

Conditions d'utilisation des contenus du Conservatoire numérique

1- [Le Conservatoire numérique](#) communément appelé [le Cnum](#) constitue une base de données, produite par le Conservatoire national des arts et métiers et protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle. La conception graphique du présent site a été réalisée par Eclydre (www.eclydre.fr).

2- Les contenus accessibles sur le site du Cnum sont majoritairement des reproductions numériques d'œuvres tombées dans le domaine public, provenant des collections patrimoniales imprimées du Cnam.

Leur réutilisation s'inscrit dans le cadre de la loi n° 78-753 du 17 juillet 1978 :

- la réutilisation non commerciale de ces contenus est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur ; la mention de source doit être maintenue ([Cnum - Conservatoire numérique des Arts et Métiers - https://cnum.cnam.fr](#))
- la réutilisation commerciale de ces contenus doit faire l'objet d'une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service.

3- Certains documents sont soumis à un régime de réutilisation particulier :

- les reproductions de documents protégés par le droit d'auteur, uniquement consultables dans l'enceinte de la bibliothèque centrale du Cnam. Ces reproductions ne peuvent être réutilisées, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l'autorisation préalable du titulaire des droits.

4- Pour obtenir la reproduction numérique d'un document du Cnum en haute définition, contacter [cnum\(at\)cnam.fr](mailto:cnum(at)cnam.fr)

5- L'utilisateur s'engage à respecter les présentes conditions d'utilisation ainsi que la législation en vigueur. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d'une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

6- Les présentes conditions d'utilisation des contenus du Cnum sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

NOTICE DE LA REVUE	
Auteur(s) ou collectivité(s)	Laboratoire d'essais mécaniques physiques chimiques et de machines du Conservatoire national des Arts et Métiers
Auteur(s)	Laboratoire d'essais mécaniques physiques chimiques et de machines du Conservatoire national des Arts et Métiers
Titre	Bulletin du Laboratoire d'essais mécaniques, physiques, chimiques et de machines du Conservatoire National des Arts et Métiers
Adresse	Paris : Librairie Polytechnique Ch. Béranger, éditeur, 1903-1931
Nombre de volumes	23
Cote	CNAM-BIB P 1329-A
Sujet(s)	Conservatoire national des arts et métiers (France) Génie industriel -- 20e siècle
Notice complète	https://www.sudoc.fr/039047083
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?P1329-A
LISTE DES VOLUMES	
	N° 1 - Tome I (1903-1904)
	N° 2 - Tome I (1903-1904)
	N° 3 - Tome I (1903-1904)
	N° 4 - Tome I (1903-1904)
	N° 5 - Tome I (1903-1904)
	N° 6 - Tome I (1905-1906)
	N° 7 - Tome I (1905-1906)
	N° 8 (1906)
	N° 9 (1906)
	N° 10 (1907)
	N° 11 (1907)
	N° 12 (1907)
	N°13 (1908)
	N°14 (1908)
	N°15 (1908)
	N°16 (1911)
	N°17 (1917)
	N°18 (1919)
	N°19 (1919)
	N° 20 (1922)
VOLUME TÉLÉCHARGÉ	N° 21 (1924)
	N°22 (1927)
	N°23 (1931)

NOTICE DU VOLUME TÉLÉCHARGÉ	
Auteur(s) volume	Laboratoire d'essais mécaniques physiques chimiques et de machines du Conservatoire national des Arts et Métiers
Titre	Bulletin du Laboratoire d'essais mécaniques, physiques, chimiques et de machines du Conservatoire National des Arts et Métiers
Volume	<u>N° 21 (1924)</u>
Adresse	Paris ; Liège : Librairie Polytechnique Ch. Béranger, éditeur 1924
Collation	1 vol. (VII-218 p.) : fig., tabl. ; 24 cm
Nombre de vues	234
Cote	CNAM-BIB P 1329-A (21)
Sujet(s)	Conservatoire national des arts et métiers (France) Génie industriel -- 20e siècle
Thématique(s)	Histoire du Cnam
Typologie	Revue
Langue	Français
Date de mise en ligne	10/04/2025
Date de génération du PDF	10/04/2025
Notice complète	https://www.sudoc.fr/039047083
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?P1329-A.21

P1329-A

80⁰ Km 107 (116)

BULLETIN
DU
LABORATOIRE D'ESSAIS
MÉCANIQUES, PHYSIQUES, CHIMIQUES ET DE MACHINES
DU
CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET MÉTIERS

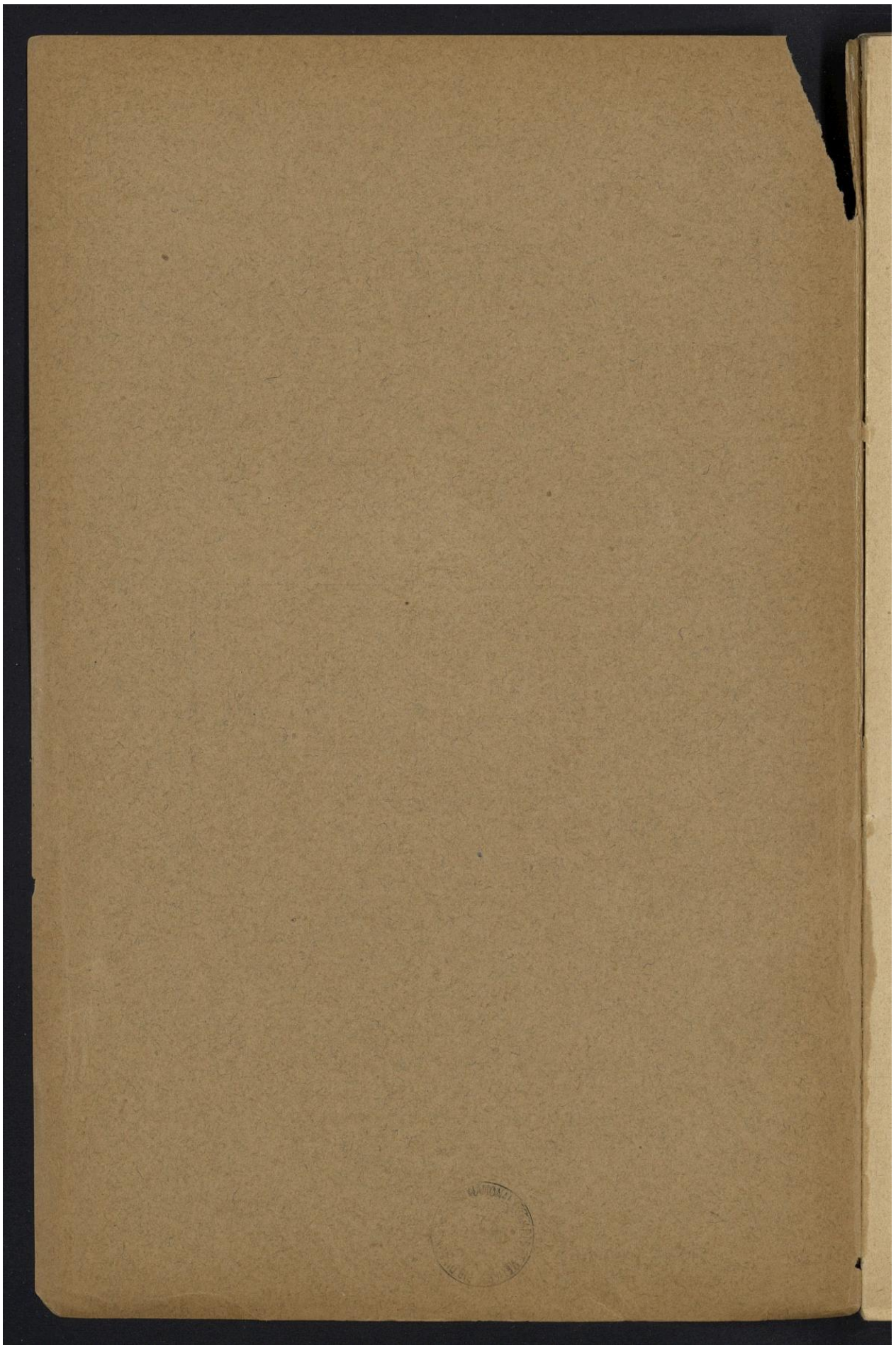
N° 21

RECHERCHES
TECHNIQUES ET EXPÉRIMENTALES
SUR LE FONCTIONNEMENT
DES
COURROIES DE TRANSMISSION
PAR
AUCLAIR
Président du Comité de Mécanique
de la Direction des Recherches Scientifiques
et Industrielles et des Inventions.
BOYER-GUILLON
Ingénieur civil des Mines,
Chef de Service principal
au Laboratoire d'Essais
du Conservatoire National des A. & M.
COULMEAU
Assistant du Service des Essais de Machines
au Laboratoire d'Essais.

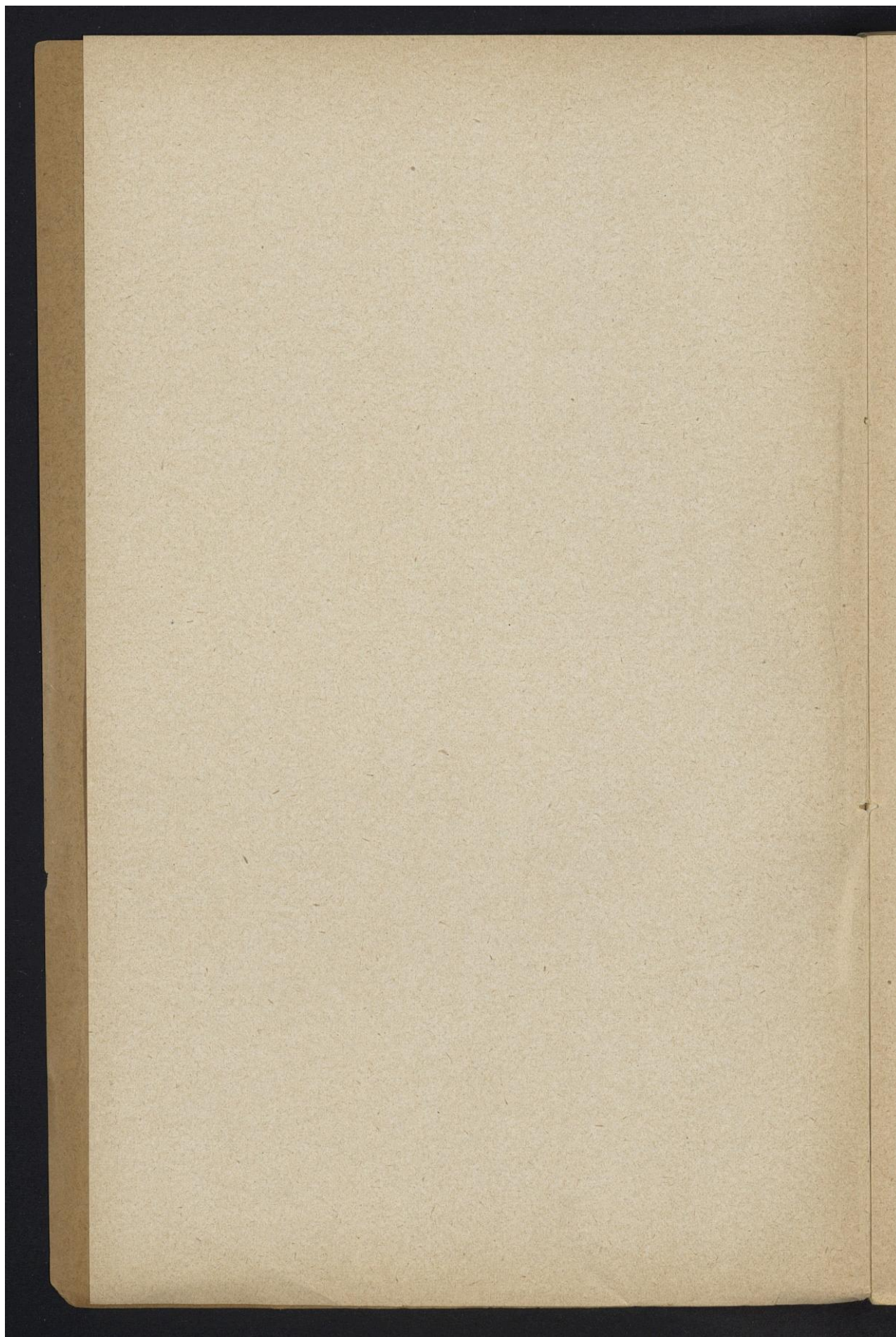
PARIS ET LIÈGE
LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE CH. BÉRANGER
PARIS, 15, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15
LIÈGE, 8, RUE DES DOMINICAINS, 8

1924

Tous droits réservés



8° Ku 107 (116)



INTRODUCTION

Le travail publié dans ce fascicule du *Bulletin*, au sujet du fonctionnement des courroies de transmission, fait honneur au Laboratoire d'Essais du Conservatoire National des Arts et Métiers. Il verse dans cette question, difficile et complexe, des résultats expérimentaux nouveaux, assez inattendus, et une théorie nouvelle qui, encore provisoire peut-être, s'adapte cependant déjà aux faits réels beaucoup mieux que celle qui est restée professée jusqu'à maintenant.

