

RÉPUBLIQUE DU SENEGAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THÈS

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

Gm. 0659

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR DE CONCEPTION

TITRE : EXPERTISE SUR LES PROBLÈMES DE RUPTURE
EN SERVICE DES LAMES DES RESSORTS FERROVIAIRES
DE LA SOCIÉTÉ NATIONALE DES CHEMINS DE FER
DU SENEGAL.

DATE : JUIN 1991

AUTEUR : Mr. KPOMASSE MARTIN

DIRECTEUR : Mr. MAURICE DUVAL

CO-DIRECTEUR : Mr. Abdoulaye LO (SNCS)

Ce qu'il faut toujours se rappeler !

« La science est après tout une classification, une façon de rapprocher les faits que les apparences séparaient, bien qu'ils fussent liés par quelque parenté naturelle et cachée. La science, en d'autres termes, est un système de relation. » (Henri Poincaré)

« Aucune théorie, si frutueuse soit-elle ne peut tout expliquer: il reste toujours un certain nombre de faits incompréhensibles ou troublants pour nous avertir qu'au-delà des conquêtes nouvelles il y a encore bien d'autres terres à explorer. » (L. De Broglie)

« C'est en effet l'expérience que vous avez vu faire, comme toute expérience de physique, comporte deux parties. Elle consiste, en premier lieu dans l'observation de certains faits; pour faire cette observation, il suffit d'être attentif et d'avoir les sens suffisamment déliés, il n'est pas nécessaire de savoir la physique; le directeur du laboratoire y peut être moins habile que le garçon. Elle consiste, en second lieu, dans l'interprétation des faits observés; pour pouvoir faire cette interprétation, il ne suffit pas d'avoir l'attention en éveil et l'oeil exercé; il faut connaître les théories admises; il faut savoir les appliquer; il faut être un physicien. »

*Dieu est omnipotent, omniscient et il nous a créés à son image !
Donc pas une minute à perdre dans la conquête du savoir !
Quitte à mourir de fatigue après la récolte !*

REMERCIEMENTS

Je ne saurai commencer le rapport de mon projet de fin d'études sans pour autant remercier tous ceux qui de près ou de loin ont contribué de toute bonne foi à sa réussite.

A cet effet, d'abord je remercie particulièrement mon directeur de projet interne, monsieur Maurice DUVAL, professeur à l'Ecole Polytechnique de Thiès qui, malgré les lourdes responsabilités qui lui incombent au sein de cette institution a bien voulu me consacrer une partie de son temps tout au long de cette année afin d'une part, de m'initier au cours de ce projet à la vie professionnelle des ingénieurs dans les entreprises des pays en voie de développement et d'autre part à la résolution du problème posé par la Société Nationale des Chemins de Fer dont fait objet ce projet.

Enfin, mes remerciements s'adressent également à mon directeur de projet externe, monsieur Abdoulaye LO, Ingénieur métallurgiste de la SNCS à Thiès qui a contribué en ce qui le concerne à la réussite de ce projet.

3-2 Proposition d'un mécanisme d'aide à la trempe des ressorts.....	38
3-3 Diamètre optimal du trou de rivetage.....	38
3-4 Remplacement du trou circulaire par un trou oval.....	38
3-4-1 Contraintes normales.....	40
3-4-2 Contraintes en fatigue.....	40
3-4-3 Facteurs de sécurité statiques.....	43
3-4-4 Facteurs de sécurité en fatigue.....	43
3-4-5 Durées de vie.....	43
3-4-6 Estimation des nouveaux taux de bris après amélioration.....	48
3-4-7 Nouveaux coûts des bris.....	48
3-5 Augmentation du nombre de lames.....	49
3-6 Bridage des ressorts.....	49
3-7 Les opérations de confectionnement des ressorts.....	51
3-7-1 Comparaison des deux méthodes.....	51
3-7-2 Etude de coûts.....	51
3-8 Contrôle des surcharges.....	52
<u>CHAPITRE IV</u> : Conclusion et recommandations.....	55
<u>BIBLIOGRAPHIE</u>	56
<u>ANNEXES.</u>	
<u>Annexe 1</u> : Calculs de conception des deux instruments de mesures	
<u>Annexe 2-a</u> : Dessin technique du ressort de la bogie U ₁	
<u>Annexe 2-b</u> : Dessin technique du ressort de la bogie T ₁₅	

CHAPITRE I : INTRODUCTION

Ce projet, comme l'indique le titre a pour but d'expertiser sur le problème des ruptures en service des lames des ressorts ferroviaires de la SNCS. Elle est confrontée à ce problème depuis très longtemps. Il y a de cela deux ans, elle a fait appel aux métallurgistes pour une étude approfondie du traitement thermique mais malgré cela ce problème demeure encore; 20 ressorts cassés en moyenne par mois à en croire les rapports mensuels du bureau d'étude de la SNCS et comme environs un ressort coûte 50000 F cfa donc 1000000 F cfa pour les 20 ressorts soit un total de 12000000 F cfa par an, ce qui représente une dépense énorme qui retient l'attention de la SNCS de telle manière que ce problème nous a été posé afin de cerner les causes probables et y apporter une amélioration pour réduire cette dépense.

En pratique, le problème de rupture des lames est complexe étant donné les conditions de sollicitation en service difficile à maîtriser et aussi le suivi et le contrôle du traitement thermique adopté pour les lames sont difficiles à respecter scrupuleusement avec les vieux équipements dont dispose la SNCS.

Somme toute, il est évident que ce problème n'est pas seulement dû au traitement thermique mais aussi aux conditions de sollicitation réelle en service, par exemples, les surcharges, l'état des rails, la façon de faire l'assemblage, etc...

Ainsi dans la conduite de ce projet, nous rechercherons d'abord les causes du bris des ressorts en faisant une analyse approfondie du traitement thermique et de la résistance des ressorts fabriqués à la SNCS, ensuite l'interpréter et diagnostiquer et enfin chercher les améliorations possibles et recommandations à apporter au mode de fabrication des ressorts afin d'atteindre les exigences du service avec une dépense minimale.

CHAPITRE II :

Recherche des causes du bris des ressorts en service à la SNCS

2-1 Etude du traitement thermique et de la résistance des ressorts

2-1-1 Traitement thermique

L'acier utilisé pour la fabrication des ressorts (nuance 51 S7) possède à l'état laminé d'origine, une dureté de l'ordre de 290 HB soit une résistance à la traction minimale de 900 MPa.

C'est un acier au silicium à 0.51 % de carbone, 1.75 % de silicium et 0.65 % de manganèse.

Le traitement thermique qu'il subit vise à lui conférer les caractéristiques suivantes :

- limite d'élasticité ≥ 1250 MPa ($R_{p_{0.2}}$) ;
- résistance à la rupture ≥ 1400 MPa (R_m) ;
- allongement à la rupture ≥ 8 % (A %) ;
- résilience ≥ 10 J (KU) .

Ce qui en première approximation correspondent en surface aux duretés suivantes :

- dureté Brinell : $380 \geq HB \geq 420$;
- dureté Vickers : $399 \geq HV \geq 443$.

Ainsi les trois opérations classiques de traitement thermique à savoir, le chauffage, la trempe et le revenu devraient se dérouler de la manière suivante selon une expertise antérieure réalisée aux ateliers de la SNCS.

2-1-1-1 Le chauffage

Cette opération a pour objectif de mettre en solution tous les constituants de l'acier sous forme d'austénite (γ).

La structure originale est essentiellement constituée de ferrite, de perlite et de carbures (voir figure 2-4 , page 7) .

- La température d'austénisation est de l'ordre de $930^\circ \text{C} \pm 20$.

— La durée d'austénitisation de 30 mn.

C'est la température et la durée retenues pour cet acier et pour des lames d'épaisseur de 15 mm. Ce choix a été fait après l'étude des microstructures effectuée en France afin d'éviter, la décarburation en surface des lames, le grossissement des grains de la structure qui diminue les caractéristiques finales notamment la résilience.

2-1-1-2 La trempe

L'opération de trempe consiste à refroidir rapidement les lames dans l'eau à une température inférieure à 50° C à partir de la température d'austénitisation afin de former la structure martensitique de dureté élevée:

- la température avant trempe ne doit descendre en dessous de 880° C;
- la vitesse de refroidissement doit être telle que les lames soient entièrement refroidies en un temps minimum à cet effet on recommande une trempe avec agitation (voir figure 2-2 , page 6) .

2-1-1-3 Le revenu

Après la trempe, la structure de l'acier martensitique de dureté HV > 700 possède une résistance à la rupture très élevée mais d'une grande fragilité et les lames contiennent d'importantes contraintes résiduelles.

L'opération de revenu est destinée à diminuer la fragilité et les contraintes résiduelles du métal brut de trempe.

Elle consiste en :

- un réchauffage à une température inférieure à la température d'austénitisation;
- un maintien de durée déterminée à cette température;
- un refroidissement lent, à l'air libre.

Le choix de la température et de la durée du revenu permet d'ajuster les caractéristiques finales des pièces.

Pour les lames de ressort, de nuance 51 S7, les caractéristiques souhaitées peuvent être obtenues par:

- un chauffage à une température de 500° C;
- un maintien de 1 h 30 à 2 h à cette température;
- refroidissement à l'air libre.

En résumé : l'opération de traitement thermique des lames de ressorts peut se schématiser par les séquences représentées sur la figure 2-1 , page 4 .

2-1-1-4 Analyse du traitement thermique

Les recherches théoriques effectuées, nous permettent de faire les déductions suivantes sur le traitement thermique de l'acier à 0.51 % de carbone (1) :

- le chauffage jusqu'à 930° C et maintien pendant 20 mn permet l'austénitisation complète;
- la trempe de 930° C dans l'eau maintenue à la température ambiante; permet la formation d'une structure à 90 % martensitique (M90);
- le revenu à 500° C pendant 1 H 30 produit :
 - une amélioration de la tenacité;
 - une diminution de la dureté;
 - une diminution de la limite d'élasticité.

Tout en permettant d'obtenir les propriétés minimales requises.

2-1-2 Cintrage des lames

Les rayons de courbure des lames sont différents selon le type de ressort. Seulement dans l'opération de cintrage, les ouvriers se servent du même gabarit donc du même rayon de courbure pour toutes les lames. Mais étant donné que dans un ressort plusieurs lames sont superposées, il aura des espacements entre les lames superposées avant assemblage. Cela donnera lieu à des précontraintes dans les lames après assemblage, ce qui pourrait représenter un inconvénient en service. (voir figure 2-5 , page 11) . Pire, les ouvriers ont tendance à ajuster la courbure des lames de ressorts à froid et au coup de marteau. Ce qui peut être à l'origine d'amorce de fissures ou criques, etc..

$$R_1=R_2=R$$

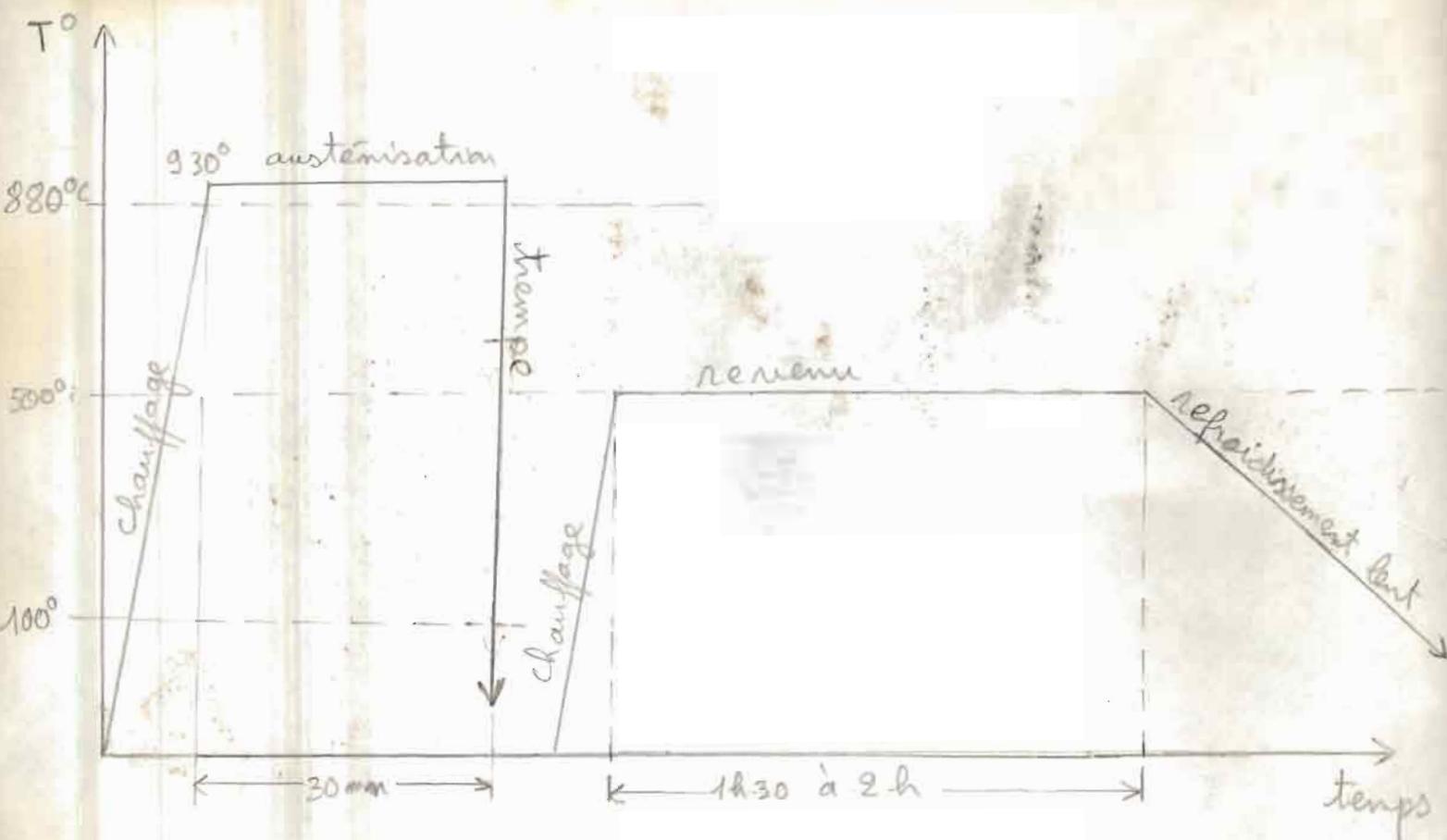


Schéma du traitement thermique

(figure 2-1)

