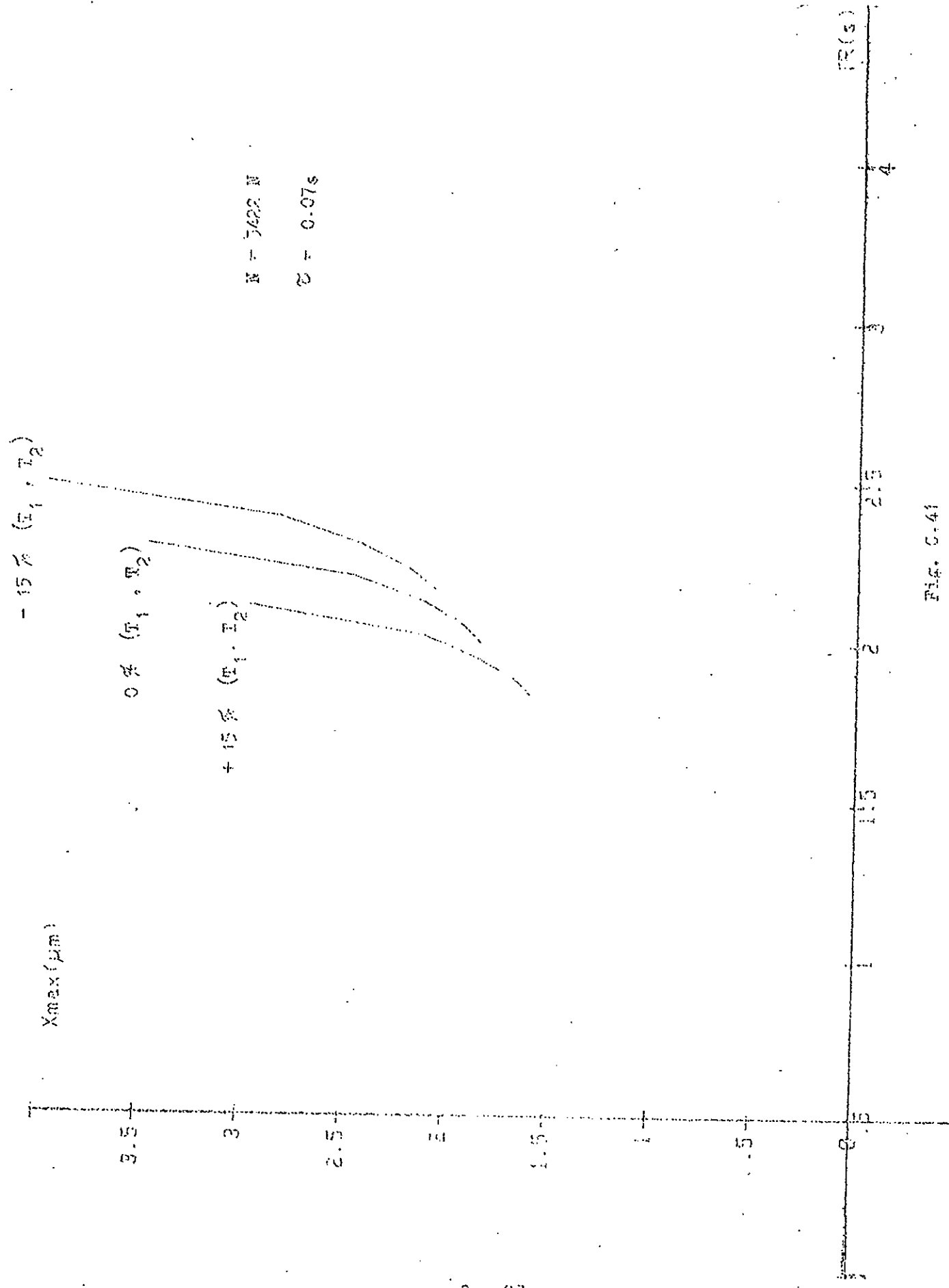


FIG. C.41