Les résultats principaux sont les suivants :

1° L'adhérence d'une courroie, adhérence que l'on traduit par le coefficient f de frottement, varie considérablement avec la vitesse de glissement de la courroie sur la poulie autour de laquelle elle est enroulée. Voisin de 0,25 (presque toujours compris entre 0,15 et 0,35) pour de très faibles vitesses de glissement, le coefficient de frottement croît avec la vitesse, d'abord rapidement, puis moins vite ; à partir d'une vitesse de glissement v voisine de 0,4 m/s pour la plupart des courroies, le coefficient f n'augmente plus que lentement. La forme de la courbe de f en fonction de v est du genre hyperbolique. On trouvera dans le compte rendu des expériences faites au Laboratoire 23 exemples de ces courbes.

Ce résultat est contraire à ce que l'on pensait généralement. D'anciennes expériences telles que celles de Coulomb, de Morin, de Westinghouse et Douglas Galton avaient montré, en effet, que le frottement de la plupart des corps les uns sur les autres, à sec, est peu variable avec la vitesse de glissement, et que, même, il avait plutôt tendance à diminuer quand la vitesse augmente.

Cependant, pour les surfaces abondamment graissées, comme les tourillons de machines en rotation, on avait trouvé une augmentation de f avec v , et, pour les courroies, différents expérimentateurs étrangers, en Allemagne, en Angleterre et aux Etats-Unis d'Amérique, tels que Gehrckens et Kammerer, avaient été conduits à la conséquence que le coefficient f doit croître avec la *vitesse tangentielle* des poulies en marche. Le résultat obtenu au Laboratoire du Conservatoire est analogue, mais non équivalent puisque la *vitesse de glissement* est proportionnelle non seulement à la vitesse tangentielle mais encore à l'effort transmis, c'est-à-dire, en définitive, à la *puissance transmise*.

2° La valeur du coefficient f pour les grandes vitesses de glissement, de l'ordre de 0,4 m/s, est beaucoup plus forte que la valeur au départ. Elle

dépasse l'unité pour beaucoup de courroies, et approche même de 1,5 pour certaines.

C'est là un fait de grande importance, qui montre que le rapport $\frac{T_1}{T_0}$ des tensions dans le brin moteur et dans le brin de retour d'une courroie en marche peut atteindre des chiffres beaucoup plus élevés qu'on ne le supposait jusqu'ici sans qu'il se produise de glissement d'ensemble sur les jantes des poulies. Ainsi, avec $f = 0,8$ seulement et un arc d'enroulement d'une demi-circonférence (égal à π), la formule dite de Rankine : $\frac{T_1}{T_0} = e^{f\alpha}$ (trouvée et indiquée, en réalité, il y a plus de deux siècles, par le physicien français Joseph Sauveur, mort en 1726, à qui il serait juste de la restituer) donne $\frac{T_1}{T_0} = 11$.

Kammerer avait déjà remarqué, à la suite de ses nombreuses expériences, que, pour expliquer les faits observés, il fallait admettre que le coefficient f dans le fonctionnement normal des courroies atteigne 0,6 à 0,8. Les recherches exécutées au Conservatoire précisent ce point bien mieux que les précédentes.

Comment se fait-il que f , avec les courroies en cuir ou en coton, etc..., frottant sur fonte, puisse s'élever à de telles valeurs ? On a tenté de l'expliquer par une sorte d'effet de ventouse aux points où la courroie décolle de la jante de la poulie. A mon avis, cette explication n'est pas admissible, car la plupart des courroies pour lesquelles f arrive à dépasser l'unité sont précisément celles qui sont faites en morceaux de cuir articulés, et qui permettent l'accès libre de l'air. D'ailleurs les essais, dits statiques, par lesquels on mesure f sont faits, on le verra dans le travail, sur la courroie *fixe*.

De nouvelles recherches sont nécessaires pour élucider ce point et connaître les véritables choses qui influent le plus sur le coefficient f .

La présente publication introduit aussi dans la technique des transmissions par courroie une très intéressante théorie, neuve à deux points de vue. D'abord elle s'incorpore les faits constatés sur la variation du coefficient f ; de plus, elle se fonde sur l'idée que l'arc de courroie enroulé sur une poulie doit forcément se décomposer, pendant le fonctionnement, en deux parties bien distinctes : un arc passif ou inactif dans lequel la courroie se meut avec la poulie *sans aucun glissement*, et un arc actif dans lequel il y a glissement relatif, glissement qui croît depuis zéro, à partir de la fin de l'arc inactif, jusqu'à sa valeur maximum $v_1 - v_0$ au point où la courroie décolle de la jante. L'arc actif croît avec le rapport $\frac{T_1}{T_0}$ des tensions dans le brin moteur et dans le brin de retour. C'est dans l'arc actif que la tension varie de T_0 à T_1 , tandis que dans l'arc inactif la tension reste constante.

Il est singulier que cette idée ait échappé, jusqu'à ces derniers temps, à tous les auteurs qui se sont occupés des courroies, depuis que Kretz, en 1862, a mis en évidence l'importance du glissement des courroies, sauf J. Boulvin, mort en janvier 1920, qui l'indique très clairement dans la troisième édition, de 1922,

pages 308 et 309, du premier volume (*Théorie générale des Mécanismes*) de son *Cours de Mécanique appliquée aux machines*.

Nous pouvons en peu de lignes montrer que les choses ne peuvent pas se passer autrement :

Soient :

T_1 et T_0 , v_1 et v_0 les tensions et les vitesses dans le brin moteur, d'une part, et dans le brin de retour, d'autre part ;

E le coefficient d'élasticité longitudinale, S la section transversale de la courroie, supposée homogène.

Pour ne pas compliquer, laissons de côté les effets des forces centrifuges.

Puisque c'est la même courroie qui défile dans le brin moteur et dans le brin de retour, et que l'unité de longueur dans celui-ci est devenue dans celui-là $1 + \frac{T_1 - T_0}{ES}$ par suite de la dilatation due à l'élasticité, il faut nécessairement que :

$$\frac{v_1 - v_0}{v_0} = \frac{T_1 - T_0}{ES}.$$

C'est avec des notations un peu différentes, la formule (4) de la page 17.

Sur la poulie conduite, le brin de retour s'enroule avec la vitesse v_0 , qui est aussi la vitesse tangentielle de cette poulie s'il n'y a pas de glissement d'ensemble, et il se déroule avec la vitesse v_1 ; sur la poulie motrice, le brin moteur s'enroule avec la vitesse v_1 , qui est la vitesse tangentielle de cette poulie motrice, et il se déroule avec la vitesse v_0 .

$v_1 - v_0$ est la vitesse totale du glissement fonctionnel de la courroie sur l'une ou l'autre des poulies, dans le même sens que la vitesse tangentielle pour la poulie conduite, en sens contraire pour la poulie motrice.

Mais ce glissement ne peut pas se faire sur tout l'arc d'enroulement.

En effet, dès qu'il y a glissement, les variations de la tension le long de la courroie sont obligatoirement liées par la formule de Sauveur :

$$\frac{dT}{T} = f\alpha,$$

L'arc de glissement est donc forcément limité à la valeur qui résulterait de la relation :

$$\frac{T_1}{T_0} = e^{f\alpha},$$

c'est-à-dire :

$$\alpha = \frac{1}{f} \log_e \frac{T_1}{T_0},$$

si f était constant, ou plus exactement à celle qui résulte de l'intégration de la relation différentielle précédente où l'on donne à f la valeur qui convient d'après la vitesse de glissement. Et, dès lors, dans tout l'arc compris entre ce point initial d'enroulement sur la poulie et le point où commence l'arc actif, il ne peut y avoir de glissement ; la courroie y est rigoureusement en repos relatif par rapport à la poulie.

Les auteurs du travail développent les conséquences de cette idée assurément juste. Leur théorie devient compliquée du fait de la variation de l'arc actif α avec les tensions et aussi du fait de la variation de f avec la vitesse locale de glissement à chaque élément de courroie ; mais ils donnent des approximations et des constructions élégantes qui en simplifient notablement l'application.

On ne pourra désormais traiter convenablement le problème des courroies sans tenir compte de leur apport essentiel.

Ils montrent, en confrontant la théorie avec les résultats expérimentaux obtenus, que l'accord s'établit de façon satisfaisante dans la majorité des cas. Toutefois, il y en a où cet accord laisse à désirer. Il faudrait certes poursuivre les expériences avec méthode et les étendre à des circonstances variées pour parvenir à perfectionner suffisamment la théorie et l'amener au point où elle pourrait devenir un guide tout à fait sûr.

Il y aura, malheureusement, toujours au moins un obstacle à la connaissance précise de la vérité en cette matière. C'est l'incertitude sur le coefficient E d'élasticité d'une courroie, qui varie considérablement suivant la température, l'humidité, et surtout, suivant les conditions de travail antérieur auxquelles elle a été soumise.

Dans cette introduction, je voudrais encore indiquer en bref l'historique des travaux effectués sur les courroies au Laboratoire d'Essais du Conservatoire National des Arts et Métiers, afin de montrer les nombreuses collaborations qui s'y sont consacrées.

En 1907, les études de F. W. Taylor, en Amérique, sur le travail dans les Usines (Emploi des courroies) avaient attiré l'attention sur la nécessité d'essais de longue durée, et celles de Kammerer, en Allemagne, avaient révélé que le fonctionnement réel des courroies était loin de se conformer à l'idée simpliste qu'on s'en faisait, que, notamment, le coefficient de frottement devait être élevé à des valeurs bien supérieures à celles qui étaient admises et qu'il variait d'ailleurs avec la vitesse.

C'est vers cette même époque que le Laboratoire d'Essais, qui venait d'être créé depuis peu, fût conduit à effectuer l'étude d'une courroie d'un genre nouveau. Le chef de la Section des Machines du Laboratoire, M. Boyer-Guillon, et son assistant d'alors, M. Auclair, utilisèrent le dispositif, dit « en triangle », dans lequel la courroie est montée sur les poulies de deux dynamos identiques, le brin moteur passant sur un galet-tendeur.

Ces premières expériences avaient déjà montré que le coefficient de frottement « apparent » croissait avec le glissement.

Au cours de la guerre, puis pendant les années 1918 et 1919, divers essais demandés au Laboratoire, soit pour les besoins de la Défense nationale, soit pour les besoins industriels, furent exécutés d'après cette méthode, notamment par M. Coulmeau, assistant de la Section des Machines.

En mai 1920, la Commission technique des Houillères sinistrées demandait au Laboratoire d'Essais d'entreprendre l'étude comparée d'un certain nombre de courroies.

A la suite de diverses réunions entre les chefs du Laboratoire et les représentants de cette Commission, il apparut que le montage en triangle ne se rapprochait pas suffisamment des conditions du fonctionnement industriel. M. Boyer-Guillon proposa alors le nouveau montage qui est décrit en détail dans le présent *Bulletin* (Chapitre III, Technique expérimentale). L'une des dynamo dynamomètres est placée sur le sol et montée sur glissières pour donner à la courroie la tension voulue; la seconde dynamo, montée sur une plate-forme oscillante, constitue une sorte de banc-balance, analogue à ceux utilisés pour les essais des moteurs d'aviation.

Au mois de janvier 1921, des essais étaient ainsi effectués au Laboratoire et M. Boyer-Guillon faisait appel à la collaboration de M. Auclair, devenu Président de la Section de Mécanique à la Direction des Inventions, pour étudier en commun cette nouvelle méthode expérimentale et déduire, si possible, des résultats obtenus, une théorie générale.

Dans ce but, il devenait nécessaire d'entreprendre de nombreuses expériences systématiques. La Commission Technique du Laboratoire et le Conseil d'Administration du Conservatoire, mis au courant par le Directeur du Laboratoire de l'intérêt de la question, décidaient alors, en mai 1921, de continuer ces études et ils chargeaient la sous-commission des Machines, complétée par la collaboration de personnalités qualifiées, de constituer une Commission spéciale « d'Etude des Courroies ».

Des crédits furent accordés au Laboratoire par le Conseil d'Administration pour couvrir les dépenses, relativement importantes, que devaient entraîner les travaux.

La Direction des Recherches Scientifiques, Industrielles et des Inventions, voulait bien s'intéresser d'une façon particulière aux travaux de cette Commission et délégua MM. Kœnigs et Auclair pour la représenter.

En annexe, nous donnons la composition de la Commission spéciale ainsi constituée qui a tenu sa première séance le 2 juin 1921. Ses réunions successives ont été consacrées à la discussion des méthodes d'essais employées et des résultats obtenus dans les premières séries de mesures exécutées au Laboratoire.