DIAGRAMME D'ÉQUILIBRE FER-CARBONE

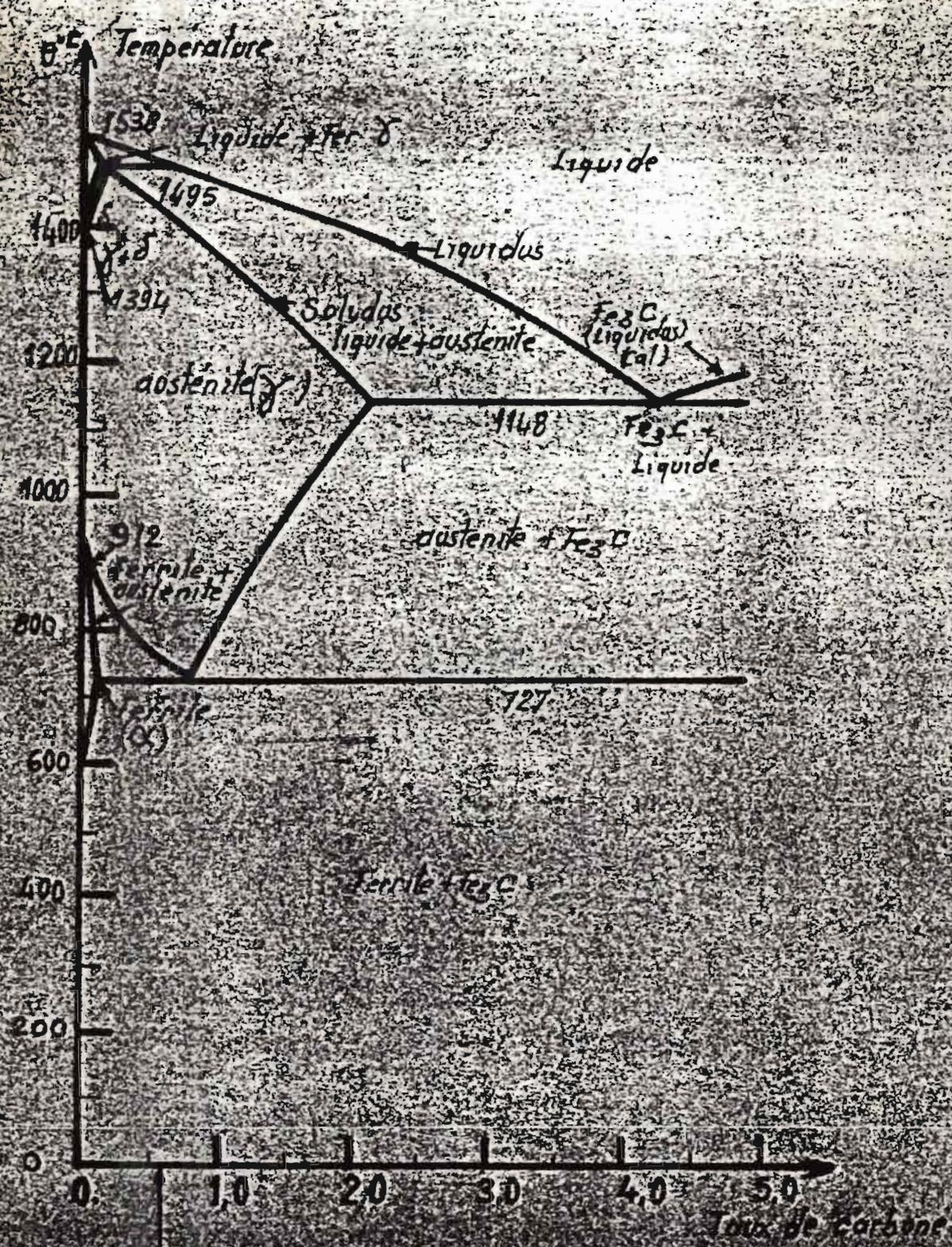
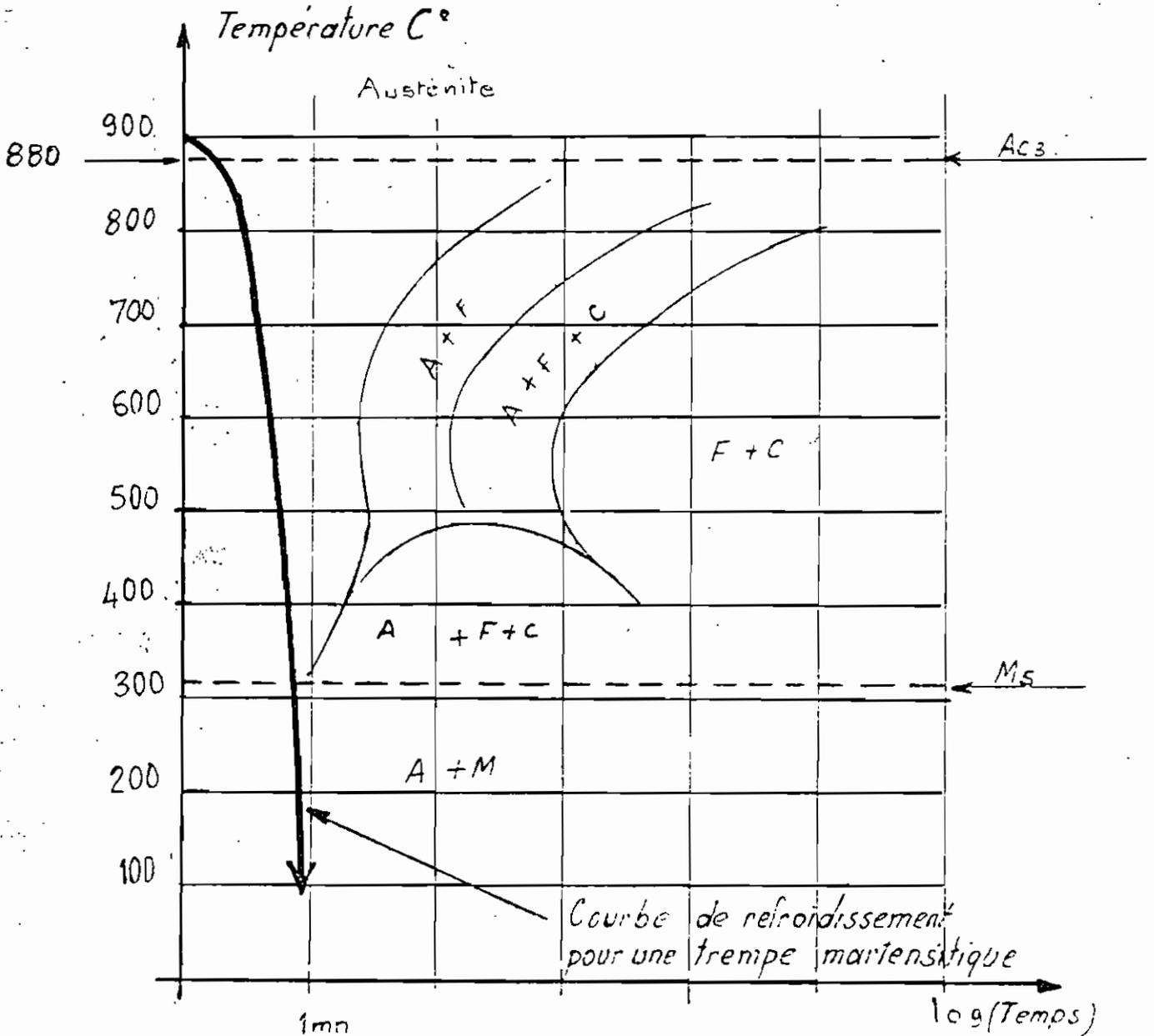


fig. 2-4

DIAGRAMME DE TRANSFORMATION LORS DU TRAITEMENT THERMIQUE DE L'ACIER À RESSORT 51S7



A: Austénite

F: Ferrite

C: cémentite

M: Martensite

Ac₃ Transformation austénitique

Ms Transformation martensitique

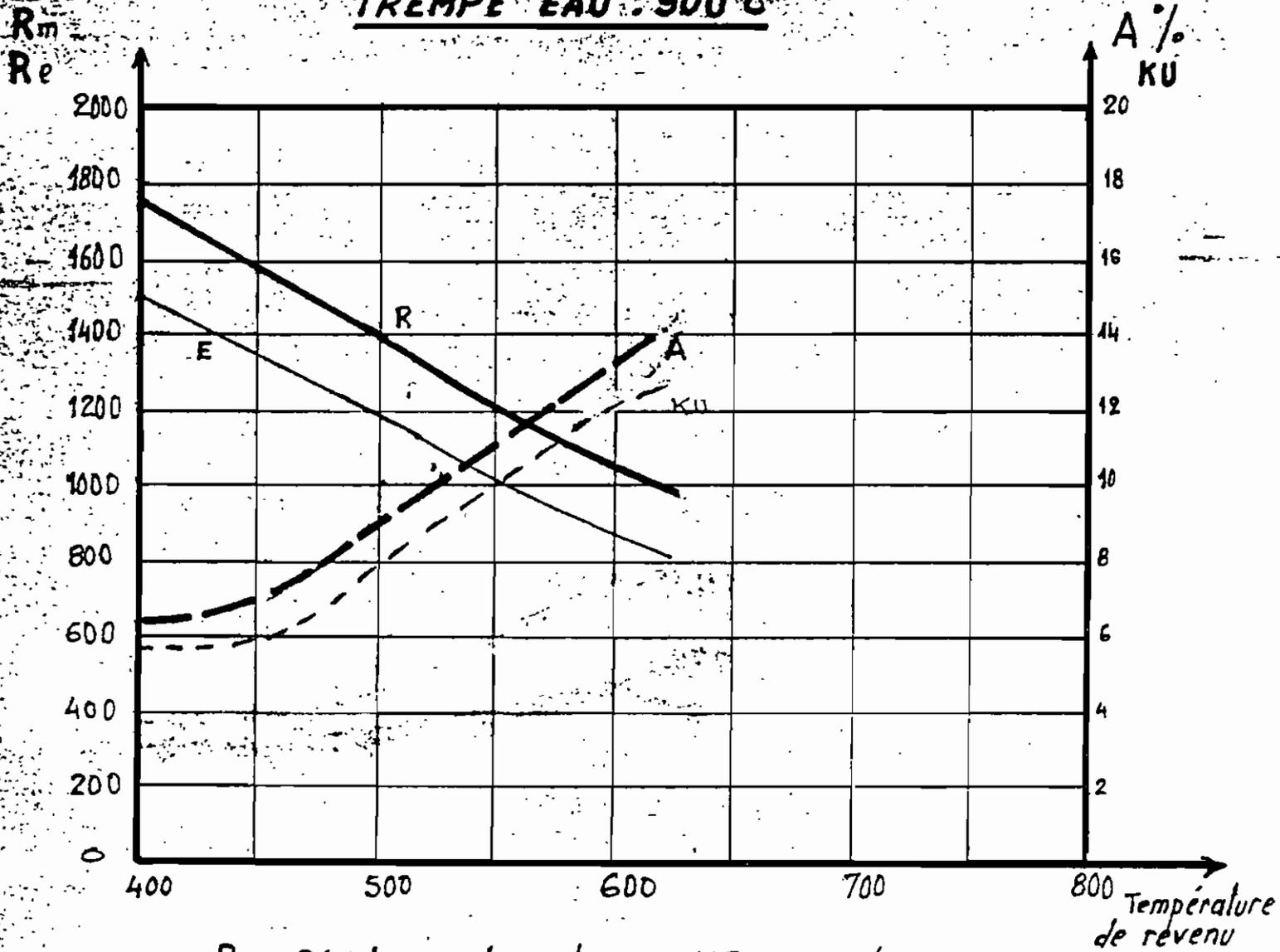
fig. 2-2

TABLE DES MATIERES

<i>Ce qu'il faut toujours se rappeler</i>	i
<u>Remerciements</u>	ii
<u>CHAPITRE I</u> : Introduction.....	1
<u>CHAPITRE II</u> : Recherche des causes du bris des ressorts en service à la SNCF.....	2
2-1 ETUDE DU TRAITEMENT THERMIQUE ET DE LA RESISTANCE DES RESSORTS.....	
2-1-1 Traitement thermique.....	2
2-1-1-1 Chauffage.....	2
2-1-1-2 Trempe.....	3
2-1-1-3 Revenu.....	3
2-1-1-4 Analyse du traitement thermique.....	4
2-1-2 Cintrage des lames.....	4
2-1-3 Calcul des contraintes.....	12
2-1-3-1 Caractéristiques techniques.....	12
2-1-3-2 Contraintes statiques.....	12
2-1-3-3 Contraintes en fatigue.....	17
2-1-4 Estimation des facteurs de sécurité.....	19
2-1-4-1 Facteur de sécurité en statique.....	19
2-1-4-2 Facteur de sécurité en fatigue.....	19
2-1-5 Estimation de la durée de vie des ressorts.....	22
2-1-6 Sensibilité de la contrainte maximale aux variations des paramètres géométriques.....	22
2-1-7 Variation de la contrainte en fonction du nombre de lames.....	23
2-1-8 Bridage des ressorts à lames.....	24
2-1-9 diamètre optimal du trou de rivetage.....	24
2-1-10 Etude de la récurrence des bris.....	30
2-2 INTERPRETATION ET DIAGNOSTIC.....	34
2-2-1 Traitement thermique.....	34
2-2-2 Surcharge des wagons.....	34
2-2-3 dimensionnement des ressorts.....	35
<u>CHAPITRE III</u> : PROPOSITIONS DE SOLUTIONS AU PROBLEME DE RUPTURE.....	38
3-1 Traitement thermique.....	38

INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE DE REVENU ACIER 51 S7

TREMPE EAU : 900°C



R_m : Résistance à la rupture en MPa ou N/mm^2
 R_e : Limite d'élasticité en MPa ou N/mm^2
 A : Allongement en %
 K : Résilience KU ou en Joules.

fig. 2-3

$$\text{on a } R_2+h_1=R_1+e+x_1 \Rightarrow h_1=e+x_1 \Rightarrow \boxed{x_1=h_1-e} \quad (2-1)$$

$$\text{de plus } (R_1+e)^2 = h_1^2+R_2^2+2h_1R_2\cos(\theta_2/2)$$

$$\Rightarrow h_1 = -R \cos(\theta_2/2) + \sqrt{R^2\cos^2(\theta_2/2)+e(2R+e)}$$

$$\Rightarrow \boxed{h_1 = -R\cos(\theta_{i+1}/2) + \sqrt{R^2\cos^2(\theta_{i+1}/2)+e(2R+e)}} \quad (2-2)$$

Bogie T₁₅

$$\theta_1 = \frac{C_1}{R} = \frac{653-7\pi}{1875} = 0.3365 \text{ rd}$$

$$\theta = \frac{\text{courbure}}{\text{rayon}} \Rightarrow \theta_2 = \frac{C_2}{R} = \frac{620}{1875} = 0.3307 \text{ rd} \quad (2-3)$$

$$\theta_3 = \frac{C_3}{R} = \frac{485}{1875} = 0.2587 \text{ rd}$$

$$\theta_4 = \frac{C_4}{R} = \frac{350}{1875} = 0.1867 \text{ rd}$$

$$\theta_5 = \frac{C_5}{R} = \frac{215}{1875} = 0.1147 \text{ rd}$$

Des formules (2-1) et (2-2) nous pouvons calculer les espacements (x_i) entre les lames pour les ressorts des bogies T₁₅ et U₁ (voir tableau 2-1 , page 10) .

De ce tableau on peut en conclure que les espacements sont faibles et ne conduisent pas à des précontraintes significatives dans les lames des ressorts après assemblage, du fait que ces déflexions correspondent à 0.5 % de la valeur maximale en service.

Tableau 2-1 : Cintrage des lames (ξ_i = déflexions)

	R(mm)	Ci(mm)	Oi(rd)	hi(mm)	ξ_i (mm)	e(mm)
T15		631	0.3365			
		620	0.3307	12.16	0.16	
	1875	485	0.2587	12.1	0.1	12
		350	0.1867	12.05	0.05	
		215	0.1147	12.02	0.02	
U1		567	0.4137			
		525	0.3831	13.24	0.24	
	1364	390	0.2846	13.13	0.13	13
		255	0.1861	13.06	0.06	

R = rayon de cintrage

C = courbure

e = épaisseur des lames

O et hi sont définies comme l'indique la figure 2-5, page 11

2-1-3 Calcul des contraintes

2-1-3-1 Caractéristiques techniques

Les wagons à bogie T₁₅ surportent une charge nominale de 35 tonnes en plus une charge à vide de 15.66 tonnes.

Pour les wagons à bogie U₁ la charge nominale est de 30 tonnes avec une charge à vide de 17.360 tonnes.

Chaque wagon est surporté par 8 couples de ressorts d'où le poids nominal pour chaque couple de ressorts est :

$$\text{bogie T}_{15} : \quad P_{\text{nom}} = \frac{35+15.66}{8} = 6.33 \text{ tonnes}$$

$$\text{bogie U}_1 : \quad P_{\text{nom}} = \frac{30+17.360}{8} = 5.92 \text{ tonnes}$$

Pour les autres caractéristiques voir tableau (2-2 , page 14) .

D'après la théorie des ressorts à lames très employés dans l'industrie automobile, le ressort agit comme une poutre encastrée en flexion dont la longueur efficace est calculée par $L_e = L_1 - \frac{1}{3} L_3$ (2 - 4)

(voir figures 2-7 , 2-8 ; pages 15 , 16)

2-1-3-2 Contraintes statiques

D'après la théorie des poutres en flexion ⁽²⁾, la contrainte maximale est égale à :

$$\sigma = \frac{3Pl}{n(b-d)t^2} \quad (2 - 5)$$

et la déflexion (Δ) est égale à :

$$\Delta = \frac{6PL^3K}{n(b-d)t^3E} \quad (2-6)$$

$$\text{ou } K = \frac{1}{(1-r)^3} \left[\frac{1-r^2}{2} - 2r(1-r) + r^2 \ln \frac{1}{r} \right] \quad (2-7)$$

$$\text{avec } r = \frac{\text{nombre de lames pleines}^{(2)}}{\text{nombre de lames totales}}$$

Du fait de la présence du trou, il apparait des concentrations de contraintes et la contrainte maximale réelle en flexion est donnée par :

$$\sigma_{cr} = \frac{3PLK_t}{n(b-d)t^2} \quad (2-8)$$

où K_t est un facteur de concentration de contrainte.

Cette formule est acceptable seulement si on peut considérer les lames sans brides (solicitation au point B : voir figure 2-7, page 15).

Ainsi :

$$\sigma_{th} \text{ (calculée avec } L_e) = \frac{3PL_e}{n(b-d)t^2}$$

$$\sigma_A = \frac{3PL_2}{n(b-d)t^2}$$

$$\sigma_B = \frac{3PL_1}{n(b-d)t^2}$$

$$\sigma_{Bt} \text{ (avec } kt) = \frac{3PL_1kt}{n(b-d)t^2}$$

les résultats sont consignés dans le tableau 3-1, page 41.