C'est cette première partie qui fait l'objet du *Bulletin* actuel. Grâce à l'appareil adopté, complété par des dispositifs spéciaux de mesure des efforts et des vitesses, quantité de déterminations ont pu être ainsi effectuées sur :

Le coefficient de frottement apparent, en fonction de la vitesse dans le cas d'une courroie en fonctionnement.

Le coefficient de frottement réel dans le cas d'une courroie au repos.

Le coefficient d'extension globale, en fonction de la vitesse.

Le glissement.

Elles ont permis d'en déduire les courbes représentant :

L'arc d'enroulement réel.

L'arc d'enroulement actif, correspondant à une tension utile donnée et les diverses caractéristiques du fonctionnement des courroies.

Ce travail, qui ne doit être considéré que comme un commencement, a cependant permis, dès maintenant, de mettre à jour de grands perfectionnements à la théorie des courroies; il a déterminé un mouvement de demandes d'essais de courroies au Laboratoire du Conservatoire. On ne saurait trop louer M. le Directeur du Laboratoire d'Essais d'avoir compris que l'essai industriel doit être fondé sur une étude scientifique et technique approfondie.

Nous ne pouvons mieux terminer la présentation de ce travail qu'en exprimant le souhait qu'il soit poursuivi avec l'appui que veut bien lui accorder M. le Directeur des Recherches et des Inventions et avec des ressources suffisantes pour qu'il aboutisse à une documentation étendue permettant d'asseoir définitivement ou d'améliorer la théorie exposée ici.

A. RATEAU,
de l'Académie des Sciences,
Membre du Conseil d'Administration
du Conservatoire National des Arts et Métiers.

COMPOSITION DE LA COMMISSION D'ÉTUDE DES COURROIES

Conservatoire.

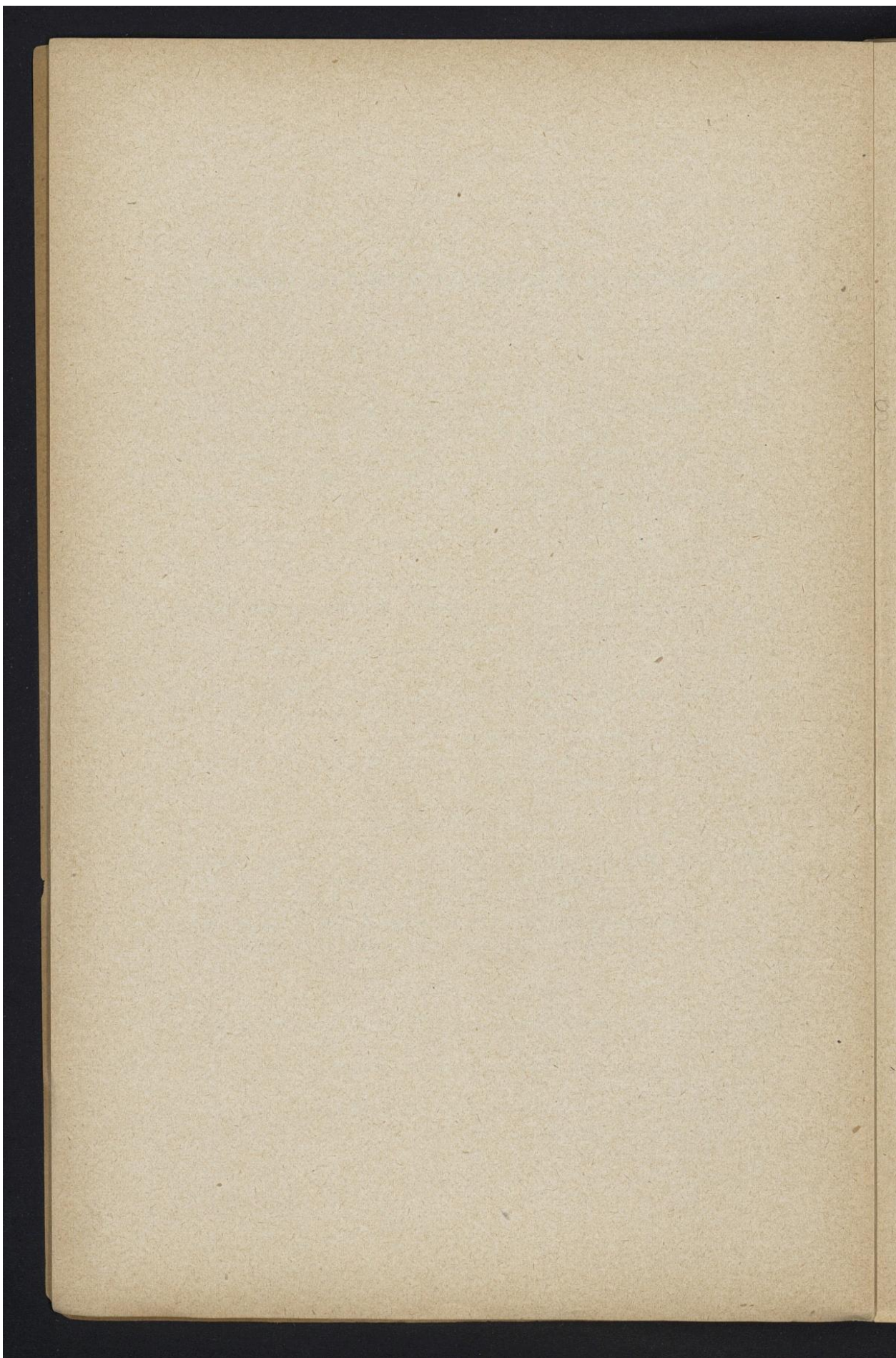
- MM. E. PICARD, Secrétaire Perpétuel de l'Académie des Sciences, Président de la Commission Technique du Laboratoire d'Essais.
A. RATEAU, Membre de l'Institut, Membre du Conseil d'Administration du Conservatoire, Président de la Commission.
LECORNU, Membre de l'Institut, Membre de la Commission Technique du Laboratoire d'Essais.
GABELLE, Directeur du Conservatoire National des Arts et Métiers.
SAUVAGE, Professeur au Conservatoire, Vice-Président de la Commission Technique du Laboratoire d'Essais.
DELAUNAY-BELLEVILLE, Industriel, Membre de la Commission Technique du Laboratoire d'Essais.
DOUANE, Industriel, Membre de la Commission Technique du Laboratoire d'Essais.
BARON PETIET, Membre de la Chambre de Commerce de Paris, Membre de la Commission Technique du Laboratoire d'Essais.
CELLERIER, Directeur du Laboratoire d'Essais.
BOYER-GUILLON, Chef de Service Principal des Essais de Machines au Laboratoire d'Essais.

Direction des Inventions.

- MM. KOENIGS, Membre de l'Institut, Membre du Conseil d'Administration du Conservatoire, représentant la Direction des Recherches Scientifiques et Industrielles et des Inventions.
AUCLAIR, Président du Comité de Mécanique de la Direction des Recherches Scientifiques et Industrielles et des Inventions.

Ingénieurs et Industriels.

- MM. JOUGUET, Ingénieur en Chef au corps des Mines, Professeur du Cours de Machines à l'Ecole Supérieure des Mines.
GUILLERY, Ingénieur, Directeur des Ateliers Malicet et Blin.
LENEVEU, Ingénieur.
LAHOUSSE, Secrétaire Général du Comité des Houillères.
TEISSET, Constructeur-Mécanicien.



RECHERCHES
TECHNIQUES ET EXPÉRIMENTALES
SUR LE FONCTIONNEMENT
DES
COURROIES DE TRANSMISSION

PAR

AUCLAIR

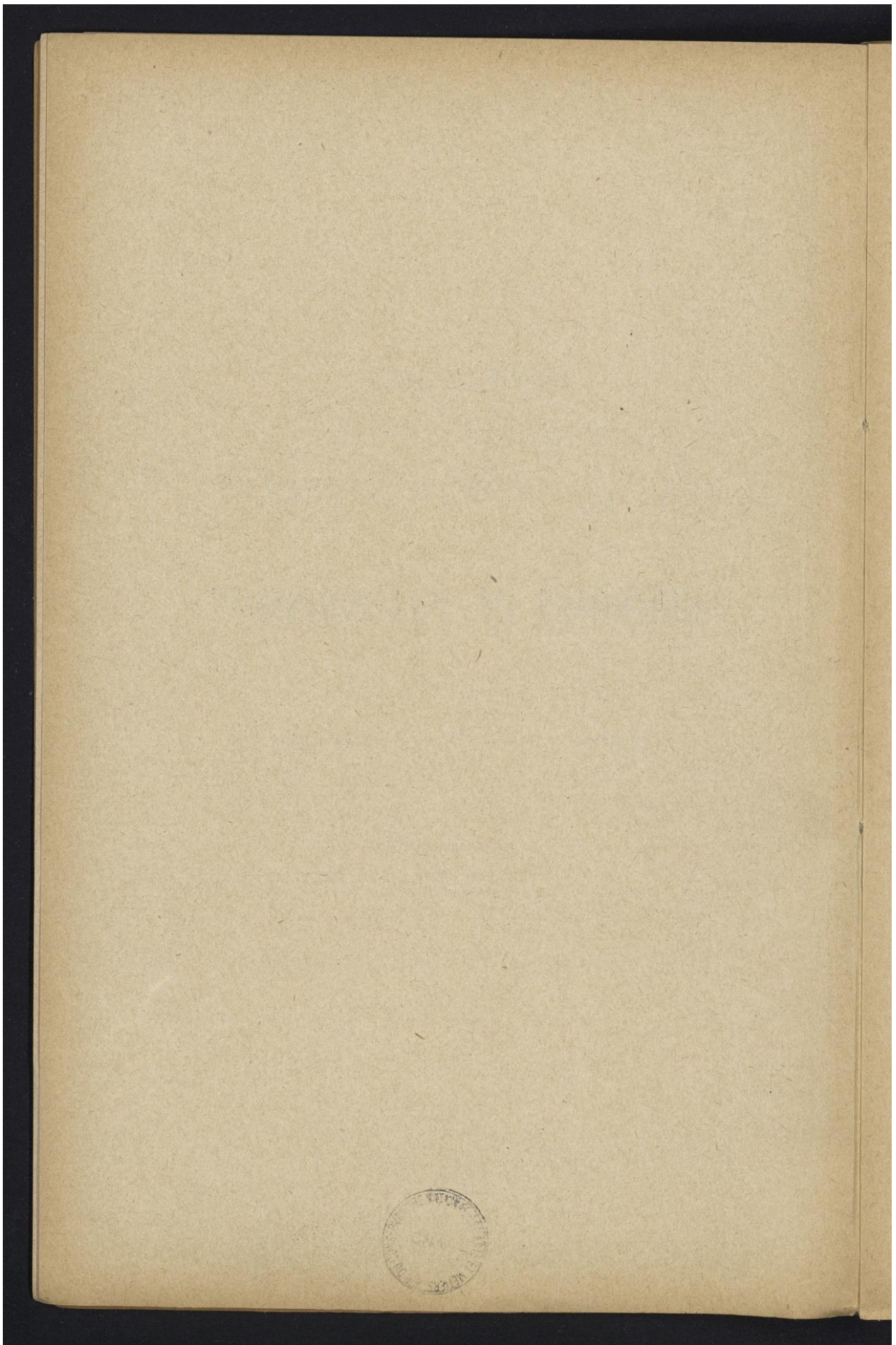
Président du Comité de Mécanique
de la Direction des Recherches Scientifiques
et Industrielles et des Inventions

BOYER-GUILLON

Ingénieur civil des Mines,
Chef de Service principal
au Laboratoire d'Essais
du Conservatoire National des Arts et Métiers.

COULMEAU

Assistant du Service des Essais de Machines
au Laboratoire d'Essais.



RECHERCHES
TECHNIQUES ET EXPÉRIMENTALES
SUR LE FONCTIONNEMENT
DES
COURROIES DE TRANSMISSION

AUCLAIR

Président du Comité de Mécanique
de la Direction des Recherches Scientifiques
et Industrielles et des Inventions.

PAR

BOYER-GUILLON

Ingénieur civil des Mines,
Chef de Service principal
au Laboratoire d'Essais
du Conservatoire National des Arts et Métiers

COULMEAU

Assistant du Service des Essais de Machines
au Laboratoire d'Essais.

CHAPITRE PREMIER

**LES PREMIERS ESSAIS DE COURROIES AU LABORATOIRE D'ESSAIS
DU CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET MÉTIERS**

1. — La transmission de puissance par courroie est l'un des mécanismes les plus répandus dans les ateliers ; cependant le calcul des courroies et, par suite, la définition de coefficients propres à qualifier un type de courroies manquent encore de bases précises.

Cela explique que dès l'ouverture du Laboratoire d'Essais, en 1904, nous ayons été saisis de demandes d'essais de courroies. Nous avons dû, pour ne pas

Le Laboratoire d'Essais ne prend pas la responsabilité des opinions scientifiques et techniques soutenues par les collaborateurs du *Bulletin*.

nous limiter à des mesures par trop superficielles, créer une méthode d'essais nouvelle.

En dernière analyse le calcul des courroies a pour base la connaissance de deux coefficients pratiques : le rapport admissible entre les tensions du brin conducteur et du brin conduit et le taux de travail maximum que peut tolérer la matière dont la courroie est constituée. Mais ces coefficients pratiques, suffisants pour calculer une transmission, ne peuvent pas être atteints par une expérimentation directe et rapide.

2. — Vers cette même époque, paraissait le travail classique de *Taylor* (1) sur les courroies, dont l'auteur a si bien senti cette difficulté d'une détermination directe des coefficients pour le calcul des courroies qu'il professe l'opinion qu'ils ne peuvent être obtenus que par une méthode en quelque sorte statistique, et c'est effectivement une telle méthode qu'il a employée dans son étude. Il a soumis à un examen de plusieurs années toutes les courroies d'un grand atelier et noté, jour par jour, à la fois les conditions dans lesquelles elles travaillaient et tous les faits propres à éclairer sur le coût de leur entretien et leur durée, à savoir les matériaux dont elles sont faites, leur mode de construction, la tension de pose, les allongements et les retensions, les accidents qu'elles subissaient et les réparations que ces accidents entraînaient, leur usure et le temps au bout duquel leur remplacement s'imposait ou, au moins, était avantageux parce que les frais d'entretien devenaient trop élevés. Du dépouillement méticuleux de documents lentement amassés, il a déduit des règles pratiques de nature à guider les mécaniciens dans le choix des courroies et les dimensions à leur donner.

Il est impossible de méconnaître la haute valeur d'une telle méthode d'expérimentation pour une documentation à fond sur l'emploi des courroies, mais aussi son impuissance à qualifier un produit nouveau, qu'un fabricant vient d'inventer et se propose de lancer. S'astreindre à juger une courroie sur les résultats obtenus par un aussi long usage, c'est s'enfermer dans un cercle vicieux, puisqu'il s'agit précisément de se rendre compte rapidement si ce produit vaut d'être fabriqué sur une échelle permettant sa diffusion. Il nous a donc été imposé de créer une expérimentation de nature à qualifier immédiatement les courroies qui nous étaient présentées par un chiffre accessible à une expérimentation rapide et précise.

3. — *L'usure des courroies et la fatigue de la transmission* sur laquelle elles travaillent varient, dans une certaine mesure, comme leur tension. D'autre part, l'une des charges d'une transmission par courroie est l'immobilisation des machines par suite des retensions de la courroie et la dépense de main-d'œuvre pour cette opération. Il nous a donc semblé qu'une courroie de type nouveau méritait une cote d'autant plus élevée qu'à égalité de qualité des

(1) Voir : Publications de la *Revue de Métallurgie*, 1907 ; *Etudes sur l'organisation du travail dans les Usines*, par F.-W. Taylor. Deuxième partie : L'emploi des courroies.

matériaux dont elle est composée, le mode de préparation de ces matériaux et la façon dont la courroie est montée lui permettent de transmettre une puissance déterminée avec une tension initiale moindre et des retensions moins fréquentes. Ces conditions sont d'autant mieux remplies que le coefficient de frottement est plus élevé; en effet, une courroie pour laquelle il atteindrait une valeur suffisamment élevée pour que l'adhérence résultant de son poids seul fût assez grande pour que cette courroie se comportât normalement, pourrait travailler sans tension initiale autre que celle résultant de son poids et, de ce fait, ne jamais nécessiter de retension.

Nous avons donc cherché à *qualifier les courroies par la valeur de leur coefficient de frottement* sur les poulies avec lesquelles elles doivent être employées.

4. — Nous nous sommes toutefois heurtés, dès l'abord, à une grave difficulté. La littérature technique renferme de nombreux travaux sur l'adhérence des courroies, parmi lesquels l'un des plus connus est le mémoire de *Leloutre* (1). Ces essais donnent, en général, des valeurs du coefficient de frottement bien inférieures aux valeurs minima que l'on peut admettre dans des transmissions en mouvement. *Le coefficient de frottement que l'on doit employer pour qualifier des courroies n'est donc pas celui que l'on détermine par les mesures classiques de frottement, mais un coefficient particulier qu'il faut mesurer sur une transmission en mouvement.*

5. — Comment opérer? Les éléments que l'on peut relever directement — nous verrons plus loin par quels procédés — sur une transmission en fonctionnement sont : les tensions des deux brins de la courroie, sa vitesse linéaire et l'arc d'enroulement. Entre ces quantités il existe une relation, connue généralement sous la dénomination de formule de Rankine, que l'on obtient en partant de l'équation différentielle qui exprime qu'un élément de la courroie est en équilibre relatif sur la poulie. Il n'est pas inutile, pour donner à l'exposé qui va suivre une base tout à fait précise, de rappeler le raisonnement qui conduit à cette relation.

Soit donc un élément de courroie MM' (fig. 1). Il est en équilibre sous l'action des tensions appliquées à ses deux extrémités T et $T + dT$, de la réaction de la poulie R' , ayant pour composantes tangentielle et normale $R' \sin \varphi$ et $R' \cos \varphi$, φ étant l'angle de frottement et $\tan \varphi = f$ le coefficient de frottement, et des forces de Coriolis. Ces dernières se réduisent à la force centrifuge, dont on peut représenter la valeur par $\frac{pV^2}{g} \frac{Rd\alpha}{R}$, en appelant : R le rayon de la circonférence moyenne de la courroie, $d\alpha$ l'arc mesurant l'angle au centre sous-tendu par l'élément MM' , V la vitesse linéaire et p le poids de l'unité

(1) Leloutre, *Les transmissions par courroies, cordes et câbles métalliques*, Paris, 1884 (Bernard Tignol, éditeur, 45, Quai des Grands-Augustins).

de longueur de la courroie, g la constante de la gravité. En projetant ces forces successivement sur la tangente et sur la normale à l'élément MM' , on obtient en écrivant les équations d'équilibre :

Projection sur la tangente :

$$0 = (T + dT) \cos \frac{d\alpha}{2} - T \cos \frac{d\alpha}{2} - R \sin \varphi.$$

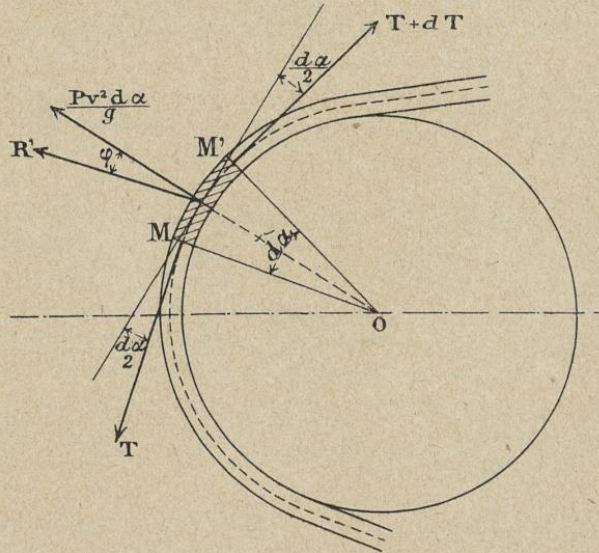


Fig. 1.

Projection sur la normale :

$$0 = T \sin \frac{d\alpha}{2} + (T + dT) \sin \frac{d\alpha}{2} - \frac{pV^2 d\alpha}{g} - R \cos \varphi$$

puis en simplifiant :

$$dT = R \sin \varphi$$

$$T d\alpha - \frac{pV^2}{g} d\alpha = R \cos \varphi$$

et en divisant membre à membre :

$$(1) \quad \frac{dT}{T - \frac{pV^2}{g}} = f d\alpha$$

dont l'intégration fait connaître T en fonction de l'arc d'enroulement α et de la tension initiale d'enroulement T_0 , si du moins f est une constante.

Dans le cas où cette hypothèse n'est pas vérifiée, la forme de l'équation ne change pas — et c'est pour le bien mettre en évidence que nous avons reproduit le raisonnement banal qui y conduit — mais elle ne suffit plus à déterminer T

en fonction des éléments indiqués plus haut, il lui faut adjoindre une ou plusieurs autres équations pour la détermination de f .

6. — L'intégrale de l'équation (1) :

$$(2) \quad \frac{T_1 - \frac{\rho V^2}{g}}{T_0 - \frac{\rho V^2}{g}} = e^{f\alpha}$$

est une relation entre les tensions T_1 et T_0 des deux brins de la courroie et l'arc d'enroulement α . Il en résulte que ces trois quantités ne peuvent pas être choisies arbitrairement. En se conformant strictement à la théorie, le fonctionnement d'une transmission ne peut avoir lieu qu'autant que l'arc d'enroulement réel α_R est supérieur à l'arc d'enroulement calculé de telle sorte que la condition de possibilité du fonctionnement est :

$$\frac{T_1 - \frac{\rho V^2}{g}}{T_0 - \frac{\rho V^2}{g}} \leq e^{f\alpha_R}$$

Cette relation est une condition d'inégalité que doit remplir l'arc d'enroulement réel, il doit être supérieur à la valeur de l'arc d'enroulement que la relation (2) fait correspondre aux deux tensions T_1 et T_0 . La différence $\alpha_R - \alpha = \alpha'$ est la *marge de sécurité* que l'on se ménage pour faire face aux erreurs dans le choix des éléments, aux surcharges accidentelles et à l'allongement permanent de la courroie manifesté par une réduction de la valeur de T_0 , la différence $T_1 - T_0$ demeurant constante avec la puissance transmise.

7. — Voyons comment intervient cette marge de sécurité dans une transmission et comment, par suite, nous allons pouvoir suivre son évolution au cours des essais de fonctionnement?

Soit donc une transmission qui commence à fonctionner avec une tension T_0 du brin conduit et en transmettant une puissance de $\frac{1}{75} (T_1 - T_0) V$ chevaux correspondant à une valeur $T_1 - T_0$ de la *tension utile ou différence de tension des deux brins*.

Raisonnons sur le cas de la poulie menée ; l'arc d'enroulement calculé initial est :

$$(3) \quad \alpha = \frac{1}{f} \text{Log}_e \frac{T_1 - \frac{\rho V^2}{g}}{T_0 - \frac{\rho V^2}{g}}$$

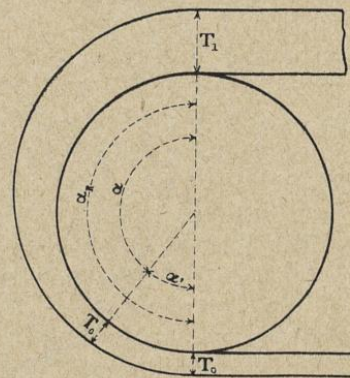


Fig. 2.

Il en résulte que sur la poulie — nous assimilerons désormais la circonférence de la section moyenne de la courroie à la surface de la poulie qui en diffère peu — la tension décroît de T_1 à T_0 le long de l'arc α , puis reste constante jusqu'au point de déroulement de la courroie. L'arc d'enroulement réel α_R peut donc être regardé comme composé conventionnellement d'un arc d'enroulement actif α et d'un arc d'enroulement passif ou de réserve ou momentanément inutilisé α' . Le diagramme polaire (fig. 2), dans lequel la longueur représentative de la tension de la courroie est portée en chaque point en prolongement du rayon représente ce phénomène.

Supposons que nous fassions croître progressivement la puissance transmise en maintenant sensiblement constante la tension du brin conduit, l'arc d'enroulement actif croîtra parallèlement à la puissance transmise en prenant successivement les valeurs :

$$\alpha_i = \frac{1}{f} \operatorname{Log}_e \frac{T_i - \frac{\rho V^2}{g}}{T_0 - \frac{\rho V^2}{g}} \quad i = 1, 2, 3, 4.$$

et le diagramme des tensions se transformera comme le montre la figure 3 :

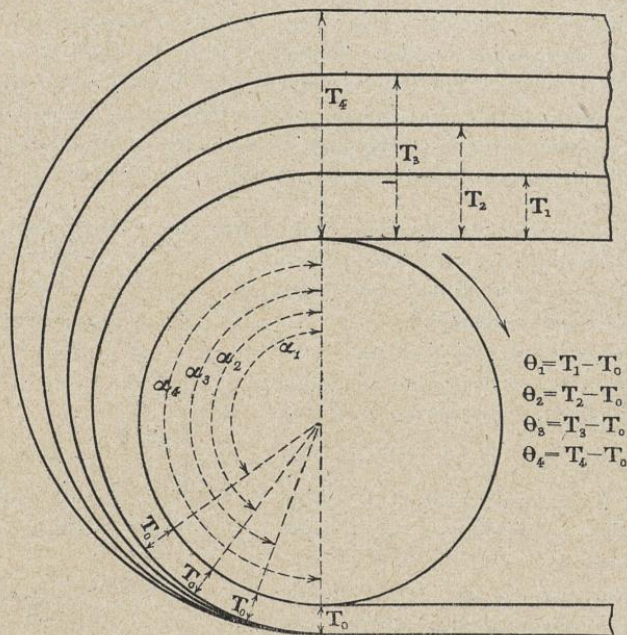


Fig. 3.

l'arc d'enroulement actif croît aux dépens de l'arc inactif jusqu'au moment où il devient égal à l'arc d'enroulement réel, l'arc d'enroulement inactif étant devenu nul.