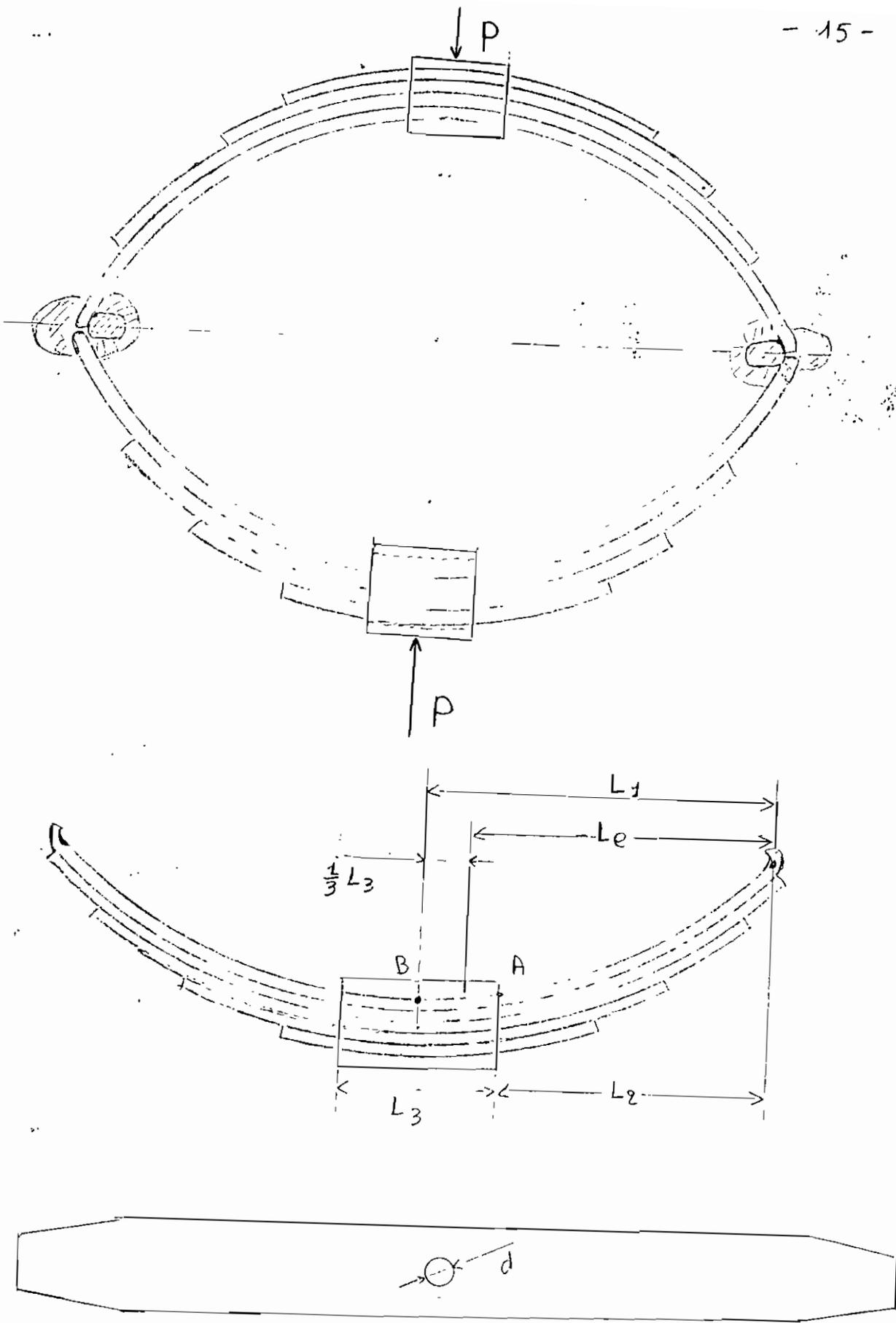
Tableau 2-2 : Caractéristiques géométriques des lames

	b(mm)	t(mm)	Pnom(t)	N	d(mm)	L3(mm)	L1(mm)	L2(mm)	Le(mm)
U1	100	13	5.92	4	13	100	280	210	227
T15	120	12	6.33	5	12.6	80	303	263	276

t: épaisseur; n: nombre de lames; d: diamètre du trou d'assemblage

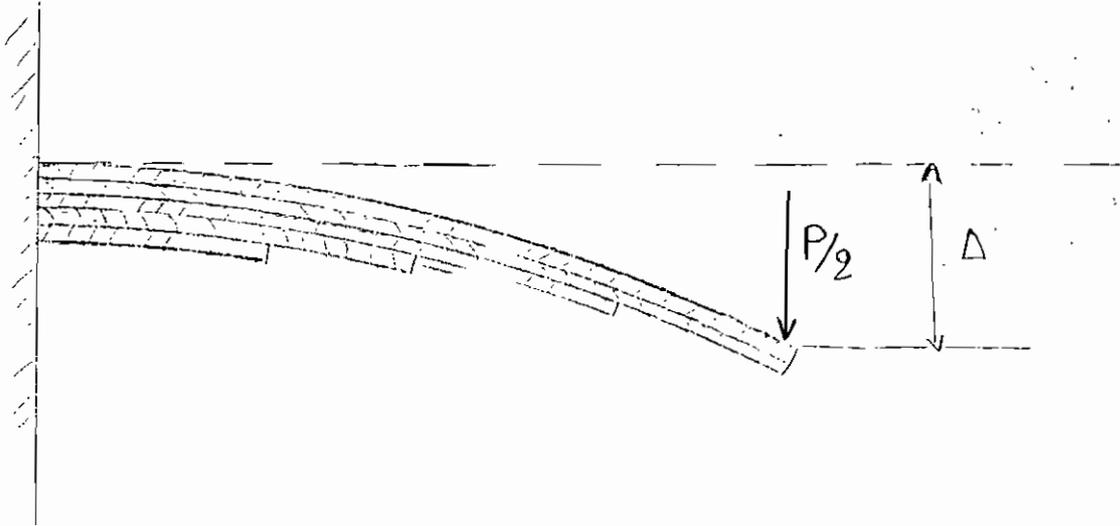
b: largeur des lames

L1, L2, L3 et Le : les dimensions comme indique la figure 2-7, page 15



Caractéristiques géométriques des ressorts

(figure 2-7)



Les lames sollicitées en flexion comme une poutre encastrée

(figure 2-8)

2-1-3-3 Contraintes en fatigue

Les résultats précédents supposent qu'il n'y a pas de variation de contraintes en service, ce qui n'est pas vrai car les rails sont loin d'être considérés comme nivellés, d'où la nécessité de voir ce qui se passe en fatigue des ressorts.

Pour cela on peut approximer la déformation due aux rails comme la superposition de deux types de déformations :

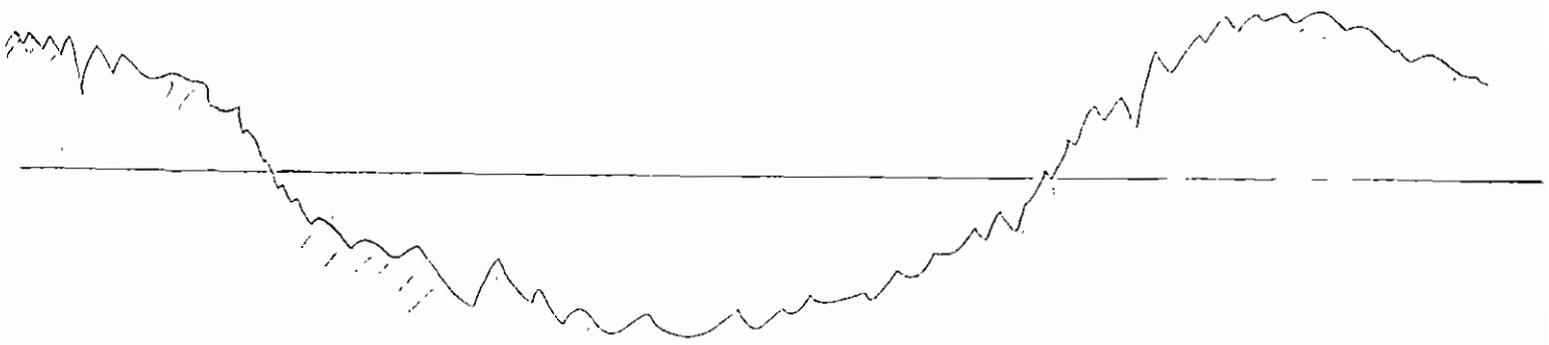
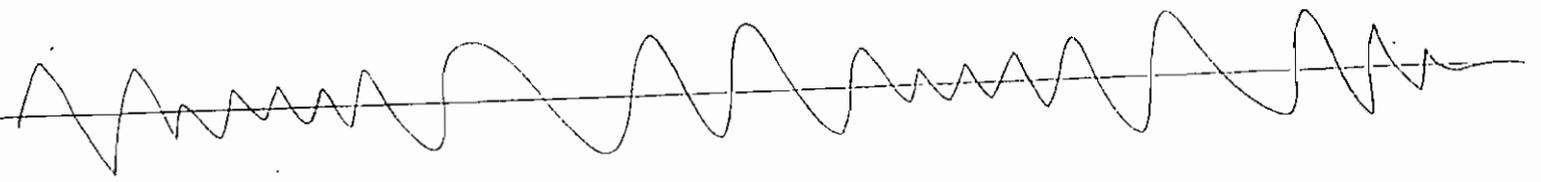
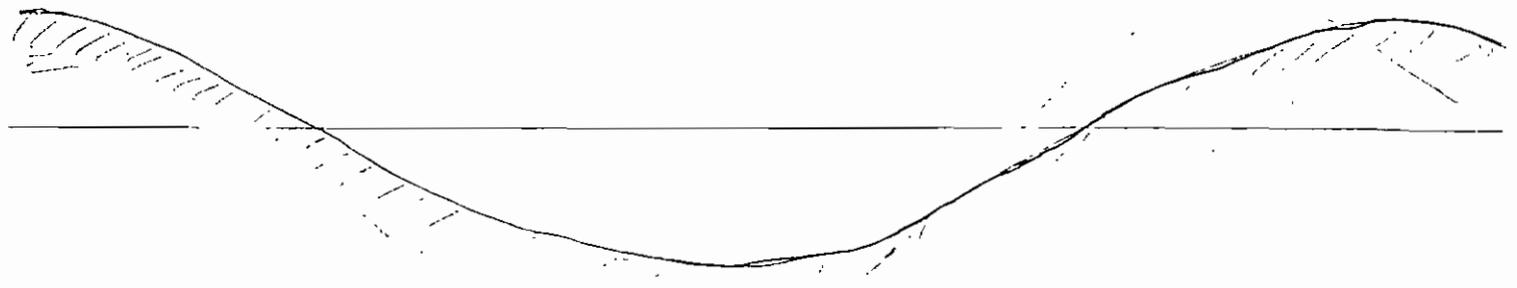
- déformation progressive due à la topographie des lieux traversés par les rails;
- déformations ponctuelles dues aux points d'attachement des rails, des vides ou ponts sous rails, défauts géométriques de fabrication des rails etc... (voir figure 2-9 , page 18) .

Voyant la complexité de ces contraintes variables, nous ferons de faire l'hypothèse que les dénivellations des rails produiront sur les ressorts quelque soit leur configuration géométrique la même déformation. En effet l'inertie des wagons chargés ne peut suivre les variations rapides dues aux dénivellations.

Mais comme il est difficile de connaître avec exactitude les deflexions infligées aux ressorts en service, nous serons obligés de considérer le pire des cas c'est à dire que nous considérons dans les calculs une deflexion maximale uniforme sur tous les rails dont la valeur sera déterminée par une simulation qui tient compte un peu de la réalité du service. Puisque le but est de vérifier les conditions sécuritaires d'utilisation de ressorts. (voir figure 2-10 page 18) .

Ainsi par test successif pour différentes valeurs de deflexion, nous retenons celle qui produit l'affaissement maximal ou l'aplatissement des lames des ressorts de la bogie T₁₅ (de façon théorique); elle est donnée par :

$$\Delta_v = \frac{2KL_e^2 \sigma_v \max}{t E} \quad (2 - 9)$$



Déformation des rails
(figure 2-9)

où $\sigma_{V \max}$ est la valeur de la contrainte variable maximale qui produit l'appauvrissement des lames de la bogie T_{1c} :

$$\sigma_{V \max} = \frac{t E \Delta_{\max}}{2L_e^2 K} = \frac{t E \delta}{4L_e^2 K} \quad (2 - 10)$$

où δ = à la double flèche de fabrication des ressorts.

$$\sigma_{V \max} = 392.8 \text{ MPa (voir tableau 3-2 , page 42)}$$

$$\text{Ce qui implique que } \Delta_V = \frac{2 \times 0.401 \times (0.276)^2 \times 392.8 \times 10^6}{0.012 \times 207 \times 10^9} = 9.66 \text{ mm } \approx 10 \text{ mm.}$$

Les résultats de ces calculs se trouvent dans le tableau 3-2 , page 42.

2-1-4 Estimation de facteurs de sécurité

2-1-4-1 Facteur de sécurité statique

L'acier de nuance 51 S7, après traitement thermique à une limite d'élasticité

$$S_y = 1250 \text{ MPa;}$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma} \quad (2 - 11)$$

où σ est la contrainte en service (voir tableau 3-1 , page 41)

Les résultats se trouvent dans le tableau 3-3 , page 44 .

2-1-4-2 Facteur de sécurité en fatigue

D'après le diagramme de Goodman modifié : (voir figure 2-11 , page 21)

$$FS_1 = \frac{1}{\frac{\sigma_v}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}; \quad FS_2 = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (2 - 12)$$

le facteur de sécurité en fatigue est donnée par :

$$FS = \min (FS_1 , FS_2). \quad (2 - 13)$$

S_{ut} = résistance à la rupture = 1400 MPa pour cet acier

- S_e : la limite d'endurance en fatigue

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2 - 14)$$

$S'_e \approx 0.5 S_{ut}$ (car $S_{ut} \leq 1400$ MPa) $\Rightarrow S'_e = 700$ MPa

⌘ k_a : facteur d'influence du fini de surface = 0.8 (surface traitée thermiquement)

⌘ k_b : facteur d'influence de la grosseur des pièces = 0.85

⌘ k_c : facteur d'influence de la fiabilité = 1

⌘ k_d : facteur d'influence de la température = 1

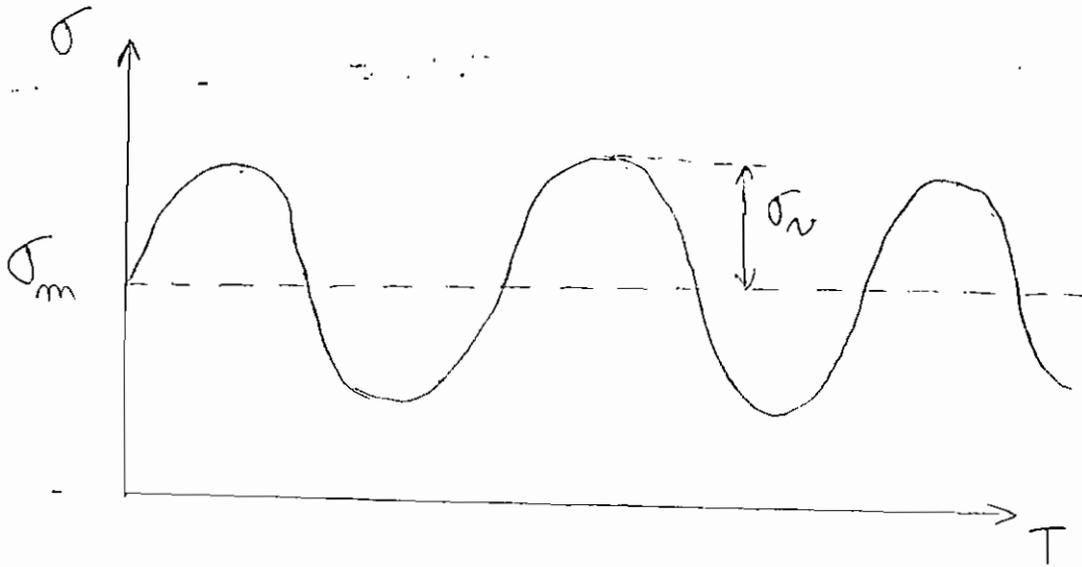
⌘ k_e : facteur d'influence des concentrations de contraintes = 1

(le facteur de concentration de contrainte est tenue en compte dans la contrainte en service)

⌘ k_f : autres facteurs d'influence = 1

D'où $S_e = (0.8) (0.85) (1) (1) (1) (1) 700$ MPa = 476 MPa

Les résultats sont consignés dans le tableau 3-4 , page 45 .