La théorie classique du frottement nous fait prévoir qu'à ce moment on a atteint la limite de la puissance qu'il est possible de transmettre avec la courroie pour la valeur donnée de la tension du brin conduit T_0 . Si l'on essaye de transmettre une puissance plus élevée, l'entraînement cesse de se produire et la courroie glisse tellement qu'elle tombe de la poulie.

8. — Cette analyse donne bien une représentation exacte de la succession des phénomènes dans le cas où l'on suppose que le coefficient de frottement est constant, mais elle ne permet pas la détermination de la valeur de ce coefficient, sauf dans le cas limite où l'arc d'enroulement réel coïncide avec l'arc d'enroulement calculé, que la formule de Rankine fait correspondre aux tensions mesurées des deux brins. Le problème se pose donc de disposer les résultats des essais de manière à mettre en évidence la valeur de f qui correspond à ce cas limite. Or l'équation (3) donne la valeur du produit du coefficient de frottement par l'arc d'enroulement actif. Si f est constant ce produit tend vers une limite en même temps que l'arc d'enroulement actif tend vers α_R . Divisons les valeurs successives du produit αf par α_R , la suite des quotients tend précisément vers f . Nous avons été ainsi amenés à considérer un coefficient de frottement fictif qui est la valeur de f que l'on déduit brutalement de la formule de Rankine en y portant les éléments numériques relevés sur une transmission en fonctionnement réel et nous l'avons appelé le *coefficient de frottement apparent*. Cet élément peut être défini indépendamment de toute hypothèse sur la constance du coefficient de frottement. Si celui-ci est constant, la valeur du coefficient de frottement apparent dans le cas limite $\alpha = \alpha_R$ est le coefficient de frottement vrai. Si le coefficient de frottement est variable avec les conditions de fonctionnement de la transmission, le coefficient de frottement apparent donne dans le même cas limite la valeur moyenne du coefficient de frottement sur l'arc d'enroulement.

Voyons comment va se présenter le diagramme donnant la variation du coefficient de frottement apparent au cours d'un essai. Il est intéressant de choisir sa disposition de manière à y faire apparaître l'autre élément caractéristique du fonctionnement des courroies, le *glissement élastique*. La courroie est élastique, il en résulte que l'unité de longueur primitive de la courroie n'a pas la même longueur effective dans le brin conducteur et dans le brin conduit pour lesquels la tension n'est pas la même. Or la courroie se place ou s'enroule sur la poulie menante avec la *longueur spécifique* (ou longueur de l'unité de longueur primitive) du brin conducteur et sur la poulie menée avec celle du brin conduit, il en résulte que la poulie conductrice tourne un peu plus vite que la poulie menée. Le rapport des vitesses angulaires ou des nombres de tours n_1 et n_0 de ces poulies, si pour simplifier l'écriture on les suppose de même rayon, est précisément le rapport des longueurs spécifiques dans les deux brins de la courroie et, si l'on désigne par E le coefficient d'extension de

la courroie — supposé pour l'instant indépendant de la charge et de la vitesse —, ce rapport peut s'écrire :

$$\frac{1 + ET_1}{1 + ET_0}$$

La perte de vitesse relative ou *glissement proportionnel* est donc :

$$gt = \frac{n_1 - n_0}{n_1} = \frac{E(T_1 - T_0)}{1 + ET_1}$$

ou sensiblement $E(T_1 - T_0)$ puisque E est petit.

Dans une transmission fonctionnant en charge à puissance croissante et à vitesse constante, cas de nos premiers essais, le glissement va croissant d'un

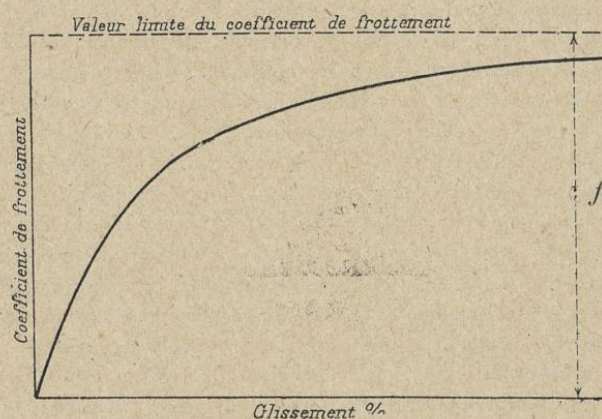


Fig. 4.

essai à l'autre. Nous avons construit nos diagrammes en prenant pour abscisses les glissements et pour ordonnées les valeurs du coefficient de frottement apparent. Ils ont eu l'aspect que fait ressortir la figure 4. *Le coefficient de frottement apparent est une fonction croissante du glissement proportionnel.* La croissance de cette fonction assez rapide d'abord, devient ensuite plus lente, le coefficient de frottement paraît finalement tendre vers une valeur limite ; mais cette valeur est bien plus élevée que toutes celles que l'on trouve indiquées pour le coefficient de frottement comme résultant des expériences antérieures. Il y a surtout cette particularité que la limite du fonctionnement possible, que nous pensions trouver nettement et rapidement, est extrêmement éloignée et ne se présente que pour des valeurs du glissement bien supérieures aux valeurs les plus élevées que l'on peut assigner au glissement élastique.

9. — La conclusion qui s'est imposée à la suite de ces observations est que le coefficient de frottement réel du cuir sur la matière dont sont faites généra-

lement les poulies *n'est pas une constante mais une fonction croissante de la vitesse relative des surfaces en contact*. S'il n'en était pas ainsi il serait impossible, en effet, de comprendre comment on peut ainsi faire croître parallèlement la puissance transmise et le glissement au delà presque de toute limite.

Il en résulte que l'élasticité que l'on doit considérer comme un défaut dans

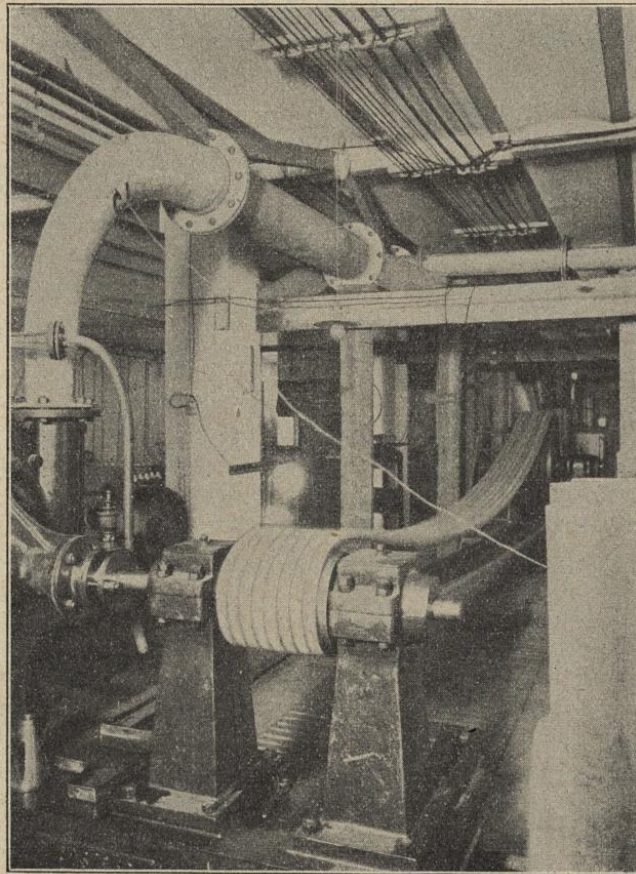


Fig. 5.

une théorie qui a pour base l'hypothèse de la constance du coefficient de frottement, théorie qui assigne comme seule conséquence au glissement élastique une perte de puissance, peut, dans certaines limites, devenir une qualité, puisqu'une valeur élevée du glissement élastique peut donner la possibilité de fonctionner avec des coefficients de frottement plus élevés, c'est-à-dire avec une traction moindre sur les paliers ; au prix d'un faible accroissement de la perte

par glissement on obtient une réduction corrélative de la perte de puissance par frottement des paliers, perte en général plus grave que la première.

10. — Nous avons eu la bonne fortune de pouvoir illustrer immédiatement par une application les résultats de nos essais. On verra dans la figure 5 une transmission par courroie que nous avons réalisée avec le type de courroie qui avait servi à nos premiers essais. Cette courroie commandée par nous sans garantie du fabricant, a fonctionné dans des conditions de relâchement du brin conduit qui l'ont alors un peu étonné lui-même, mais qui ont été depuis bien souvent reproduites.

Qu'il nous soit permis à cette occasion d'insister sur l'importance que peut avoir pour l'organisation d'essais industriels l'expérimentation qui a pour objet de préciser les conditions de fonctionnement des machines. Elle semble à certains esprits superficiels un luxe et une dépense inutiles, or voici un élément, l'élasticité des courroies, susceptible de déterminations numériques assez précises, par suite pouvant faire l'objet d'essais, mais que l'on doit selon la théorie qui sert de guide compter au passif ou à l'actif de cet organe des machines.

11. — *Aiguillés ainsi dans une voie nouvelle* nous avons profité de quelques essais qu'il nous a été possible de faire ultérieurement pour *étudier le coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement ou vitesse relative de la courroie par rapport à la poulie.*

Pour cette détermination la méthode des mesures sur une transmission en fonctionnement ne convient plus. En effet, dans une telle transmission, la

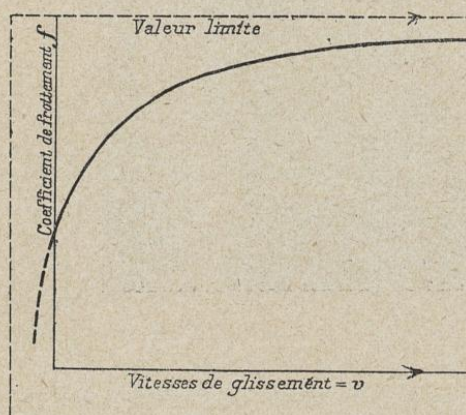


Fig. 6.

vitesse relative varie d'un point à un autre de la courroie, puisqu'elle résulte de la déformation élastique de la courroie qui se produit sur toute la longueur de l'arc d'enroulement utile. Il faudrait donc d'un résultat global tirer le coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative en ayant recours à des opérations de calcul fonctionnel, dont on sait la difficulté. Nous avons procédé par mesures directes.

A cette fin un élément de courroie a été immobilisé sur une poulie par amarrage de ses extré-

mités à deux dynamomètres, qui permettaient de mesurer la tension des deux brins. La poulie a été ensuite mise en mouvement à une vitesse angulaire de rotation très faible, vitesse correspondant au début à un tour en

plusieurs minutes. Au bout d'un certain temps la courroie arrive à un régime d'extension stable, c'est-à-dire que sa longueur spécifique, variable d'un point à un autre de la surface géométrique de la poulie, reste constante en un point de cette surface. A ce moment la déformation de la courroie est achevée : la courroie constitue un ensemble dont tous les points sont fixes dans l'espace. Ces points ont donc la même vitesse relative par rapport à la poulie, qui est un solide pratiquement indéformable et, par suite, si l'on détermine la valeur du coefficient de frottement par la formule de Rankine dans laquelle on introduit les tensions des brins mesurées au dynamomètre et l'arc d'enroulement réel :

$$\frac{T_1}{T_0} = e^{f\alpha}$$

cette valeur de f est bien celle qui correspond à la vitesse relative commune en tous les points de la poulie.

Le résultat de ces mesures poursuivies sur trois types différents de courroies a donné un diagramme dont l'aspect est représenté par la figure 6. Le coefficient de frottement part, pour les plus petites valeurs du glissement (un tour en un quart d'heure pour une poulie de 20 centimètres de diamètre) de valeurs très faibles, qui sont celles que l'on rencontre dans les travaux relativement anciens, par exemple dans les essais de Leloutre, puis il croît suivant une loi hyperbolique et finalement pour des valeurs de la vitesse de glissement atteignant un tour en quelques secondes, il atteint des valeurs comprises souvent entre 0,50 et l'unité ou même parfois dépassant cette dernière.

12. — Nous arrivons ainsi à la notion que deux propriétés dominent la théorie des courroies : 1° *Le coefficient de frottement est une fonction croissante de la vitesse de glissement* ; 2° *Toute courroie est en état de glissement sur la poulie du fait de son élasticité*. On doit chercher à expliquer par elles les particularités que l'on rencontre dans l'analyse numérique du fonctionnement des courroies et il convient de ne faire intervenir d'autres propriétés dans le schéma qui conduit au calcul des phénomènes que dans la mesure où cette complication s'impose par l'impuissance de rendre compte des faits observés.

L'un des plus importants est signalé dans les tables numériques que Gerkens (1) a données pour le calcul des éléments d'une courroie : ce fabricant estime que la tension utile que l'on peut admettre par unité de largeur de courroie est d'autant plus élevée que la courroie est animée d'une vitesse linéaire plus grande, tant du moins que la tension due à la force centrifuge, qui croît comme le carré de cette vitesse, ne prend pas une valeur dominante par rapport à la tension utile. Il ne faut pas confondre tension utile ou différence de tension des deux brins avec puissance transmise. Cette dernière est le produit de la tension utile par la vitesse linéaire de la courroie, elle croît avec

(1) Voir Boulvin. *Calcul des organes des machines*, Ch. XVI.

la vitesse de la courroie, mais c'est un fait normal dont il faut se garder de déduire des conclusions.

Reprenons la formule de Rankine, on en déduit :

$$(4) \quad T_1 = (T_1 - T_0) \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{\rho V^2}{g}$$

expression qui montre bien que tant que $\frac{\rho V^2}{g}$ reste petit par rapport à la tension utile $(T_1 - T_0)$, T_1 qui donne le taux de travail maximum du cuir dans la courroie et, par suite, fixe sa dimension minima est d'autant plus petit par rapport à la tension utile $T_1 - T_0$ que le *coefficient de frottement apparent* f introduit dans la formule est plus élevé. Or, si ce coefficient croît avec la vitesse relative, il croît par voie de conséquence avec la vitesse linéaire. Le temps dt , en effet, qu'un élément de longueur $R\alpha_R$ de la courroie demeure sur la poulie est inversement proportionnel à la vitesse linéaire de la courroie et peut être représenté — K étant une constante convenable — par l'expression $K \frac{R\alpha_R}{V}$. Pendant ce temps cet élément passe de la tension T_0 à la tension T_1 , sa longueur croît donc de $E(T_1 - T_0)R\alpha_R$ de telle sorte que sa vitesse moyenne de glissement est $\frac{EV}{2K} (T_1 - T_0)$ qui croît avec la vitesse linéaire.

L'allure des tables de *Gerken*s est un argument en faveur de notre conception des phénomènes. De cet argument nous rapprocherons celui que l'on peut déduire des travaux anglais et américains tout à fait récents. *Ces travaux conduisent à adopter pour le coefficient de frottement apparent, c'est-à-dire combiné avec la formule de Rankine et supposé constant sur tout l'arc d'enroulement, une valeur fonction de la vitesse linéaire et croissant avec celle-ci.* Nous venons de démontrer en interprétant les chiffres de *Gerken*s que cette hypothèse peut être regardée comme une conséquence du fait que le coefficient de frottement est une fonction croissante de la vitesse de glissement. Il est inutile d'insister sur ce point.

CHAPITRE II

THÉORIE MÉCANIQUE DU FONCTIONNEMENT DES COURROIES

13. — Le peu d'essais faits de 1904 à ces dernières années ne nous a fourni aucune occasion d'organiser une vérification un peu complète de ces vues. Les courroies de cuir ne sont pas une pièce de machine aux propriétés bien déterminées, ce sont des liens faits d'une *matière organique, presque vivante encore*, qu'il est impossible de se procurer et de définir identique à elle-même et dont les propriétés dépendent des actions physiques qui agissent sur elle, absorption de corps gras ou nourriture de la courroie, humidité, chaleur, fatigue de la matière. Il ne peut donc être question d'études portant sur un trop petit nombre de pièces. Il faut disposer de nombreux essais faits dans des conditions comparables et prendre pour base non pas la considération de chiffres individuels déterminés avec une grande précision, mais l'allure générale des résultats des expériences.

L'occasion d'un contrôle nous a été donnée par la demande d'une série d'essais faite par le *Comité des Houillères* en vue de choisir les types de courroies à adopter pour la reconstitution des installations minières du Pas-de-Calais et par les demandes parallèles de plusieurs fabricants que cette initiative a provoquées.

Ce contrôle est fait nécessairement de la comparaison des résultats que l'on peut prévoir à l'aide d'une théorie *prenant pour base les hypothèses auxquelles nous venons d'être conduits et une étude directe du coefficient de frottement et des résultats que l'on peut observer dans une transmission en marche normale*. A défaut d'une entière concordance de ces deux séries de résultats faut-il au moins que les divergences que l'on constate entre eux soient rationnellement explicables par des hypothèses vérifiables expérimentalement.

14. — Nous sommes donc ainsi amenés à développer une théorie du fonctionnement des courroies affranchie de l'hypothèse *de la constance du coefficient de frottement*. Nous devons supposer qu'il varie d'un point à un autre de la surface de contact de la poulie et de la courroie et que cette variation résulte de la variation de la vitesse relative de glissement.

Comme nous l'avons dit au paragraphe 5, ces hypothèses ne changent rien aux raisonnements qui conduisent à l'équation différentielle qui est à la base de l'établissement de la formule de Rankine. Cette équation différentielle subsiste mais il faut lui adjoindre les relations nécessaires pour définir f qui n'y figure plus comme une quantité constante.

Le coefficient de frottement f est défini expérimentalement par une table de

valeurs ou un diagramme, que l'on peut traduire en formule, et qui font connaître sa valeur en fonction de la vitesse relative de glissement. Cette vitesse, variable d'un point à un autre de la surface de la poulie, dépend de la déformation locale de la courroie, déformation déterminée elle-même par la tension. Il faut donc faire intervenir une relation complémentaire qui se déduira de l'étude des déformations locales de la courroie.

15. — Nous considérerons toujours le cas d'une poulie conduite (1) et pour simplifier le langage nous supposons que l'épaisseur de la courroie est assez faible pour que l'on puisse considérer que la circonférence décrite par sa fibre moyenne dans l'arc d'enroulement coïncide avec la surface de la poulie de telle sorte que l'on puisse, au glissement près, prendre pour vitesse linéaire de la poulie la vitesse linéaire de la courroie.

Soit dans ces conditions, M un point de la courroie. A l'instant t un point M_p de la poulie coïncide avec le point M de l'espace. Le point M_p de la poulie est animé de la vitesse tangentielle $R\omega$, R et ω étant le rayon et la vitesse angulaire de rotation de la poulie. Au même instant t un point matériel M_c de la courroie coïncide avec le point M de l'espace. Ce point M_c est animé de la vitesse tangentielle $R\omega + v_M$ si l'on appelle v_M la vitesse de glissement de la courroie au point M de l'espace. A l'instant $t + \Delta t$ le point M_c de la courroie a cheminé sur la surface géométrique de la poulie de la longueur

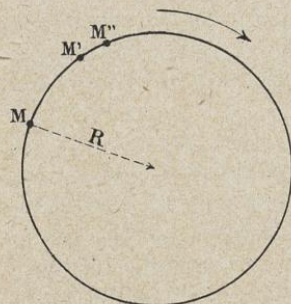


Fig. 7.

$$MM'' = (R\omega + v_M)\Delta t + \frac{1}{2} \frac{dv_M}{dt} \Delta t^2 + \dots$$

expression obtenue en développant par la formule de Taylor, en fonction du temps et des valeurs des dérivées de la vitesse par rapport au temps afférentes au point M de l'espace, le chemin parcouru sur cette surface par le point M_c . Le point M de la courroie, si ses éléments n'avaient subi aucune déformation après avoir passé au point M de l'espace, c'est-à-dire si

le point M_c avait conservé une vitesse tangentielle relative constante par rapport à la surface matérielle de la poulie indéformable et tournant à vitesse angulaire de rotation constante, serait arrivée à une distance $MM' = (R\omega + v_M)\Delta t$ du point M. Il en résulte que $M'M''$ représente la valeur de l'expression algébrique $\frac{1}{2} \frac{dv_M}{dt} \Delta t^2 + \dots$ ou celle de la déformation de la longueur $(R\omega + v_M)\Delta t$ de courroie passant de l'état où se trouvent ses éléments au point M, c'est-à-dire soumis à la tension T_M , à l'état où la cour-

(1) Dans tout cet exposé les calculs s'appliquent au cas de la poulie conduite. Les procédés de calcul pour la poulie menante sont les mêmes mais le glissement fonctionnel intervient d'une manière un peu différente.

roie se trouve sur la poulie, c'est-à-dire soumise à une tension croissant régulièrement de T_M à $T_{M''}$. Si nous désignons par E le coefficient d'extension global de la courroie, c'est-à-dire l'allongement de l'unité de longueur de la courroie sous l'unité de surcharge, nous pouvons calculer la valeur de l'allongement de l'élément de courroie $(R\omega + v_M)\Delta t$ en le considérant comme soumis à la surcharge moyenne $\frac{T_{M''} - T_M}{2}$ nous avons ainsi

$$M'M'' = E(R\omega + v_M)\Delta t \times \frac{T_{M''} - T_M}{2}.$$

Il en résulte l'équation :

$$\frac{1}{2} \frac{dV_M}{dt} \Delta t^2 + \dots = E(R\omega + v_M)\Delta t \times \frac{T_{M''} - T_M}{2}$$

égalité bien correcte puisqu'en raison de la petitesse de $T_{M''} - T_M$ ses deux membres peuvent être regardés comme étant du second ordre. Nous la transformerons en remplaçant les divers termes qui y figurent par leurs parties principales, à savoir $R\omega + v_M$ par $R\omega$ puisque v_M est petit, $T_{M''} - T_M$ par $\frac{dT_M}{dt} \Delta t$;

et en écrivant V pour $R\omega$:

$$\frac{dv_M}{dt} = EV \frac{dT_M}{dt} \quad \text{ou} \quad dv_M = EV dT_M$$

On obtient par intégration entre les limites T_0 , tension au point d'enroulement de la courroie sur la poulie, et T , tension au point M quelconque de l'arc d'enroulement, en appelant v_0 la vitesse de glissement au point d'enroulement et simplement v cette vitesse au point M :

$$(4) \quad v - v_0 = EV(T - T_0) \quad (1).$$

16. — Cette égalité fait connaître la vitesse de glissement en fonction de la tension en un point courant de la poulie et des éléments à l'enroulement T_0 et v_0 , qui doivent figurer dans les résultats ultimes du calcul. Elle permet donc d'obte-

(1) Cette partie du texte se trouvait composée lorsque M Rateau nous a communiqué la démonstration suivante bien plus élégante.

En deux points de la surface de la poulie les vitesses absolues de la courroie sont proportionnelles aux longueurs spécifiques ou longueurs de l'unité de longueur de la courroie sous tension ; on a donc en comparant les vitesses au point d'enroulement et au point M quelconque :

$$\frac{R\omega + v_0}{1 + ET_0} = \frac{R\omega + v}{1 + ET}$$

d'où l'on déduit en négligeant la différence très faible entre la vitesse au point d'enroulement et la vitesse linéaire moyenne de la courroie, et la quantité ET_0 :

$$\frac{v - v_0}{E(T - T_0)} = \frac{R\omega + v_0}{1 + ET_0} = V.$$

Il vient donc finalement

$$v = v_0 + EV(T - T_0).$$

nir, par intégration de l'équation (1) du paragraphe 5, la relation que l'on peut appeler l'équation de fonctionnement des courroies pourvu que l'on remplace le coefficient de frottement f , qui n'est plus constant, par une fonction convenable de la vitesse de glissement $f = \varphi(v)$, fonction faisant connaître la valeur de ce coefficient en tous les points de la poulie. On obtient ainsi :

$$(5) \quad dT = \left(T - \frac{\rho V^2}{g}\right) \varphi(v) dx = \left(T - \frac{\rho V^2}{g}\right) \varphi[v_0 + EV(T - T_0)] dx$$

équation différentielle qui s'intègre par quadrature en donnant :

$$(6) \quad x = \int_{T_0}^{T_1} \frac{dT}{\left(T - \frac{\rho V^2}{g}\right) \varphi[v_0 + EV(T - T_0)]}$$

Il est intéressant de remarquer que cette propriété d'obtenir l'équation de fonctionnement par une suite de quadratures reste encore vraie alors que l'on suppose que le coefficient d'extension globale n'est plus une constante mais une fonction de la tension. Il n'en est plus ainsi dans le cas où ce coefficient est aussi fonction de la vitesse avec laquelle s'accroît la tension, de telle sorte que la valeur à adopter entre les tensions T et $T + \Delta T$ est la fonction $\Psi\left(T, \frac{dT}{dt}\right)$ de T et de $\frac{dT}{dt}$. Dans cette hypothèse l'équation (4) doit être remplacée par la suivante :

$$dv = \Psi\left(T, \frac{dT}{dt}\right) V dT$$

qui devient en remarquant que $dt = \frac{dx}{V}$ puis en tenant compte de l'équation (1) du paragraphe 5 dans laquelle on fait $f = \varphi(v)$:

$$dv = \Psi\left(T, \frac{V}{\left(T - \frac{\rho V^2}{g}\right) \varphi(v)}\right) V dT.$$

C'est une équation différentielle dont l'intégration explicite, si la forme des fonctions Ψ et φ la rend possible, doit précéder la quadrature qui donne x .