Contrainte variable non renversée

(figure 2-10)

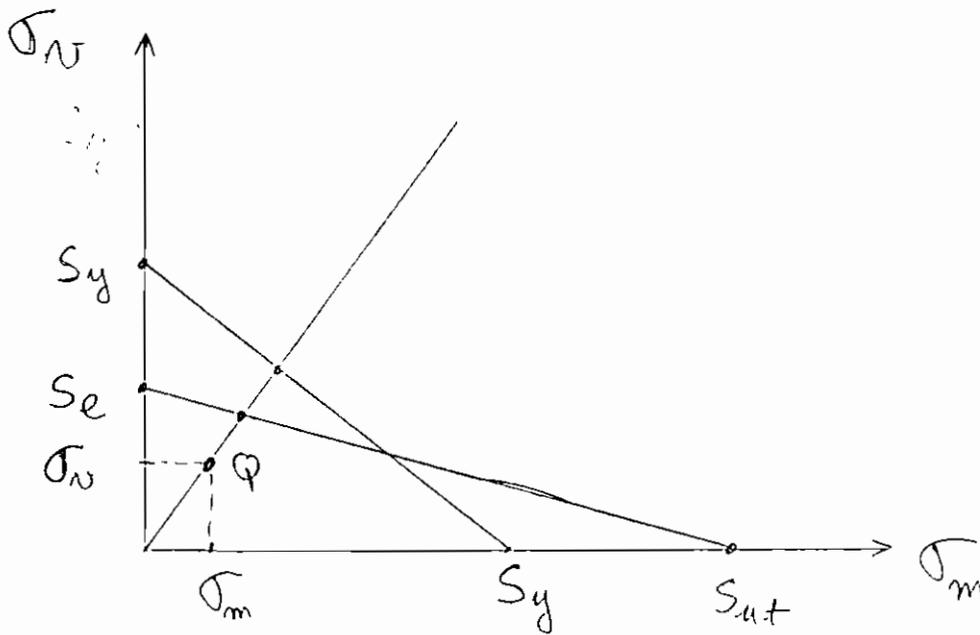


Diagramme de Goodman modifié

(figure 2-11)

2-1-5 Estimation de la durée de vie des ressorts (N)

La formule classique d'évaluation de la durée de vie est donnée par :

$$N = 1000 \left(\frac{\sigma_v}{0.9 S_{ut}} \right)^{\frac{3}{\log \frac{S_e}{0.9 S_{ut}}}} \quad (2 - 15)$$

Comme on avait souligné précédemment, ici encore l'utilisation de cette formule suppose une contrainte variable constante et un cyclage uniforme, ce qui n'est pas le cas en service à cause des déformations réelles sur les rails et les moments de repos des wagons. On aurait pu utiliser la formule de Manson modifiée afin de se rapprocher plus de la réalité dans le cumul des dommages mais là aussi il nous manque des données sur les temps de repos et autres.

Toutefois on pourra utiliser cette formule à titre comparatif ce que nous éclaircirons plus loin (voir page 43) .

Les résultats de nos calculs ⁽³⁾ sont rassemblés dans le tableau 3-5 , page 46

2-1-6 Sensibilité de la contrainte maximale aux variations des paramètres géométriques des lames.

En utilisant la formule (2-8),

$$\sigma = \frac{3PL}{n(b-d)t^2} \quad (n=cte) \quad \text{on a :}$$

$$\frac{\delta\sigma}{\sigma} = \frac{\delta P}{P} + \frac{\delta L}{L} - 2\frac{\delta t}{t} - \frac{\delta b - \delta d}{b-d} = \text{variation relative.} \quad (2 - 16)$$

Une augmentation de t a donc un effet important sur la diminution de σ . Alors on cherchera dans la mesure du possible à augmenter l'épaisseur des lames s'il n'y a pas contrainte de flexibilité ou de confort.

Les autres paramètres peuvent être aussi modifiés notamment la charge P des wagons.

2-1-7 Variation de σ en fonction de n (nombre de lames)

D'après la formule (2-8).

$$\sigma = \frac{3PL}{n(b-d)t^2} = \frac{cte}{n} \quad (2-17)$$

✖ Pour les ressorts de la bogie U₁, n = 4.

Si on augmente n successivement à n' = 5 et n'' = 6,

on aura $\sigma' = \frac{cte}{n'}$ et $\sigma'' = \frac{cte}{n''}$

$$\frac{\sigma' - \sigma}{\sigma} = \frac{\frac{cte}{n'} - \frac{cte}{n}}{\frac{cte}{n}} = \frac{\frac{1}{n'} - \frac{1}{n}}{\frac{1}{n}} = \frac{\frac{1}{5} - \frac{1}{4}}{\frac{1}{4}} = -\frac{1}{5} = -20 \%$$

$$\frac{\sigma'' - \sigma}{\sigma} = \frac{\frac{cte}{n''} - \frac{cte}{n}}{\frac{cte}{n}} = \frac{\frac{1}{n''} - \frac{1}{n}}{\frac{1}{n}} = \frac{\frac{1}{6} - \frac{1}{4}}{\frac{1}{4}} = -\frac{1}{3} = -33 \%$$

En conclusion, on voit que pour un ajout d'une lame graduée supplémentaire, on diminue la contrainte σ de 20 % et pour un ajout de deux lames une diminution de 33 %. Donc il est possible d'envisager une opération pareille s'il n'y a pas contrainte d'espace car elle pourra être économiquement rentable, si l'ajout d'une ou deux lames coûte moins que l'économie réalisée sur la diminution des bris.

✖ De même pour les ressorts de la bogie T₁₅, n = 5 la même analyse pour n' = 6 nous donne une diminution de 16.7 % sur la contrainte.

2-1-8 Bridage des ressorts à lames

L'opération de bridage des ressorts à lames consiste à assembler la bride portée à chaud et les lames rivetées, positionnées dans la presse mécanique à l'aide des coups de marteau donnés à la bride. Après l'ensemble est déposé dans une presse hydraulique qui attaque la bride afin de rattraper les jeux.

(voir figure 2-12 , page 25)

Le problème rencontré ici qui nous intéresse est un problème d'incompatibilité des configurations géométriques des brides et des lames.

Alors que les lames sont courbées, la bride elle est rectangulaire, ce qui engendre un jeu systématique qu'on ne saurait rattraper avec cette méthode qui induit au contraire dans ce cas des voilements. (voir figure 2-13 , page 26)

De ce fait seulement donc le bridage n'est pas tellement efficace. Alors on pourra envisager l'analyser les casses des ressorts en supposant simplement que les lames sont rivetées et non bridées ce qui visiblement engendre des contraintes très élevées dues aux concentrations de contrainte de facteur $K_t = 2.06$; voir aux tableaux 3-1 et 3-2 , page 41 et 43, les valeurs de σ_B et σ_B avec K_t .

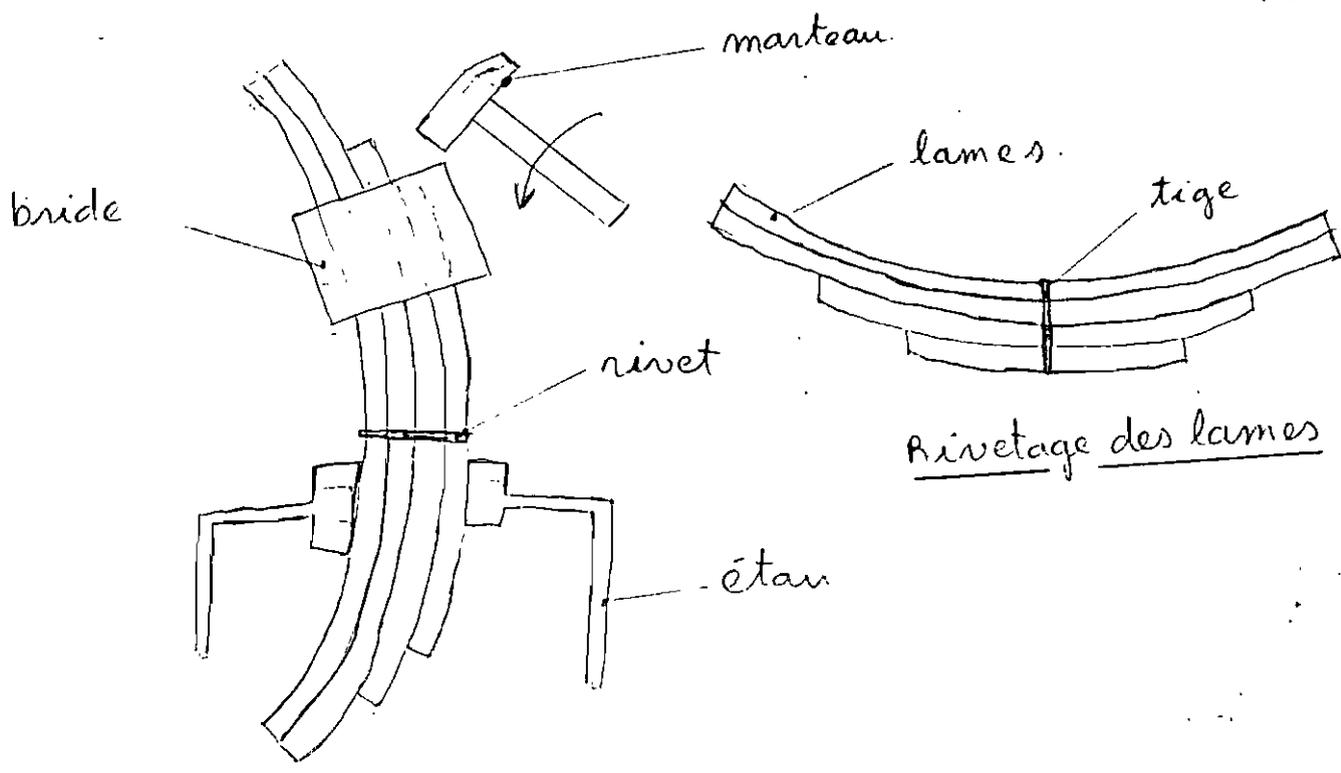
En restant dans ce dernier cas, il serait intéressant de voir si le diamètre du trou proposé est celle qui minimise la contrainte σ_B .

2-1-9 Diamètre optimal du trou de rivetage pour une concentration de contrainte critique minimale

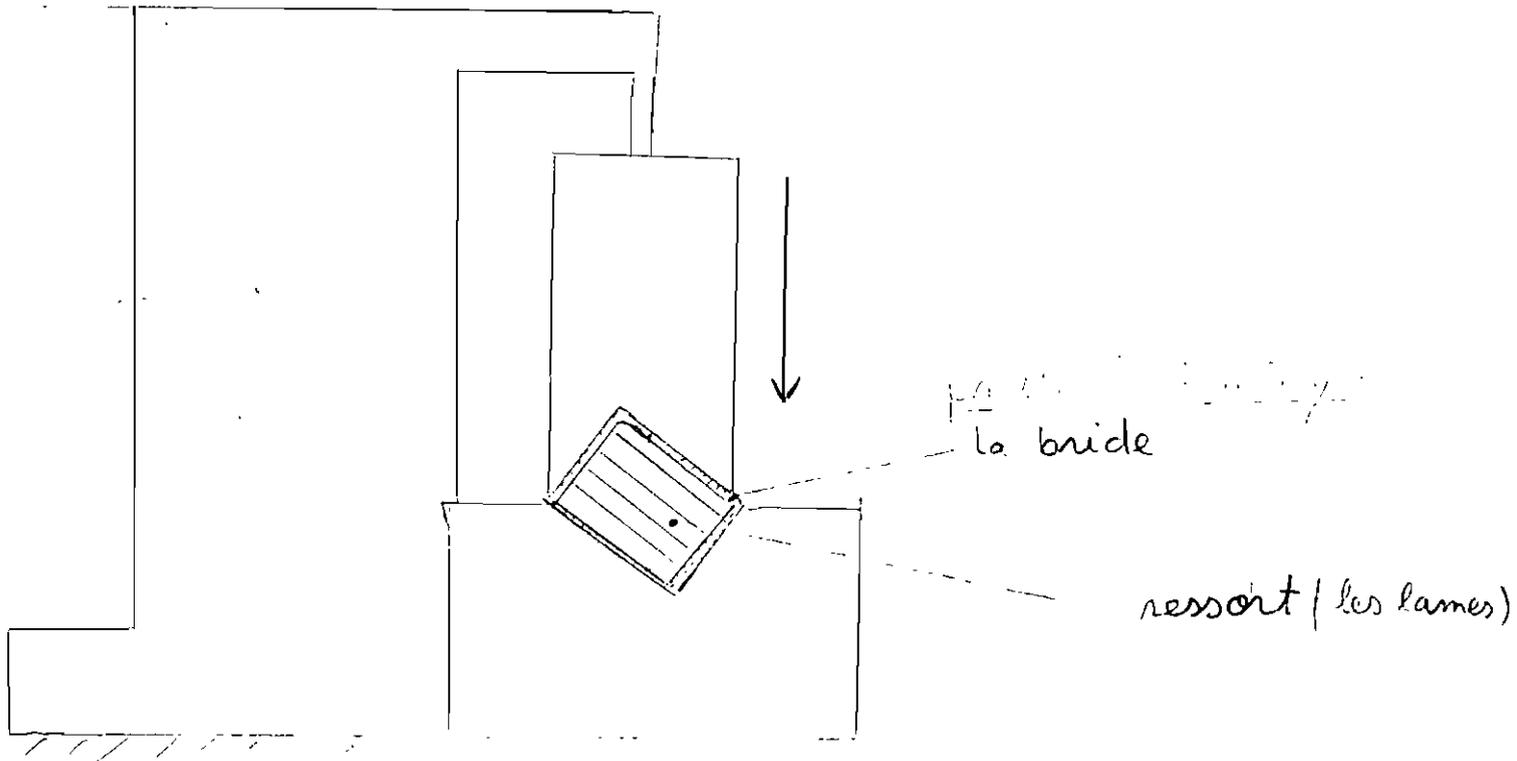
En utilisant la relation (2-8), nous pouvons déterminer le diamètre optimal comme l'indique le tableau 2-3 page 27 .

On trouve donc que le diamètre du trou optimal est voisin de 25 mm au lieu de 12 ou 13 mm utilisé à la fabrication. (voir figures 2-7 , 2-15-a et b , pages 15 , 28 et 29)

Le choix d'un trou de diamètre optimal entraîne une réduction de contrainte de l'ordre de 5 % pour les ressorts U_1 et de 8 % pour les ressorts T_{15} .

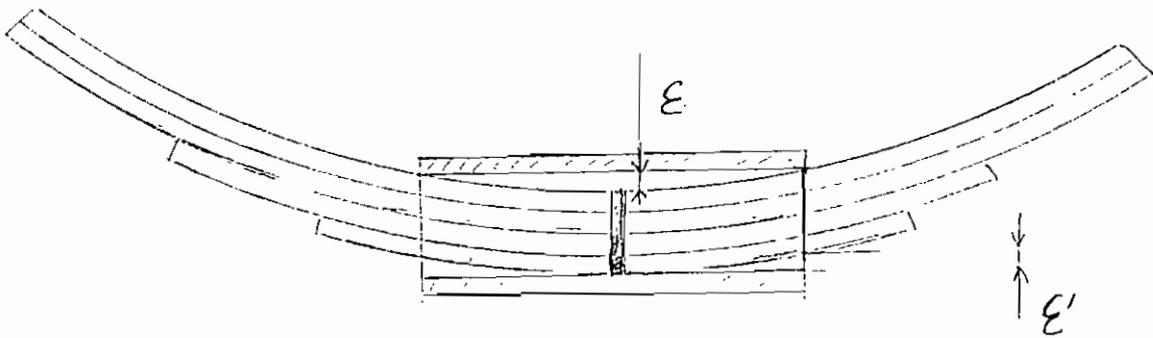


Presse mécanique



Presse hydraulique

figure 2-12



Défaut géométrique de l'assemblage

(figure 2-13)

Tableau 2-3

CONCENTRATION DE CONTRAINTES

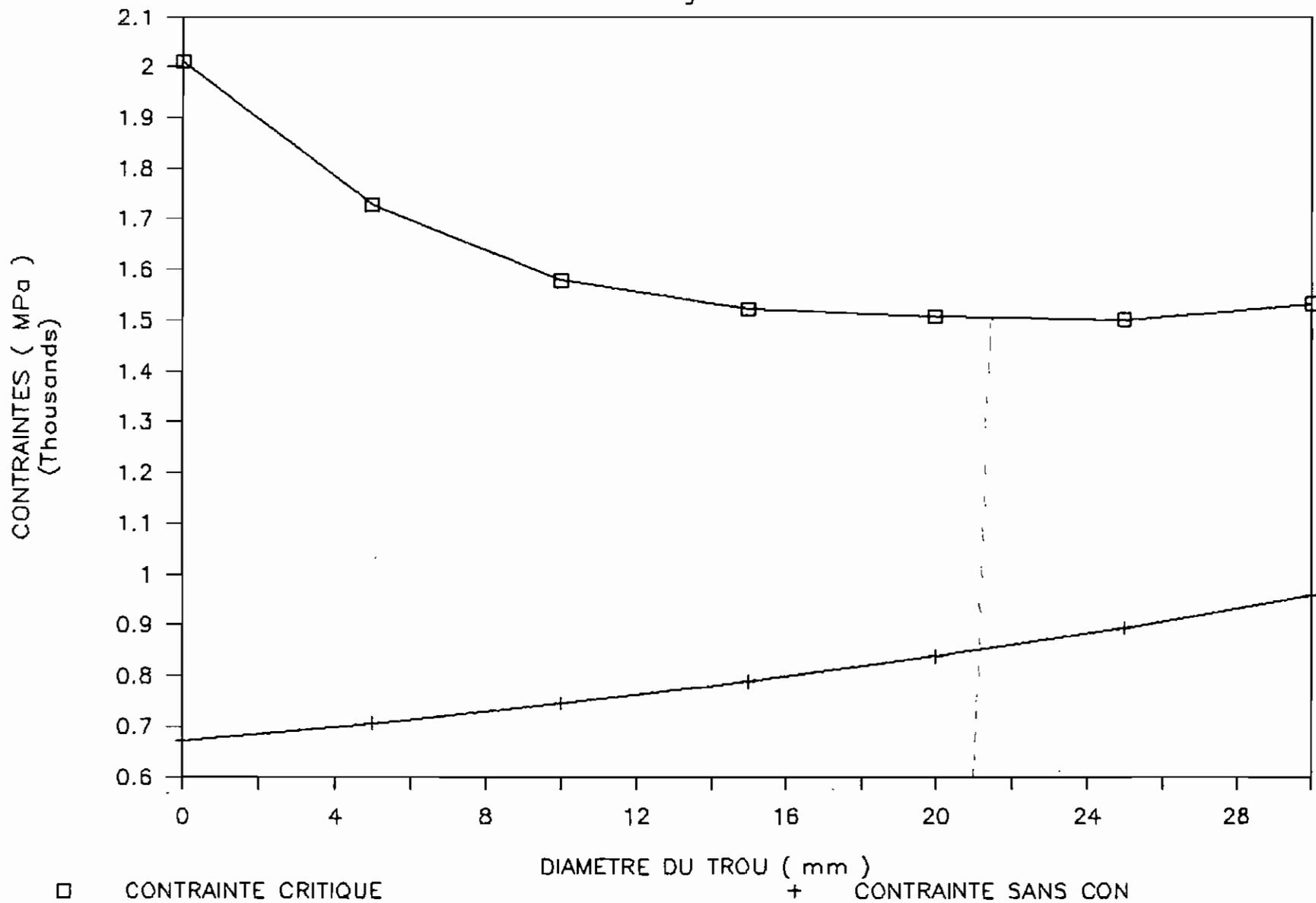
	b(mm)	t(mm)	P(t)	L1 (mm)	n
U1	100	13	5.92	260	4
T15	120	12	6.33	303	5

(U1)	d (mm)	d/b	d/t	Kt	σ_{max} (MPa)	σ_{cr} (MPa)	% de σ_{cr}
	5	0.05	0.38	2.45	705	1728	9%
	10	0.10	0.77	2.12	745	1598	1%
	13	0.13	1.00	2.06	770	1587	-0%
	15	0.15	1.15	1.93	788	1522	-4%
	20	0.20	1.54	1.80	838	1508	-5%
	25	0.25	1.92	1.68	893	1501	-5%
	30	0.30	2.31	1.60	957	1532	-3%

(T15)	d (mm)	d/b	d/t	Kt	σ_{max} (MPa)	σ_{cr} (MPa)	% de σ_{cr}
	5	0.04	0.42	2.45	682	1670	12%
	10	0.08	0.83	2.12	713	1511	1%
	12	0.10	1.00	2.06	726	1495	0%
	15	0.13	1.25	1.96	747	1463	-2%
	20	0.17	1.67	1.80	784	1411	-6%
	25	0.21	2.08	1.68	825	1386	-7%
	30	0.25	2.50	1.64	871	1429	-4%

CONCENTRATION DE CONTRAINTES

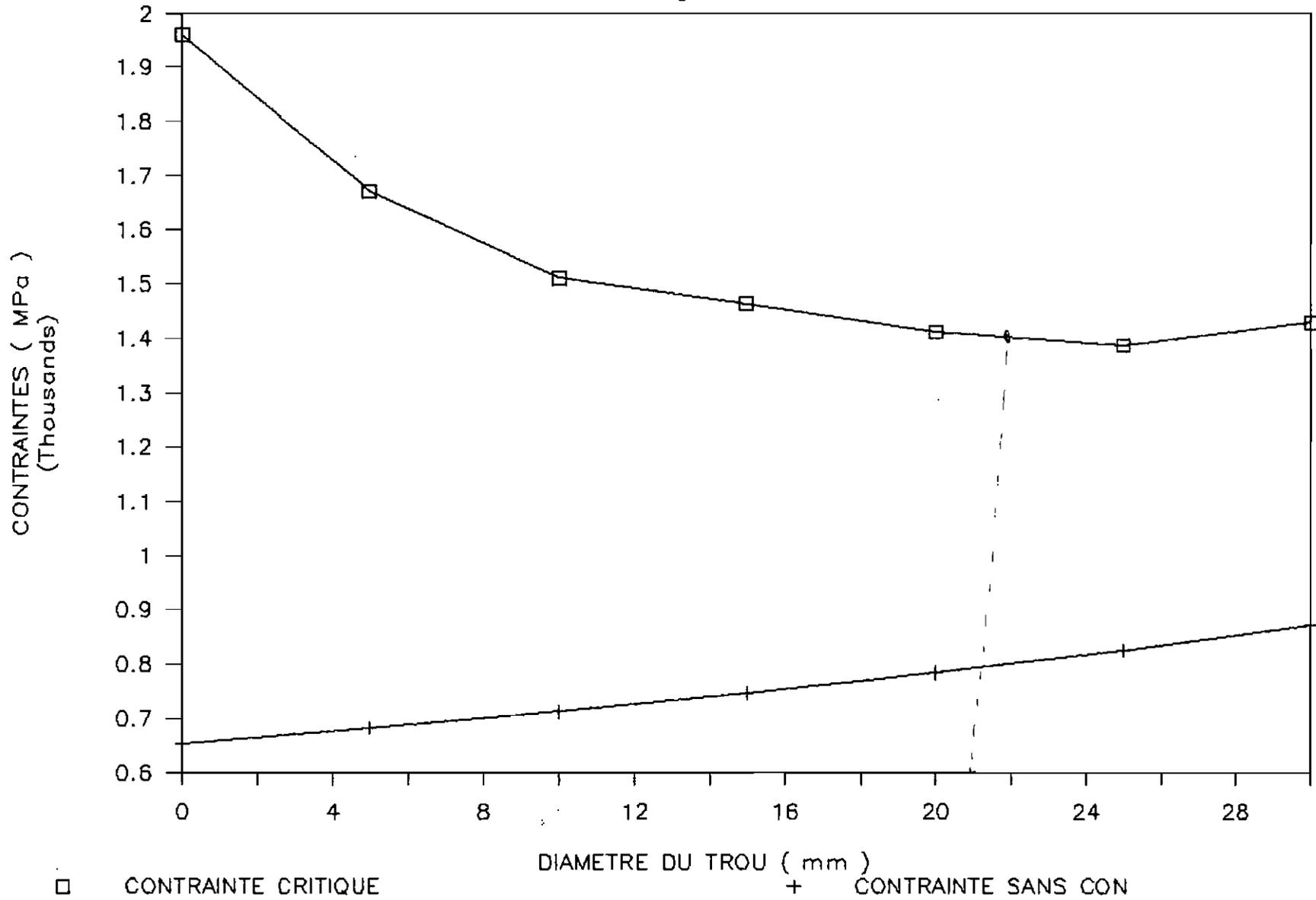
bogie U1



(figure 2-15-a)

CONCENTRATION DE CONTRAINTES

bogie T15



(figure 2 - 15 - b)

-29-

2-1-10 Etude de la récurrence des bris

Les données statistiques recueillies sur place sont présentées au tableau 2-4, page 31.

Hypothèse d'analyse :

- S'il y a pas confonctionnement de ressorts, c'est à supposer qu'il a mise au rebut de ressorts en nombre égal;

- S'il y a réparation d'un ressort cela suppose qu'une ou plusieurs lames de ce ressort sont cassées.

Les figures 2-15-a et b illustrent bien la variation des taux de casse dans le temps.

On en déduit en moyenne 43 ressorts de T_{16} cassés par mois et 20 pour U_1 .

Sans oublier le taux de mise au rebut de 21 par mois pour le T_{16} et de 20 pour le U_1 .

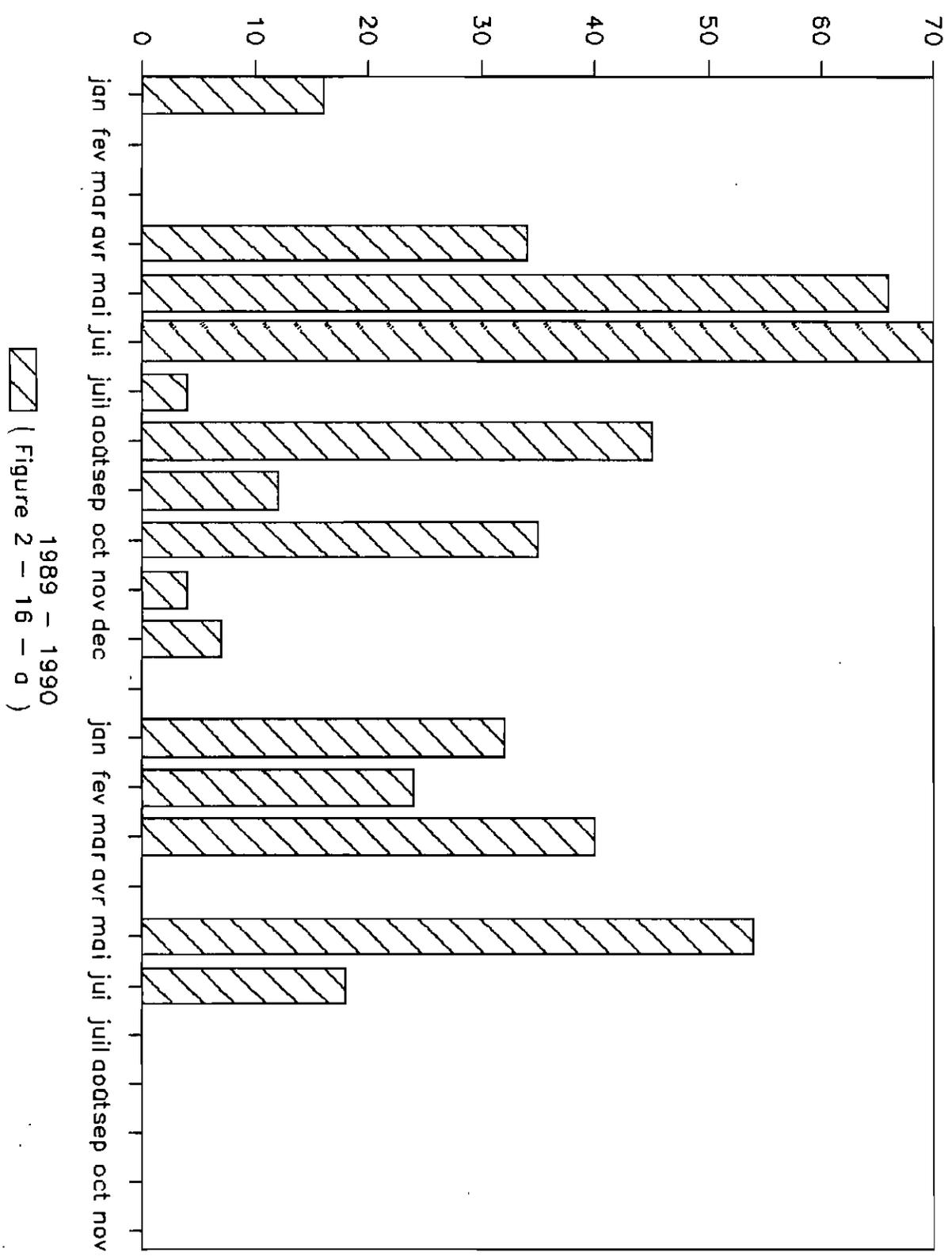
Tableau 2-4

CONFECTIONNEMENT ET REPARATION DES RESSORTS

Année	Mois	U1		T15	
		Conf.	Répar.	Conf.	Repar.
1989	jan.		16		
	fév.			69	
	mars				185
	avril		34		36
	mai		66		77
	juin		70		64
	jul.		4		112
	août		45		15
	sep.		12		90
	oct.		35	30	25
	nov.			4	18
	dec.		20	7	21
1990	jan.	32	32	13	35
	fév.		24		63
	mars		40		56
	avril			125	
	mai		54	5	68
	juin	33	18	30	97
	jul.	34		16	8
	août	94		32	8
	sep.	58		48	
	oct.	96		64	
	nov.	97		36	
	dec.				

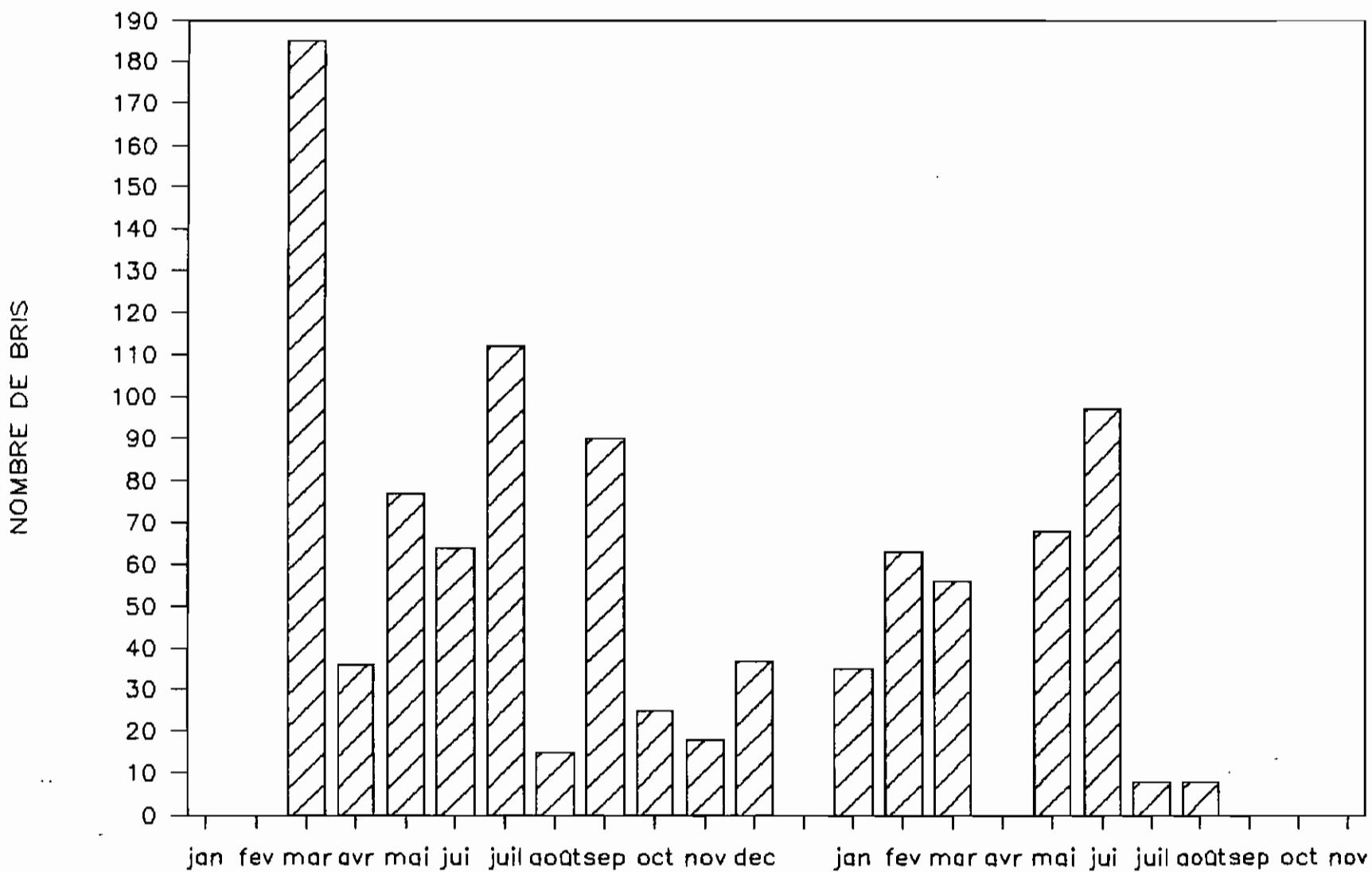
NOMBRE DE BRIS

BRIS DES RESSORTS U1



1989 - 1990
(Figure 2 - 16 - a)

BRIS DES RESSORTS T15



1989 - 1990
(Figure 2 - 16 - b)

-33-

2-2 INTERPRETATION ET DIAGNOSTIC

2-2-1 Traitement thermique

D'après l'analyse que nous avons effectuée, le problème de casse des ressorts n'est pas tant imputable au traitement thermique qu'au problème de charge et de dimensionnement. Les appareils de mesures de température, l'observation des défauts de surface et les mesures de dureté ne permettent pas d'attribuer les casses au traitement thermique. Voici une brève description de la méthode de trempe : un employé retire une lame du four à 930° C et l'agite après l'avoir plongé dans un bac d'eau stagnante, l'échange thermique (une minute au plus) entre la sortie à 930 ° C et son refroidissement jusqu'à la température ambiante est ainsi difficilement répétitif. Il serait donc utile de trouver une amélioration garantissant un refroidissement identique d'une lame à l'autre, à l'abri des aléas qui se produisent souvent dans ce genre de pratique manuelle (par exemple lame échappée pendant l'opération). Il est vraisemblable que des lames ainsi accidentées (traitement manqué) puissent être quand même utilisées pour la fabrication.

2-2-2 Surcharge des wagons

Il est possible à l'aide des instruments et appareils de contrôle de respecter les capacités de charge des ressorts. La SNCF, dispose déjà d'un pont de mesure de charge des wagons. Mais la question qui se pose est de savoir si on peut en faire un usage généralisé, pour cela on ne peut que suggérer d'effectuer une évaluation de la faisabilité et du coût associé au respect des prescriptions. L'absence de pesée permet un gain de temps immédiat mais contribue en cas de surcharge à l'apparition des casses de ressorts avec toutes les conséquences qui s'ensuivent.