On verra plus loin, dans la partie de cette étude qui a trait à la discussion de la variation de la tension de la courroie, lorsque l'on passe de la marche à vide à la marche en charge, que l'on devrait effectivement pour traiter la question avec une entière rigueur admettre que le coefficient E dépend de la vitesse de déformation de la courroie. Toutefois dans la majorité des cas, où nous avons fait des mesures, cette hypothèse ne conduit pas à des résultats bien sensiblement différents de ceux que donne la supposition que E est constant, nous nous en sommes donc tenu dans ce qui va suivre à cette hypothèse qui conduit à un développement de calculs plus limité et à des résultats cependant assez cohérents pour décider de la validité de notre théorie.

17. — L'équation (6) peut se transformer. En posant $T - T_0 = \theta$ et $T_0 - \frac{\rho V^2}{g} = \mu$ on obtient :

$$(6') \quad \alpha = \int_0^{T_1 - T_0} \frac{d\theta}{(\theta + \mu)f} = \int_0^{T_1 - T_0} \frac{d\theta}{(\theta + \mu)\varphi(v_0 + EV\theta)}$$

forme dans laquelle est mise en évidence la tension utile $T_1 - T_0$ et qui sera particulièrement commode plus loin pour le calcul graphique.

L'équation (6') nous donne par différentiation par rapport à $T_1 - T_0$, T_0 restant constant ou par rapport à T_0 , $T_1 - T_0$ restant constant :

$$\frac{\partial \alpha}{\partial (T_1 - T_0)} = \left| \frac{1}{(\theta + \mu)f} \right|_{\theta = T_1 - T_0}$$

$$\frac{\partial \alpha}{\partial T_0} = \int_0^{T_1 - T_0} \frac{-\frac{d\mu}{dT_0} d\theta}{(\theta + \mu)^2 \varphi(v_0 + EV\theta)}$$

L'élément différentiel est toujours positif dans l'équation (6'), il en résulte : 1° que α est une fonction croissante de la tension utile pour une valeur déterminée de la tension du brin conduit, résultat que nous avons rencontré déjà au paragraphe 7 ; 2° que α est pour une valeur donnée de la tension utile une fonction de T_0 qui croît lorsque cette dernière variable décroît.

Nous sommes ainsi conduits, avec notre formule complétée, à un résultat tout semblable à celui que nous a donné la discussion avec la simple formule de Rankine. *Dans une courroie en action, l'arc d'enroulement sur la poulie doit être considéré comme formé de deux parties ; un arc actif le long duquel la tension va en croissant suivant la loi donnée par la formule de fonctionnement, cet arc intervient seul pour l'adhérence ; un arc passif qui n'est qu'une réserve de sécurité. L'arc actif croît au fur et à mesure que les conditions de fonctionnement de la transmission deviennent plus critiques, c'est-à-dire que le rapport de la tension du brin conducteur à la tension du brin conduit augmente. Il se produit une modification de l'allure des phénomènes au moment où la valeur de l'arc actif coïncide avec la valeur de l'arc d'enroulement réel*

Il importe de bien observer que la variation de l'arc actif se produit dans les mêmes conditions, qu'il s'agisse d'essais à tension du brin conduit constante et à couple croissant ou d'essais à tension utile constante et à charge du brin mou décroissante ; pour le bien montrer nous reproduisons ici les deux

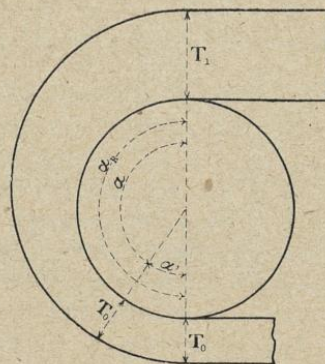


Fig. 2 bis.

figures correspondant, dans cette hypothèse, aux figures 2 et 3 du paragraphe 7 du chapitre premier. La seconde de ces figures permet de voir comment évolue le diagramme circulaire des tensions pour une série de

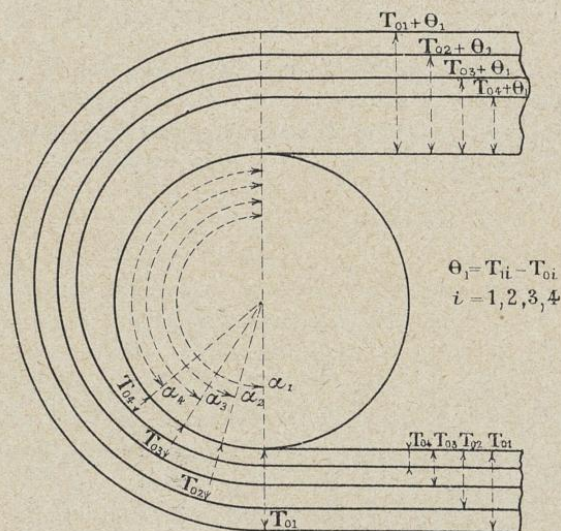


Fig 3 bis.

quatre valeurs décroissantes de la tension du brin conduit dénotées par les indices 1, 2, 3, 4, dans le cas d'un effort tangentiel constant.

Nous allons employer, pour le contrôle de notre formule nouvelle la même manière de raisonner qu'au paragraphe 8.

18. — La formule de fonctionnement fait connaître, en fonction de l'argument choisi pour classer les résultats, l'arc d'enroulement actif. Cet argument peut être, comme au paragraphe 8, la tension utile, ou encore la tension du brin conduit ou celle du brin conducteur, comme dans les essais que nous allons interpréter, ou encore le rapport des deux tensions, peu importe. Dans toute hypothèse on peut en déterminer une valeur qui correspond au cas où l'arc actif coïncide avec l'arc d'enroulement réel. Cette valeur particulière classe en deux catégories les résultats.

Pour les marches correspondant à des valeurs de l'argument en deça de cette valeur : le glissement est purement élastique, il a pour valeur, comme nous l'avons déjà exposé (§ 8), $E_1(T_1 - T_0)$, par suite, sa variation est représentée par une droite sur les diagrammes construits avec les arguments $(T_1 - T_0)$, avec T_0 constant ou T_0 ou T_1 avec $(T_1 - T_0)$ constant ; dans la formule de fonctionnement il faut faire $v_0 = 0$.

Pour les valeurs au delà de cette même valeur particulière le glissement est

la somme d'un glissement élastique et d'un glissement propre ou glissement réel ; avec les mêmes arguments, il croît plus vite et autrement que ne l'indique la loi linéaire et dans la formule de fonctionnement il faut donner à v_0 des valeurs croissant avec l'argument.

C'est précisément ce dernier caractère qui va nous servir pour le contrôle de notre formule. Les diagrammes représentant les résultats des essais ont été établis, pour satisfaire aux desiderata du Comité des Houillères, de la manière suivante : sur un diagramme construit avec pour argument la somme des tensions efficaces des deux brins

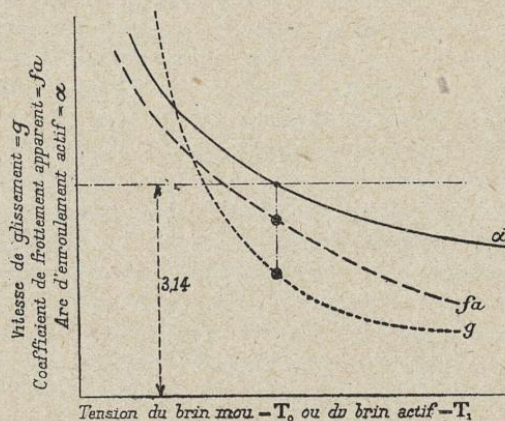


Fig. 8.

$T_0 + T_1 - \frac{2pV^2}{g}$, on a porté les pertes de puissance dues au glissement, à la raideur et à la ventilation, et à l'ensemble des deux. Ce dernier élément et le premier sont des résultats directs des mesures, le second est obtenu indirectement par différence.

Toutes les pertes de puissance sont évaluées en centièmes.

Comme tous les essais ont été faits à vitesse et à puissance constantes, par un simple changement de l'échelle des abscisses, on peut prendre pour argument des diagrammes soit la tension du brin conduit T_0 , soit la tension du brin conducteur T_1 . Nous adopterons cette dernière dans notre dépouillement final des résultats parce qu'elle caractérise la fatigue de la courroie.

Nous extrayons de ces diagrammes la courbe représentant le glissement pour cent — c'est la même que celle représentant la perte par glissement —. Nous la rapprochons d'une part de la courbe donnant l'arc d'enroulement actif en fonction de l'argument, d'autre part de la courbe donnant, en fonction du même argument, le coefficient de frottement apparent. Ce rapprochement nous permet de contrôler immédiatement dans quelle mesure diffèrent les valeurs de l'argument qui correspondent à $\alpha = \alpha_n$ et celles qui correspondent à la modification d'allure de la courbe des glissements.

19. — Nous allons exposer maintenant comment l'on arrive à expliciter les calculs algébriques ou graphiques permettant la construction de la courbe des α . Ces calculs ont pour base la connaissance de deux éléments expérimentaux : la fonction $f = \varphi(v)$ qui fait connaître le coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative ou de glissement et le coefficient E.

L'expérimentation donne le coefficient de frottement par un diagramme de

ses valeurs en fonction de la vitesse de glissement. Ce diagramme peut être employé directement à l'aide du calcul graphique ou indirectement à la condition d'en déduire une expression explicite de la fonction φ . Bien que le premier de ces procédés ait été finalement celui que nous avons adopté nous exposerons cependant comment nous avons obtenu l'expression explicite de φ parce que cette expression est simple, se prête bien au calcul algébrique et que le procédé qui la donne est élégant.

Le diagramme représentant f en fonction du glissement ⁽¹⁾ a l'aspect donné dans la figure 6, paragraphe 11 : la courbe part d'un point de l'axe des f peu distant de l'origine, elle monte d'abord assez vite, puis elle s'infléchit suivant une direction sensiblement horizontale. Si on la prolonge en deçà de l'axe des f on peut lui donner assez vraisemblablement l'aspect d'une hyperbole dont les axes seraient parallèles aux axes coordonnés. Nous avons admis la possibilité de représenter d'une manière satisfaisante f en fonction du glissement par l'équation d'une telle hyperbole et le résultat a confirmé cette induction.

Mais il fallait former les équations de près de 40 de ces courbes et le travail de calcul serait devenu rebutant, s'il avait été nécessaire de déterminer leurs coefficients par essais numériques en partant des valeurs des coordonnées des points expérimentaux. Nous avons adopté une méthode de tâtonnement graphique bien plus expéditive.

Chacune de ces courbes est définie par ses directions asymptotiques, admises par hypothèse, et par une série de points. En choisissant trois de ces points pour définir la courbe nous pouvons, par application de la méthode de l'hexagone de Pascal, construire l'asymptote parallèle à l'axe des glissements, c'est-

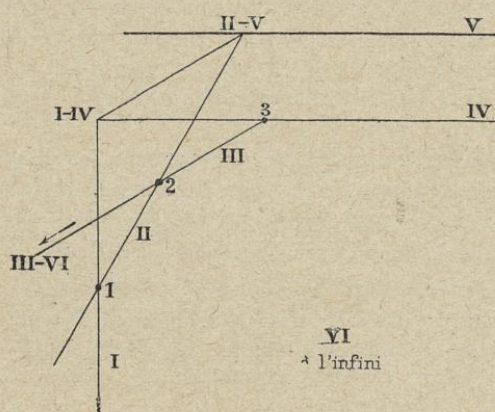


Fig. 9.

à-dire déterminer la valeur maxima du coefficient de frottement correspondant aux très grands glissements (ordonnée à l'origine de cette asymptote). Soient, en effet (fig. 9), 1, 2, 3, les points choisis, les côtés de l'hexagone sont la parallèle I à l'axe des frottements menée par 1, la droite II menée par les points 1 et 2, la droite III par 2 et 3, la parallèle IV à l'axe des glissements menée par le point 3, l'asymptote cherchée V, la droite de l'infini VI. La droite de Pascal est donc la parallèle à la droite III menée par le point d'intersection des droites I et IV. Elle coupe la droite II en un point de l'asymptote cherchée.

(1) Pour abrégé on dira parfois glissement pour vitesse de glissement.

On voit que la construction de cette asymptote est rapide et simple. Or, si l'on recommence la construction avec d'autres groupes de points, les diverses asymptotes que l'on obtient se placent toutes dans une bande étroite du plan. Nous avons admis que la position la plus probable de l'asymptote était la droite médiane de cette bande. Puis cette première asymptote obtenue nous avons construit la seconde en utilisant deux points de la courbe — nous ne reviendrons pas sur la description de la construction que la figure 10 fait suffisamment ressortir.

Ces constructions conduisent à une représentation du coefficient de frottement par des formules de la forme :

$$f = f_1 - \frac{a}{v + b}.$$

où f_1 , a et b sont des constantes et v la vitesse de glissement.