Il serait utile d'avoir un instrument de contrôle portatif des charges des ressorts ce dont on ne dispose pas encore, afin de respecter les charges admissibles et aussi de détecter juste avant le chargement des wagons, les ressorts affaiblis (voir contrôle des charge page 52).

Cette mesure devrait contribuer à prévenir au cours des voyages, ce qui exige l'immobilisation du wagon jusqu'à l'arrivée d'un ressort de secours entraînant ainsi un ensemble de coûts difficile à chiffrer.

2-2-3 Dimensionnement des ressorts

Le problème de bris des ressorts est en partie dû à l'inefficacité des brides d'après l'analyse que nous avons effectuée à la section 2-1-4. Ses conséquences sont signalées par des facteurs de sécurité statiques inférieurs à l'unité. (tableau 3-3, FSB "). Valeur qu'on peut comparer à celles qu'on attendait théoriquement (FSt_h) de 1.86 pour la bogie U₁ et de 1.88 pour le T₁₅ (dernière colonne), d'où donc la nécessité d'améliorer les brides ou de diminuer les concentrations de contraintes.

La théorie des poutres encastées appliquée aux ressorts à lames montre que les ressorts sont sécuritaire statiquement (FSt_h) par contre en fatigue ils ne sont pas sécuritaires. Les facteurs de sécurité de 0.54 et 0.77 on été obtenus en supposant des conditions les plus défavorables. (voir tableau 3-4 dernière colonne).

Cela voudrait dire soit que les charges admissibles spécifiées pour les wagons sont trop élevées car il faut une marge de sécurité en fatigue étant donné la nature des rails (détérioration du nivellement au fil des ans), soit que les caractéristiques mécaniques des ressorts sont inférieures à celles requises.

Nous rappelons que le trou de rivetage n'est pas celui qui assure une contrainte critique minimale mais on peut supposer que ce choix part de l'hypothèse d'un bridage parfait.

Ainsi donc sont identifiées les causes majeures de bris rencontrés avec les ressorts.

En se basant sur la récurrence des bris entre janvier 1989 et novembre 1990, l'impact financier correspond en moyenne à 20 ressorts de U₁ et 21 ressorts de T₁₅ mis au rebut mensuellement en plus des ressorts devant être réparés. Comme un ressort coûte 50 000F cfa alors les 41 ressorts coûteront 2 050 000 F cfa par mois ou 24 600 000F cfa par an auquel s'ajoutent les frais de réparation des 43 ressorts de T₁₅ et des 20 ressorts pour le U₁ en

moyenne par mois remis en service. Les réparations peuvent être estimées à environ 40 % du coût de rebuts soit $40\% \times 50\,000 \times 63 \times 12 = 15\,120\,000$ F cfa pour un coût total de $24\,600\,000$ F + $15\,120\,000$ F = $39\,720\,000$ F cfa uniquement pour le traitement des casses. En plus de cela on pourrait aussi mentionner les coûts imputables aux pertes d'exploitation.

Une réduction substantielle de cette dépense est donc souhaitable si on désire augmenter les profits du trafic ferroviaire.

Dans le chapitre suivant, nous proposons des solutions qui ne doivent nécessiter qu'un minimum de frais.

Tableau 116 ACIERS DE CONSTRUCTION, ALLIÉS, POUR TRAITEMENTS THERMIQUES (A. 35-551)

Catégorie	Nombres	Traitement (1)		R _u	R _p	A %	KCU	Propriétés et emplois
		Tempe en (2) ou suite (3)	Revenu					
Aciers au manganèse	20 M3	E 875	550	64 - 83	49	18	9	Grande dureté par écrouissage, grande résistance à l'usure et aux chocs; pièces de broyeurs, de concasseurs, d'argillages.
	35 M3	H 850	550	88 - 108	73,5	12	5	
	Z 120M12	E 1.000	—	≥ 88	31,5	40	—	
Aciers au manganèse-chrome	16 MC5	H 860	200	108 - 142	83,5	10	5	Aciers de cémentation: trempé à l'huile après cémentation. Pièces de contraintes moyenne, résistantes à l'usure: arbres à cames, engrenages.
	20 MC5	H 860	200	123 - 157	98	8	3,5	
Aciers au silicium et au silicium-chrome-molybdène	45 S7	E 880	500	127 - 152	108	7,5	3	Limite élastique élevée, grande résistance mécanique, bonne résistance à l'usure; limite d'endurance élevée. Ressorts, pièces d'usure, barres de torsion, leviers, arbres, pièces de machines agricoles.
	83 S7	H 860	500	137 - 162	117,5	8	2	
	80 SC7	H 850	500	147 - 171	122,5	8	2	
	48 SC16	H 830	425	157 - 188	137	8	2	
Aciers au chrome	38 C2	H 850	550	88 - 108	68,5	12	6	Aciers résistants, durs, résistants à l'usure. Emplois nombreux en mécanique: arbres, essieux, leviers de direction, pignons, crémaillères etc. 42 C4: ressorts. 100 C6: roulements
	42 C2	H 850	550	93 - 113	73,5	11	5	
	32 C4	H 850	550	93 - 113	73,5	11	6	
	38 C4	H 850	550	98 - 118	78,5	10	5	
	42 C4	H 840	550	103 - 123	83,5	9	4	
100 C6	H 825-875	180	Dureté HRC ≥ 62					
Aciers au chrome-molybdène	18 CD4	H 875	200	113 - 152	88	8	5	Acier de cémentation dur, Isnaca. Cémentation: bonne résistance. Pièces trempées de forte section. Trempe superficielle. Pièces trempées, niturées. arbres, engrenages, vilebrequins, boîtes, arbres, camétes, crochets de traction, fusées, etc.
	25 CD4	H 850	550	93 - 118	78,5	12	7	
	30 CD4	H 850	550	98 - 123	83,5	11	6	
	35 CD4	H 850	550	108 - 132	93	10	5	
	42 CD4	H 850	550	118 - 142	103	9	4	
	30 CD12	H 900	600	108 - 127	88	10	5,5	
Aciers au chrome-vanadium	50 CV4	H 850	550	118 - 142	108	8	3	Grande résistance mécanique: ressorts, organes de transmission, arbres chargés, etc.
Aciers au nickel-chrome	10 NC8	H 875	200	83 - 118	81,5	10	8	Grande résistance, dureté, bonne trempabilité; aptitude à la cémentation; bonne résilience; limite d'endurance élevée; aptitude aux déformations à froid. Nombreux emplois: arbres, vilebrequins, pignons, galets, arbres cannelés, vis de verms, clavettes, etc.
	18 NC8	H 850	200	108 - 137	83	9	6	
	20 NC8	H 850	200	123 - 152	98	8	5	
	35 NC8	H 850	550	108 - 132	93	10	5	
	14 NC11	H 850	200	108 - 137	83,5	9	7	
30 NC11	H 830	550	93 - 113	78,5	11	7		
Aciers au nickel-chrome-molybdène	20 NCD2	H 850	200	118 - 152	93	8	5	Aciers de cémentation (20 NCD2 et 18 NCD6), trempabilité moyenne ou bonne; trempé superficielle pour 40 NCD3, trempé à l'air pour 35 NCD16. Caractéristiques mécaniques élevées; pièces de traçage, grosses mécaniques: arbres, boîtes de vitesses, vilebrequins, etc.
	40 NCD3	H 850	550	108 - 132	93	10	5	
	18 NCD6	H 850	200	113 - 147	88	8	5	
	35 NCD6	H 850	550	108 - 132	93	10	6	
	av 875	200	≥ 171	127,5	6	3		
35 NCD16	H 830	600	108 - 137	93	11	6		
Aciers au Cr - Ni - Mo	30 CN8	av 900	200	152 - 181	117,5	8	4	Acier autotrempeant, très résilient; pièces de fatigue d'aéronautique et d'industrie spatiale.
	H 850	600	103 - 133	93	11	7		
Aciers au Cr - Al - Mo	30 CAD6-12	H 900	600	93 - 108	78,5	12	7	Très grande dureté jusqu'à 500° C, après trempé, revenu et nituration; très grande résistance à l'usure: chemises de moteurs, calibres de vérification, moules pour matières plastiques, etc.
	40 CAD6-12	H 900	600	108 - 123	88	10	5	

En caractères gras : aciers d'usage recommandé en mécanique (E 01-000)

A299 → R = 42.000 PSI

CHAPITRE III : PROPOSITIONS DE SOLUTIONS AU PROBLEME DE RUPTURE

3-1 Traitement thermique

Signalons ici tout d'abord qu'une amélioration significative des propriétés de l'alliage actuel ne peut être obtenu même avec un traitement thermique optimal. Nous suggérons quelques alliages qui devraient répondre aux exigences de service (voir figure 3-1 , page 37) mais le remplacement par ces alliages plus coûteux n'a pas été retenu comme solution économique.

3-2 Proposition d'un mécanisme semi-manuel de trempe des ressorts

Etant donné le refroidissement doit durer au plus 1 mn afin qu'on soit sûr que la trempe est efficace, la méthode manuelle utilisée à la SNCF ne garantit pas le respect de ce délai à cause d'une partie au refroidissement qui s'effectue dans l'air à la sortie du four et au risque d'erreur de manoeuvre sous l'effet de la chaleur. C'est pour cela qu'il serait bon d'étudier une méthode semi-manuelle pour la trempe des ressorts.

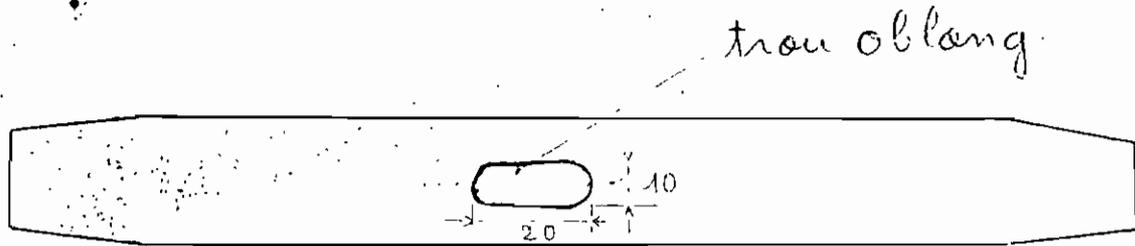
3-3 Diamètre optimal du trou de rivetage

Après étude, le diamètre optimal trouvé était d'environ 25 mm ce qui permettrait de diminuer le facteur de concentration de contrainte de 2.06 à 1.68 pour les deux types de ressorts.

3-4 Remplacement du trou circulaire par un trou oblong

Ce changement diminue le facteur de concentration des contraintes K_t de 2.06 à 1.62 ^(2). A noter que ce trou oblong est facilement réalisable par simple fraisage. Nous vous préconisons donc cette opération.

Voyons maintenant l'impact de ce remplacement sur les contraintes, les facteurs de sécurité et les durées de vie (voir figure 3-2 , page 39).



Lame à trou oblong

Figure 3-2

3-4-1 Contraintes nominales statiques

La formule classique utilisée est toujours (2- 8)
(voir tableau 3-1 , page 41) .

On voit donc à travers ce tableau que $\sigma_B (k_t=1.62) < \sigma_B (k_t=2.06)$ soit une réduction de 21.4 %.

3-4-2 Contraintes en fatigue

La déflexion (Δ) est calculée à partir des formules (2-5) et (2-7),
mais (Δ) est aussi égale à $\Delta = (\delta - Y) / 2$ (3 - 1)

où δ = double flèche de fabrication (à vide)

et Y = double flèche en charge

d'où σ_{\max} est obtenue lorsque $Y=0$ (aplatissement des ressorts)

d'après la formule (2-10) on a :

$$\sigma_{\max} = \frac{tEK_t\Delta_{\max}}{2L^2K} = \frac{tE\delta K_t}{4L^2K} \quad (E = 207 \cdot 10^9) \quad (3-2)$$

Après simulation selon l'analyse effectuée sur l'état des rails on avait retenue $\Delta_v = 10\text{mm}$ comme déflexion, qui servira de base de calcul pour les contraintes variables.

$$\sigma_v = \frac{tEK_t\Delta_v}{2L^2K} \quad (\text{voir tableau 3-2 , page 42}) \quad (3-3)$$

Comme pour les contraintes nominales statiques on note ici aussi, une réduction de 20 %.

Tableau 3-1 : Contraintes maximales statiques

	σ_A (MPa)	σ_B (MPa)	$\sigma_{B'}$ (MPa) ($K_t=2.06$)	$\sigma_{B''}$ (MPa) ($K_t=1.62$)	σ_{th} (MPa) (avec L_e)
U1	622.1	770.2	1586.7	1247.7	672.5
T15	633	729.3	1502.3	1181.7	664.3

σ_A = Contrainte maximale à la charge nominale pour un encastrement parfait par la bride

σ_B = Contrainte maximale sans bride et sans trou

$\sigma_{B'}$ = Contrainte maximale sans bride avec un trou de 12 ou 13 mm
($K_t = 2.06$)

$\sigma_{B''}$ = contrainte maximale sans bride avec un trou oblong
($K_t = 1.62$)

σ_{th} = Contrainte maximale théorique

Tableau 3-2 : Contraintes en fatigue

	K	(mm)		pt A	pt B	pt B' (Kt=2.06)	pt B* (Kt=1.62)	théo. avec Le
U1	0.3863	56	σ_m (MPa)	2211.5	1442.7	2971.9	2337.1	1892.6
			σ_{my} (MPa)	622.1	770.2	1586.7	1247.7	672.5
			σ_v (MPa)	763	497.7	1025.3	806.3	653
T15	0.401	52	σ_m (MPa)	1164.2	877.1	2280.5	1421	1057.1
			σ_{my} (MPa)	633	729.3	1502.3	1181.5	884.3
			σ_v (MPa)	531.2	147.8	778.2	239.5	392.8

σ_m = Contrainte maximale

σ_{my} = Contrainte moyenne

σ_v = Contrainte variable

(voir figure 2 -10 , page 18)

pt A : Sollicitation pour les ressorts par une bride parfaite

pt B : Sollicitation pour les ressorts sans bride sans trou

pt B' : Sollicitation pour les ressorts sans bride avec
un trou de 12 ou 13 mm

pt B* : Sollicitation pour les ressorts sans bride avec
un trou oblong

pt th : Sollicitation théorique

(voir figure 2 -10 , page 21)

3-4-3 Facteurs de sécurité statiques

$$S_y = 1250 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma}{\sigma_m}$$

(voir les résultats au tableau 3-3 , page 44)

Ce tableau montre bien que dans le cas d'inefficacité des brides, le design n'est pas sécuritaire (FS_B avec $K_t=2.06 < 1$) mais avec cette amélioration il devient juste sécuritaire (FS_B avec $K_t=1.62 > 1$) .

3-4-4 Facteurs de sécurité en fatigue

Comme on l'avait déjà expliqué dans l'analyse, en utilisant les formules (2-12) et (2-13) on déduit les valeurs de FS après amélioration (σ_B avec $K_t=1.62$ du tableau 3-4 , page 45) .

On voit donc qu'en diminuant K_t de 2.06 à 1.62, on augmente les facteurs de sécurité en fatigue de 30 % pour le U_1 , et de 100 % pour le $T_{1.5}$.

3-4-5 Durée de vie (N)

De même en utilisant la formule (2-15), on calcule avec le trou oblong les nouvelles valeurs de N comme l'indique le tableau 3-5 , page 46 .

La figure 3-4 illustre bien les améliorations des durées de vie qui tendent vers la limite d'endurance en fatigue pour l'acier 51 S7 à savoir une augmentation de la durée de vie par un facteur de 5.5 pour le U_1 et d'une durée de vie " infinie " pour le $T_{1.5}$.

Tableau 3-3 : Facteurs de sécurité statiques

	FSA	FSB	FSB' (Kt=2.06)	FSB'' (Kt=1.62)	FSth avec Le
U1	2	1.62	0.79	1	1.86
T15	1.98	1.71	0.83	1.06	1.88

FSA = Facteur de sécurité évalué pour les ressorts par une bride parfaite

FSB = facteur de sécurité évalué pour les ressorts sans bride sans trou

FSB' = Facteur de sécurité évalué pour les ressorts sans bride avec un trou de 12 ou 13 mm

FSB'' = Facteur de sécurité évalué pour les ressorts sans bride avec un trou oblong

FSth = Facteur de sécurité théorique pour les ressorts

(voir section 3-4-5 , page 43)

Tableau 3-4 : Facteurs de sécurité en fatigue

	A			B			B' (Kt=2.06)			B'' (Kt=1.62)			Th avec L _e		
	FS1	FS2	FS	FS1	FS2	FS	FS1	FS2	FS	FS1	FS2	FS	FS1	FS2	FS
U7	0.49	0.9	0.48	0.63	0.99	0.63	0.3	0.48	0.3	0.39	0.61	0.39	0.54	0.94	0.54
T15	0.64	1.07	0.64	1.2	1.42	1.2	0.37	0.55	0.37	0.74	0.88	0.74	0.77	1.18	0.77

FS1, FS2, FS, sont définis à la section 2-1-4-2 page 17

A : Facteur de sécurité pour les ressorts per une bride parfaite

B = Facteur de sécurité pour les ressorts sans bride et sans trou

B' = Facteur de sécurité pour les ressorts sans bride avec un trou de 12 ou 13 mm

B'' = Facteur de sécurité pour les ressorts sans bride avec un trou oblong

Th = Facteur de sécurité théorique

(voir section 3-4-4, page 43)

- 45 -

Tableau 3-5 : Durées de vie (cycles)

	NA	NB	NB' (Kt=2.06)	NB'' (Kt=1.62)	Nth avec Le
U1	351 48	728808	431 8	23755	108089
T15	459050	4.0E+09	30555	1.3E+08	3909056

NA : Durée de vie pour les ressorts par bride parfaite

NB : Durée de vie pour les ressorts sans bride et sans trou

NB' : Durée de vie pour les ressorts sans bride avec un trou de 12 ou 13 mm

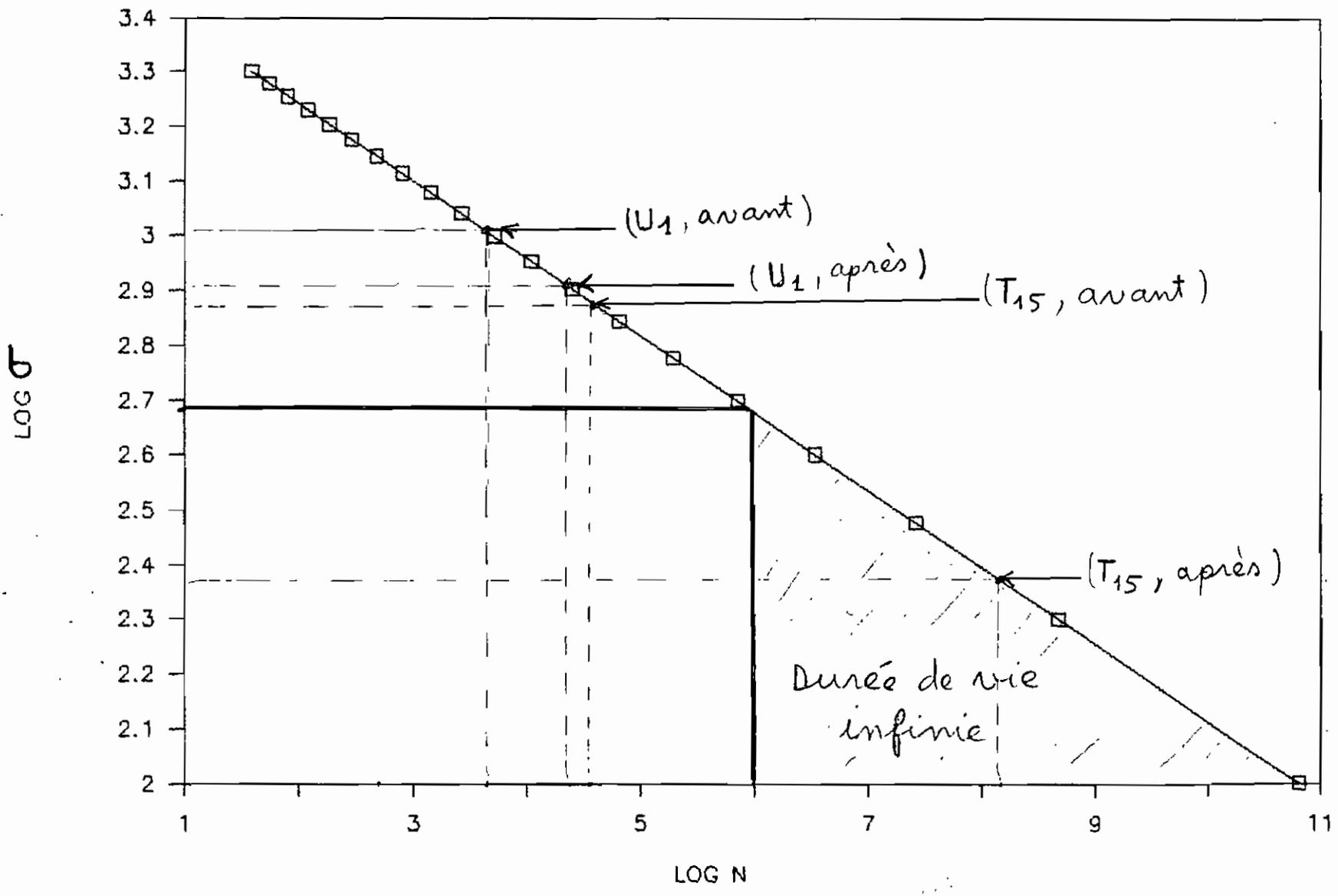
NB'' : Durée de vie pour les ressorts sans bride avec un trou oblong

Nth : Durée de vie théorique

(voir sections 2-1-6 et 3-4-5 pages 22 et 43)

62.)

FIGURE 3-4



-47-

3-4-7 Estimation des nouveaux taux de bris après amélioration

Le bris des ressorts est dû essentiellement aux charges variables. Pour évaluer les nouveaux taux de bris qu'on aurait après amélioration, nous allons nous baser sur l'amélioration des durées de vie et sur le pourcentage des casses observées au niveau du trou d'assemblage qui statistiquement est de 80 % :

- bogie U₁ : La durée de vie augmente par un facteur de 5.5, donc après amélioration, ces ressorts peuvent durer 5.5 fois plus longtemps. Alors nous pouvons en déduire qu'en moyenne le taux de casses passera de 20 à

$\frac{20}{5.5} \times 80 \% + 20 \times (1 - 80 \%)$ soit 7 ressorts cassés en moyenne par mois,

et le taux de rebut passera aussi de 20 à $\frac{20}{5.5} \times 80 \% + 20 \times (1 - 80 \%)$ soit 7 ressorts mis au rebut en moyenne par mois ;

- bogie T₁₅ : Les ressorts de celle-ci, après amélioration ont une durée de vie infinie ce qui voudrait dire qu'on n'enregistrera plus de casses ni de rebut pour les 80 % des ressorts. Donc le nouveau taux de casses sera de $43 \times (1 - 80 \%)$ soit 9 ressorts cassés en moyenne par mois et le nouveau taux de rebut $21 \times (1 - 80 \%)$ soit 4 ressorts mis au rebut en moyenne par mois. (voir tableau 3-5, page 46)

3-4-7 Nouveaux coûts des bris

D'après les estimations précédentes on a :

- coût des ressorts cassés :

$$(7+9) \times 50\ 000 \times 12 \times 40 \% = 3\ 840\ 000\ \text{F cfa} ;$$

- coût des ressorts mis au rebut :

$$(7 + 4) \times 50\ 000 \times 12 = 6\ 600\ 000\ \text{F cfa}$$

soit un total de 10 440 000 F cfa, donc une réduction des dépenses de

$$39\ 720\ 000 - 10\ 440\ 000 = 29\ 280\ 000 \pm 2\ 000\ 000\ \text{F cfa} \text{ ou de } 74 \% .$$

3-5 Augmentation du nombre de lames

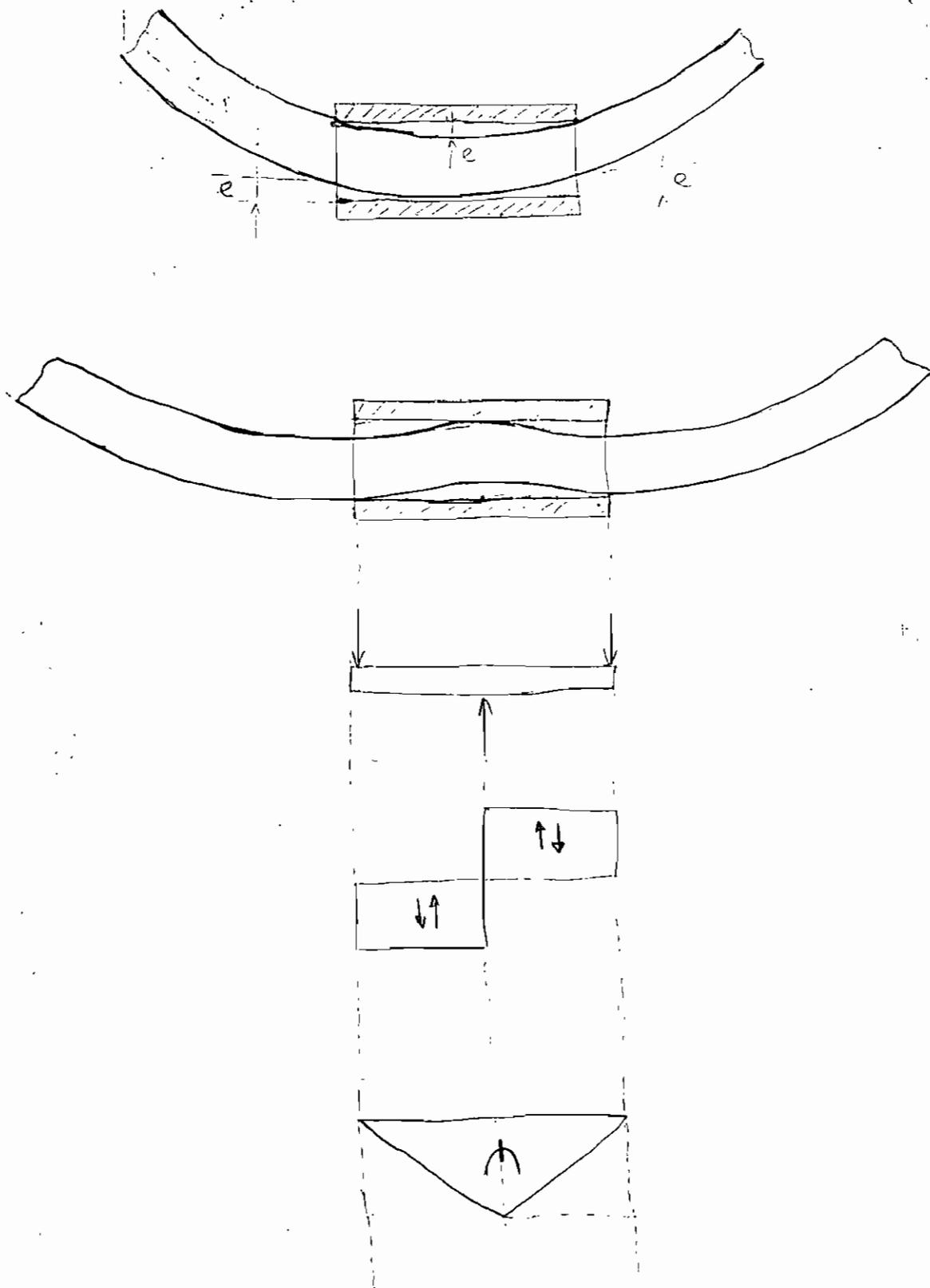
Dans l'analyse :

- à $n'=n+1=5$ lames on a une diminution de la contrainte maximale de 20 % pour la bogie U_1 ;
- et à $n'=n+1=6$ lames, une diminution de la contrainte maximale de 16.7 % pour la bogie T_{15} .

La contrainte d'espace ne se posant pas, nous préconisons d'évaluer ultérieurement cette modification pour au moins pour le U_1 .

3-6 Bridage des ressorts

Etant donné que les brides fabriquées sont inefficaces et qu'elles ne contribuent donc pas à diminuer les bris des ressorts, nous suggérons d'évaluer la possibilité d'une amélioration à ce niveau (voir figure 3-5 page 50).



bridage des ressorts

Figure 3-5

3 - 7 LES OPERATIONS DU CONFECTIONNEMENT DES RESSORTS

3-7-1 Comparaison des deux methodes

Tableau 3 - 6

Nouvelle methode	rem.	Ancienne methode	rem.
<ul style="list-style-type: none"> - découpage des 4 ou 5 lames - perçage du trou <ul style="list-style-type: none"> - traçage - pointage - perçage - fraisage - traitement thermique - martelage de la tige - fabrication de la bride - chauffage de la bride - assemblage : <ul style="list-style-type: none"> - montage des lames dans la presse - montage de la tige - montage de la bride - pressage de la bride 	<p>+1 op.</p> <p>+1 op.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - idem - perçage du trou <ul style="list-style-type: none"> - traçage - pointage - perçage - chanfrainage - idem - idem - idem - assemblage : <ul style="list-style-type: none"> - montage des lames dans la presse - montage de la tige - montage de la bride - écrasement des bouts de la tige - pressage de la bride 	<p>-1 op.</p> <p>-1 op.</p>

Donc nous sauvons deux opérations et nous ajoutons deux autres mais l'opération de martelage de la tige peut être éliminée si on s'entend avec le fournisseur de nous livrez les tiges pour s'ajuster au trou oblong. Cependant l'absence de forgeage des bouts de la tige nous permet d'éliminer l'introduction d'une précontrainte au niveau du trou qui s'ajoute aux contraintes en service. Cette opération de forgeage des bouts de la tige est superflue puisque la tige est par la suite fixée et maintenue par la bride.

3-7-2 ETUDE DE COUTS

Les coûts des opérations de fabrication par les deux méthodes sont pratiquement les mêmes mais nous gagnons beaucoup sur la durée de vie des ressorts.

3-8 Contrôle des charges

Pour les surcharges nous proposons deux instruments de contrôle facile à réaliser, le résultat dépendra de l'usage et de l'application d'un tel contrôle :

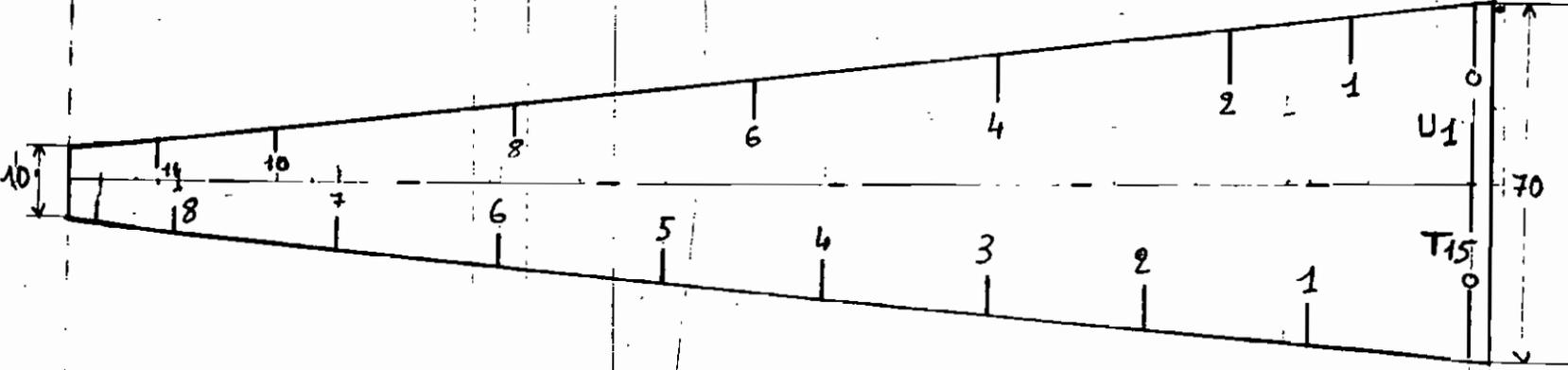
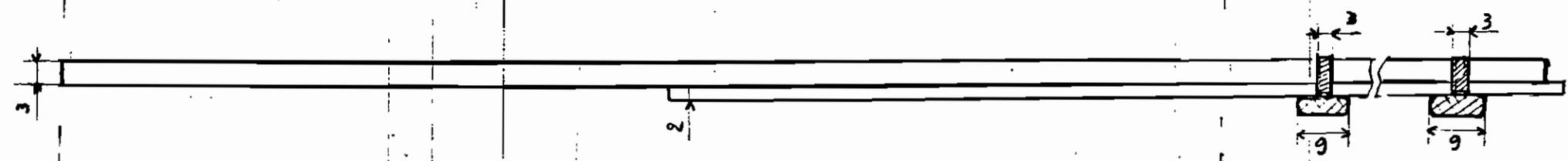
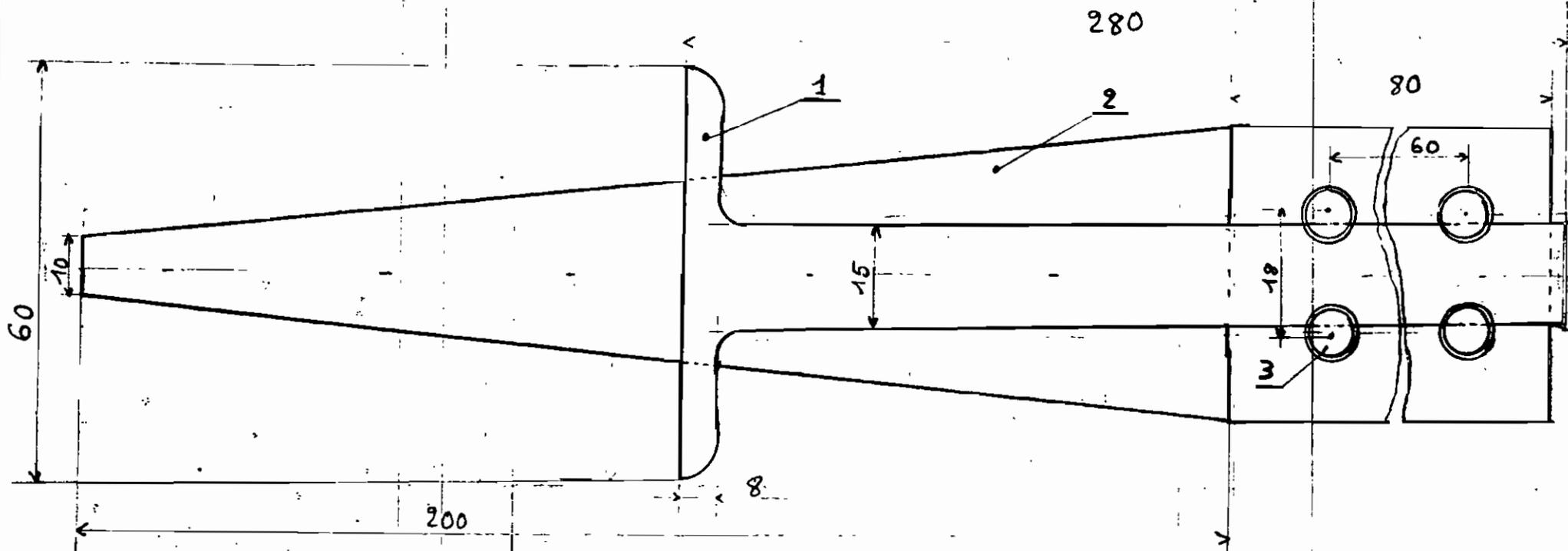
- Règlette de mesure; (figure 3-6 , page 53)
- instrument de mesure à levier (figure 3-7 , page 54) .

Usage :

Charge à vide marquée à la peinture ou idéalement poinçonnée sur les brides à l'installation :

- un affaissement est mesuré directement par la suite, en comparant la mesure de Y ou H avec la valeur à vide:
 - la charge est obtenue par la mesure de Y ou H donnée directement en tonne moins la charge à vide donnée sur la bride;
 - le tonnage du wagon est obtenu en effectuant des mesures à l'avant et à l'arrière du wagon.
- (voir figure 3-8 , page 57) .

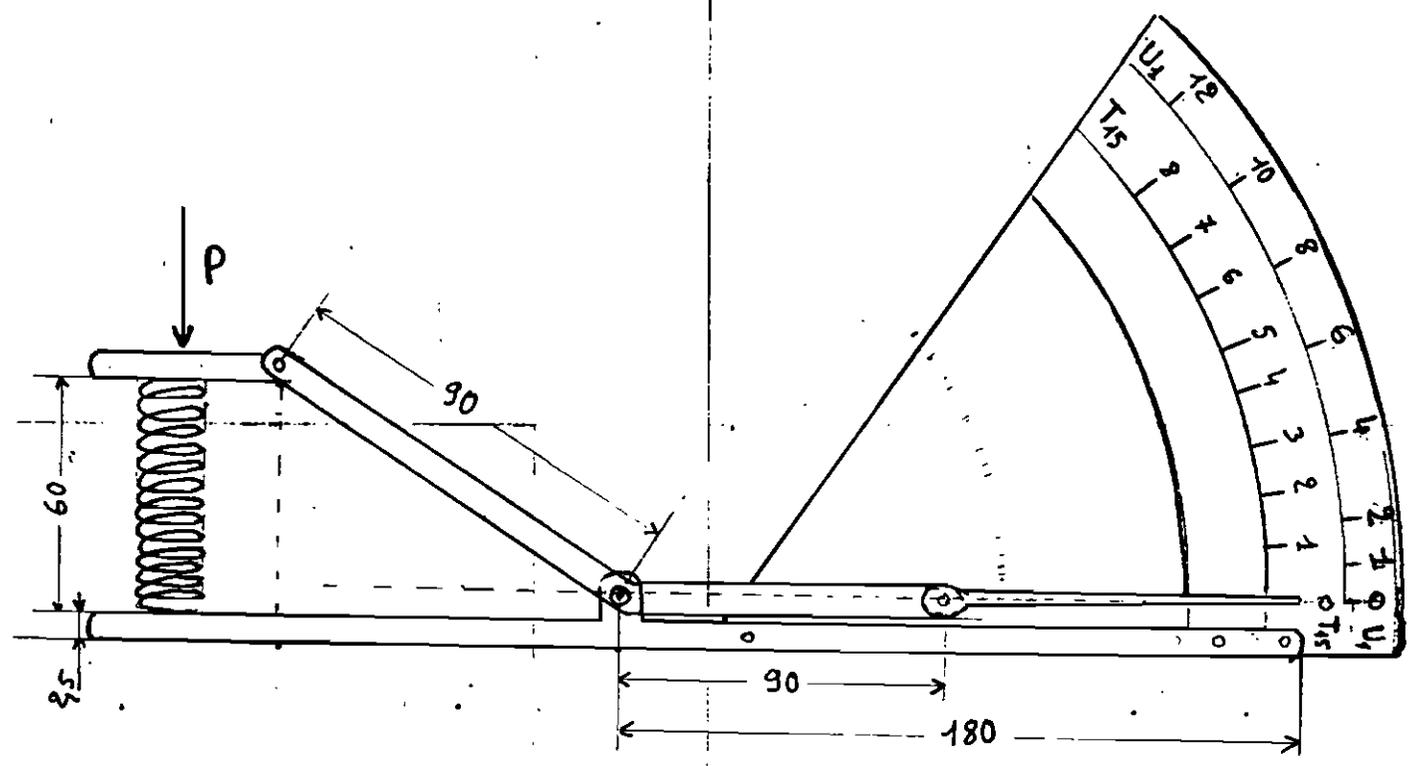
Les calculs effectués pour leurs conceptions sont donnés à l'annexe 1 .



EPT Echelle 1:2
 Figure: 3-6
 Règlette
 de
 mesure

- 53 -

Fil



	ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES
Figure 3-7	ECHELLE 1 : 2
AUTEUR: KROMASSE MARTIN.	INSTRUMENT DE MESURE A LEVIER

CHAPITRE IV : CONCLUSION ET RECOMMANDATION

Comme nous l'avions annoncé dans l'introduction, les sollicitations auxquelles sont soumis les ressorts en service sont difficiles à évaluer et les méthodes d'analyse de ce sujet cependant doivent tenir compte de la réalité pratique. L'approche utilisée ici n'est pas rigoureuse mais quand même demeure valable pour décider des améliorations qui doivent déboucher vers une diminution des coûts des pannes et d'entretien.

Parmi les différentes solutions suggérées au chapitre III, les plus significatives économiquement, que nous recommandons d'appliquer dans l'immédiat, figurent :

- le remplacement du trou circulaire par un trou oblong pour toutes les lames;
- l'augmentation du nombre de lames de la bogie U_1 de 4 à 5.

Ainsi, nous estimons que ces deux propositions permettront à la SNCS de faire une réduction sur ses dépenses annuelles d'environ 29 280 000 \pm 2 000 000 F cfa ou 74 % pour les bris des ressorts U_1 et T_{15} seulement.

Les autres suggestions n'en demeurent pas moins importantes car elles contribuent à la réduction des autres coûts impliqués, réduction des risques d'accidents et aux gains de temps.

Cette étude peut être étendue aux autres types de ressorts à lames en utilisant la même procédure comme décrite dans ce rapport.

Le remplacement des anciens ressorts ne se fera pas de façon brusque mais progressive, donc cette économie serait réalisée dans environ dix ans lorsque tous les anciens ressorts seront remplacés.

Les instruments de mesures proposées permettront d'augmenter la durée de vie des anciens ressorts afin de réduire les dépenses.

Nous ne pouvons pas terminer ce rapport sans pour autant suggérer à la direction de la SNCS, que suite à la mise en application des solutions proposées, une étude plus poussée soit effectuée sur les brides et sur l'impact d'une amélioration des équipements de traitement thermique des ressorts et autres.

BIBLIOGRAPHIE ET REFERENCES

- (1) - Hand Book ASTM Heat Treatment
- (2) et (3) - Elements de Machine (Gilbert DROUIN) : (pages 164 et 51) ;

- (4) et (5) - Stress Concentration Factors (R.E. PETERSON) : - (pages 231 et 233) ;
- (6) - Science des Materiaux (PALISSY), Nouvelle Edition : - (page 159) ;

- 1974 ANNUAL BOOK OF ASTM ESP STANDARDS
(Metallography; Nondestructive Tests)
(AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS)
- Atlas of Isothermal Transformation and
Cooling Transformation Diagrams
(AMERICAN SOCIETY FOR METALS)
- Les principes de Base du Traitement Thermique des Aciers
(A. CONSTANT)
- Traitements Thermiques dans la Masse des Aciers de Construction
(GUY MURRY)

Règlette de mesure

(voir figure 3-6 , page 53)

$$\text{tg } \alpha = \frac{\Delta Y}{2\Delta l}$$

en posant $\Delta l = 200\text{mm}$ $\Delta Y_{\text{max}} = 60\text{mm}$ $w = 10\text{mm}$

on aura $\text{tg } \alpha = \frac{60}{2 \times 200} = 0.15$ ainsi $\Delta l = 3.33 \Delta Y$

Instrument de mesure à levier

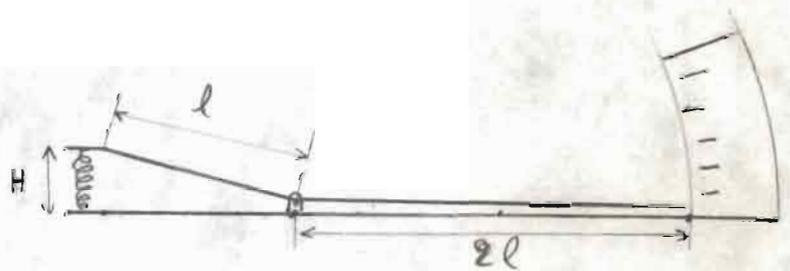
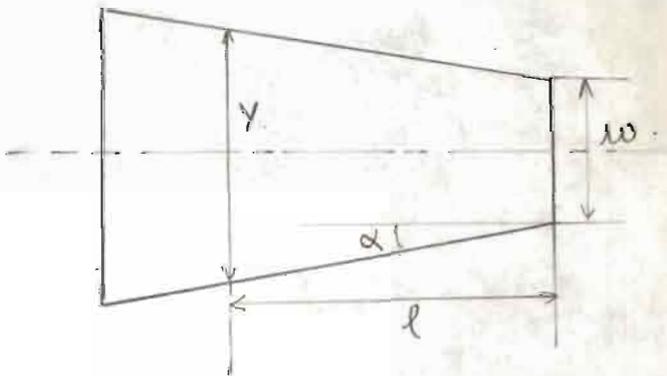
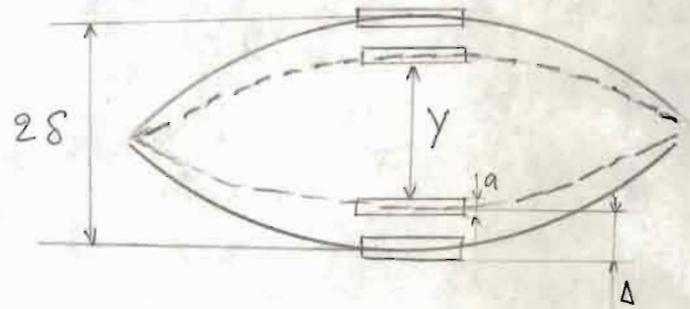
(voir figure 3-7 , page 54)

posons $l = 90\text{ mm}$ $H = 60\text{ mm}$

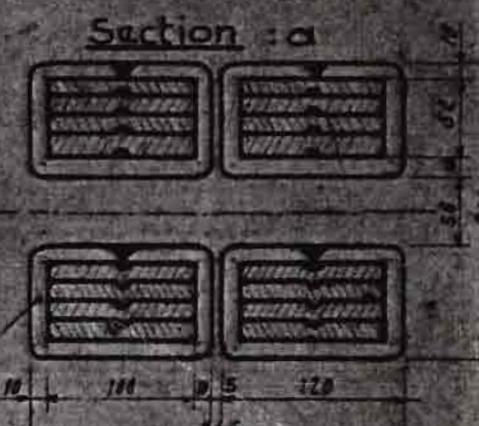
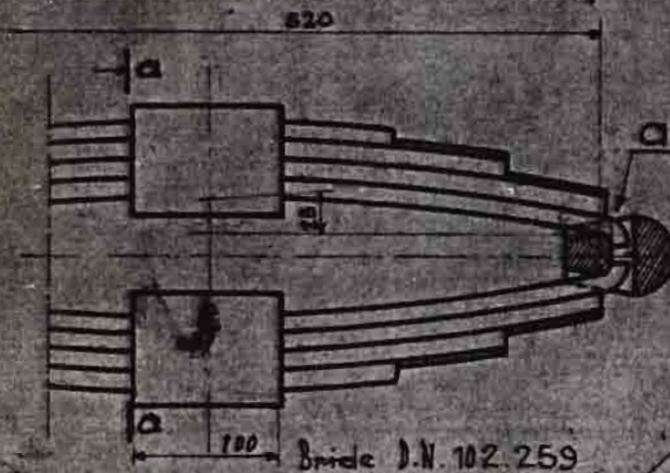
$x_1 = 10$ $x_2 = 210$

$$\sin \theta = \frac{H}{l} \Rightarrow \theta = \sin^{-1} \left(\frac{H}{l} \right)$$

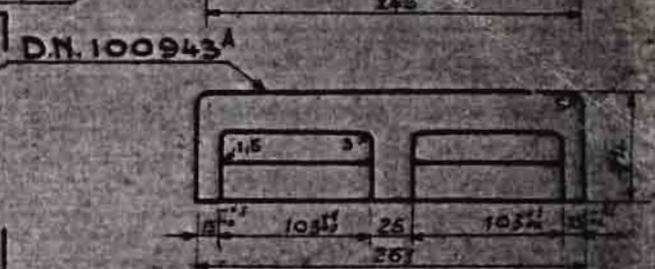
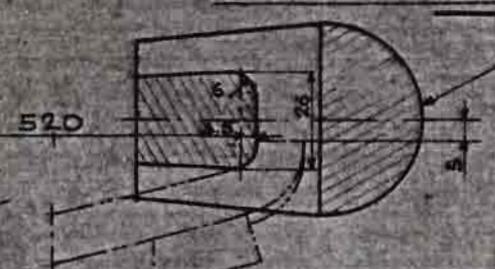
(usage : voir texte, page 52) .



REVISION	APPLICATION	MR. DESAIN D'ENSEMBLE
D.N.	BOGIE UI	
"	" 75	
M.T.	" 53R	



Echelle: 0,5
Detail: a



Caractéristiques (d'un élément)	
Nombre de lames	= 4
Section des lames	= 100x13
Corde de fabrication	= 520
Rayon de fabrication	= 1364
Flèche de fabrication	= 25
Flexibilité	2,23
Charge normale	= 10,4t
Fatigue sous d ²	60kg/mm ²
Charge d'épreuve	12,130 kg
longueur développée des lames (d) N	
1 ^{ère} lame	= 567
2 ^{ème} lame	= 525
3 ^{ème} lame	= 390
4 ^{ème} lame	= 255
Flexibilité de l'ensemble: 2,23	

Ce dessin annule et remplace la D.N. 100942
IL est tiré du n° OF. 643 225

ECHELLE 0,2	RESSORT A PINCETTES				DATE: 5.5.1956
					DESSINÉ: DJAGNE
					CALQUE: Fall
					VÉRIFIÉ: <i>[Signature]</i>
SYMBOLS	POIDS UNITAIRE EN KG.	MATIERE	SPÉCIFICATIONS TECHNIQUES	NORMES	LE CHEF DU B.T.T.
MODÈLE		Acier S	8-10	A 45042 DN.103.109	LE CHEF DU B.C.P. MAT. ET TRAC.
REGIE DES CHEMINS DE FER DE L'A.O.F.					
D.N. 101.552					

CACULS DE CONCEPTION DES DEUX INSTRUMENTS DE MESURES

$$\Delta = \frac{6PL^3K}{nbt^3E} = \alpha P \Rightarrow P = \beta \Delta$$

on a :

$$2\delta = Y + 2\Delta + 2a \Rightarrow \Delta = \delta - \frac{Y}{2} - a$$

$$\Rightarrow P = \beta \left(\delta - \frac{Y}{2} - a \right)$$

$$\text{avec } \beta = \frac{nbt^3E}{6L^3Kg}$$

$$\text{ainsi pour } U_1 : \beta = 396.0177 \cdot 10^3$$

$$T_{15} : \beta = 292.82 \cdot 10^3$$

$$\delta : \text{flèche de fabrication } \left\{ \begin{array}{l} 2\delta = 76 \text{ mm } (U_1) \\ 2\delta = 72 \text{ mm } (T_{15}) \end{array} \right.$$

$$\text{alors : } P = 11088.496 - 198Y \quad (U_1)$$

$$P = 7613.32 - 146.41Y \quad (T_{15})$$

$$\text{à } : \Delta P = 1 \text{ tonne } \Delta Y = \frac{1000}{-198} = -5.05 \text{ mm } (U_1)$$

$$\Delta P = 1 \text{ tonne } \Delta Y = \frac{1000}{-146.41} = -6.83 \text{ mm } (T_{15})$$