On pourra comparer en compulsant les diagrammes donnés plus loin les valeurs données par ces formules avec celles qui résultent directement de l'expérience.

20. — Le second élément à déterminer est le coefficient d'extension global. Il ne faut pas se dissimuler que sa détermination est la partie la moins précise de notre travail. Il a fallu procéder à l'opération sur les courroies même qui avaient servi aux essais, mais en évitant tout ce qui pouvait, dans le mode de fixation sur l'appareil d'essais ou dans le taux maximum de la sollicitation, les altérer. Le problème expérimental est de plus rendu complexe par le fait que ce coefficient d'extension déterminé à l'aide d'une série de tractions successives est variable suivant la région de la courroie sur laquelle on opère et dans une certaine mesure avec son intensité. Nous avons conjecturalement et il faut l'avouer un peu artificiellement adopté la valeur moyenne correspondant à toute la série d'essais faits à partir du moment où le coefficient d'extension semble ne varier que plus lentement. Dans les diagrammes figurant plus loin on a conservé toutes les déterminations expérimentales en marquant celles utilisées pour la détermination de E . On pourra juger par le rapprochement du document expérimental et de l'interprétation que nous en avons faite de la légitimité de cette dernière.

Et enfin ce coefficient global d'extension est différent suivant qu'on opère sur telle ou telle partie de la courroie, forcément composée d'éléments dont l'homogénéité n'est pas absolue.

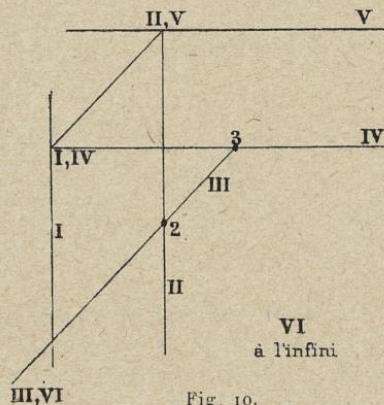


Fig. 10.

21. — Nous sommes maintenant en possession de tous les chiffres expérimentaux à introduire dans l'équation (6'). Elle prend la forme :

$$\begin{aligned}\alpha &= \int_0^{\theta_1} \frac{d\theta}{(\theta + \mu) \left(f_1 - \frac{a}{EV\theta + b} \right)} = \int_0^{\theta_1} \frac{(EV\theta + b) d\theta}{(\theta + \mu) [(EV\theta + b)f_1 - a]} \\ &= \frac{1}{f_1} \int_0^{\theta_1} \frac{\left(\theta + \frac{b}{EV} \right) d\theta}{(\theta + \mu) \left(\theta + \frac{bf_1 - a}{EVf_1} \right)} = \frac{1}{f_1} \int_0^{\theta_1} \frac{(\theta + \gamma) d\theta}{(\theta + \mu)(\theta + \beta)}\end{aligned}$$

avec :

$$\gamma = \frac{b}{EV}, \quad \beta = \frac{bf_1 - a}{EVf_1}.$$

Son intégration se réduit à une quadrature portant sur une fraction rationnelle, opération qui ne présente pas de difficultés autres que la complication du calcul. Pour l'effectuer il faut faire la décomposition en éléments simples de la fraction rationnelle, elle donne :

$$\alpha = \frac{1}{f_1} \int_0^{\theta_1} \left(\frac{\gamma - \mu}{\theta + \mu} + \frac{\beta - \gamma}{\theta + \beta} \right) d\theta,$$

et le résultat final de l'intégration est :

$$e^{f_1 \alpha} = \left(\frac{\theta_1 + \mu}{\mu} \right)^{\gamma - \mu} \left(\frac{\theta_1 + \beta}{\beta} \right)^{\beta - \gamma},$$

expression de même structure que dans le cas du coefficient de frottement constant mais bien plus compliquée.

Supposons maintenant que nous voulions appliquer cette expression aux vérifications dont nous avons donné le principe, il nous faut soit calculer à l'aide de l'expression ci-dessus une série de valeurs de α , soit résoudre par rapport à μ l'équation :

$$e^{f_1 \alpha_R} \text{ ou } e^{f_1 \pi} = \left(\frac{\theta_1 + \mu}{\mu} \right)^{\gamma - \mu} \left(\frac{\theta_1 + \beta}{\beta} \right)^{\beta - \gamma}.$$

22. — Cette dernière opération ne peut être réalisée que par approximations successives, ce qui revient au fond à la construction d'un élément au moins de la courbe des α . Nous sommes ainsi conduits forcément à la construction de la courbe des α et, c'est parce que cette construction s'effectue d'une manière particulièrement aisée par tracés graphiques que nous avons finalement adopté cette méthode.

Partons, en effet, de la courbe (C) qui donne f en fonction de la vitesse de glissement, puisqu'il s'agit de tracés purement graphiques nous pouvons à volonté prendre la courbe tracée au mieux ou nous servir de l'hyperbole qui la régularise. Cette courbe peut être regardée comme définissant f en fonction de la vitesse de glissement v ou de la charge θ puisque $v = EV\theta$ (1), c'est une

(1) Dans le cas des courroies pour lesquelles le coefficient d'extension en fonctionnement

question d'échelle. L'unité de θ est représentée par $x = EV$ millimètres, si les vitesses de glissement sont représentées en vraie grandeur. L'unité de f est représentée par y millimètres.

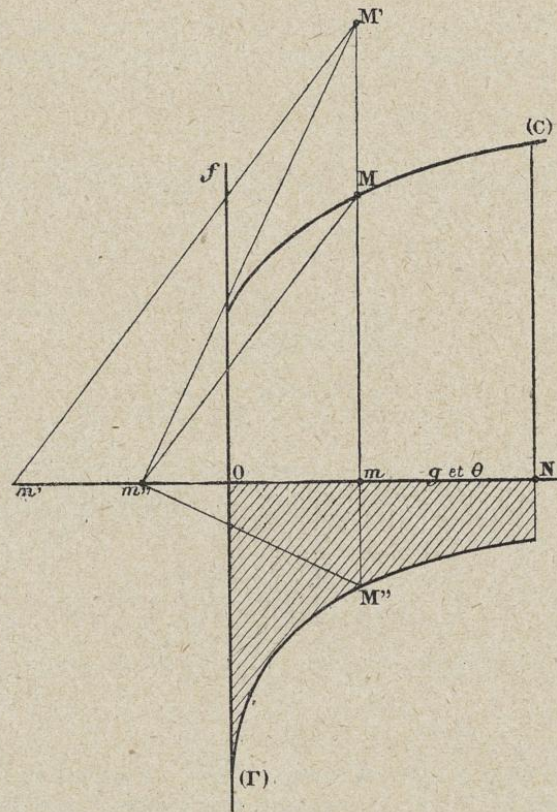


Figure 11.

Sur ce diagramme en tenant compte de l'échelle adoptée pour l'axe des θ , plaçons à droite de l'origine O un point N tel que $ON = \theta_1$ et à gauche de cette même origine un point m' tel que $Om' = \mu$. Cela fait, considérons un point M quelconque de la courbe (C) à partir de la projection m de ce point sur l'axe des θ , portons vers la gauche une longueur arbitraire de z millimètres, mm'' , puis faisons les constructions suivantes : joignons $m''M$, par le point m' menons la parallèle $m'M'$ à $m''M$, elle coupe mM en M' , joignons $M'm''$ et par le point m'' menons la perpendiculaire $m''M''$ à $m'M'$, cette perpendiculaire coupe la droite Mm en M'' . Cette construction fait donc correspondre à tout

ne coïncide pas avec le coefficient d'extension au repos, c'est le premier qui doit figurer dans ces calculs si l'on veut une entière rigueur.

point M de la courbe (C) un point M". Ce point, lorsque le point M décrit la courbe (C) de l'origine sur Of à son point d'intersection avec l'ordonnée du point N, décrit la portion de la courbe (r) comprise entre l'axe des f et la même ordonnée.

Considérons l'aire comprise entre cette courbe, les axes coordonnés et l'ordonnée de N, sa surface, S en millimètres carrés, est donnée par l'intégrale :

$$S = \int_0^{ON} M''m \cdot d(Om)$$

dans laquelle les lignes sont exprimées en millimètres. Or, on a :

$$mM' = mM \times \frac{mm'}{mm''}, \quad M''m = \frac{mm''^2}{mM'},$$

donc :

$$M''m = \frac{mm''^3}{mm' \times mM}$$

$$S = \int_0^{ON} \frac{mm''^3}{mm' \times mM} d(Om)$$

et en remplaçant les longueurs qui figurent dans l'expression de S par leurs valeurs en fonction de f , θ , et μ exprimés en kilogrammes et en unités abstraites et de x , y et z :

$$S = \int_0^{\theta_1} \frac{z^3 x d\theta}{x(\theta + \mu) \cdot y \cdot f} = \frac{z^3}{y} \int_0^{\theta_1} \frac{d\theta}{(\theta + \mu) \cdot f}$$

De telle sorte que finalement l'expression de α en radians sera :

$$\alpha = \frac{y}{z^3} S.$$

On peut donc ainsi à toute valeur de μ , ou ce qui revient au même à toute position du point m' , faire correspondre une courbe (r) telle que la surface délimitée par cette courbe, les axes coordonnés et une ordonnée convenablement choisie donne la valeur de l'arc d'enroulement qui, pour cette valeur de μ permet de donner à la courroie une tension utile assignée ou de transmettre une puissance déterminée. Il suffit, dès lors, de recommencer cette construction un certain nombre de fois pour disposer de tous les éléments nécessaires pour la construction de la courbe représentative de l'arc α . Les courbes que l'on aura à utiliser s'étagèrent les unes au-dessus des autres à mesure que T_0 décroîtra, les points α correspondants (1) se déplaceront de gauche à droite en décrivant une courbe descendante qu'il suffira de couper

(1) Le mode de calcul adopté conduit à graduer d'abord l'axe des v en T_0 . Mais cette graduation est, comme nous l'avons dit, équivalente à une graduation en T_1 , puisque $T_1 = T_0 + \theta_1$. La graduation en T_1 vaut mieux, puisque T_1 peut s'interpréter immédiatement en fatigue de la courroie.

par la parallèle à l'axe des v , d'ordonnée à l'origine α_R pour avoir la valeur de l'argument que l'on cherche.

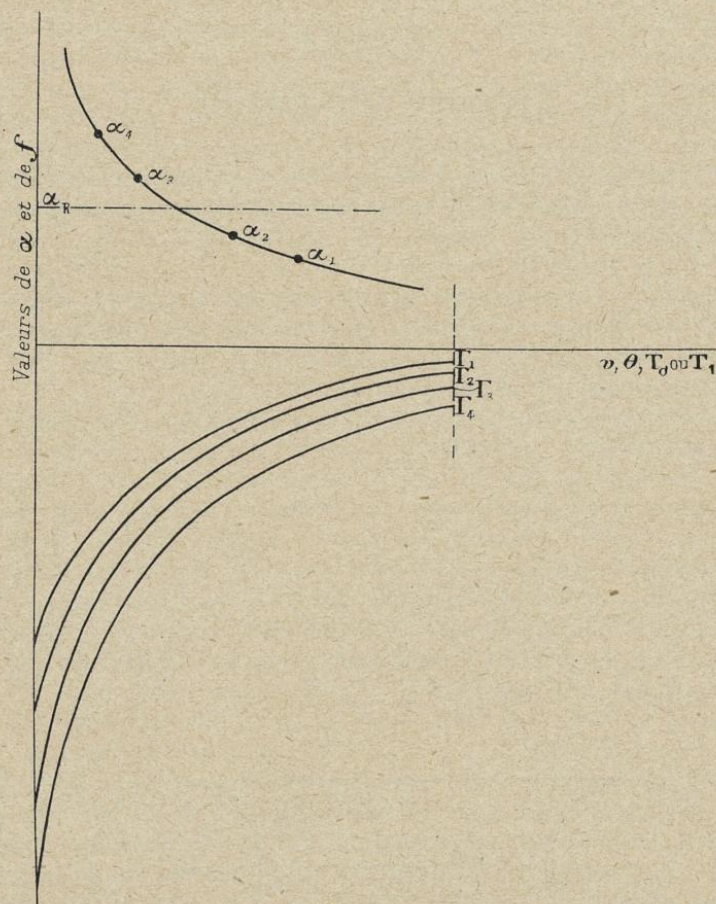


Fig. 12.

23. — La construction est un peu longue sans être cependant rebutante. Elle le deviendrait si l'on devait la reprendre entièrement pour toutes les largeurs et toutes les vitesses linéaires que l'on peut avoir à envisager avec un type déterminé de courroie. Il n'en est heureusement rien et nous verrons plus loin (§ 74) qu'une fois un faisceau de courbe (r) construit correspondant à une puissance déterminée, par exemple à l'unité de puissance, transmise à une certaine vitesse de la courroie, on peut en déduire les courbes correspondant au même type de courroie transmettant la même puissance avec différentes largeurs et différentes vitesses.

CHAPITRE III

TECHNIQUES EXPÉRIMENTALES

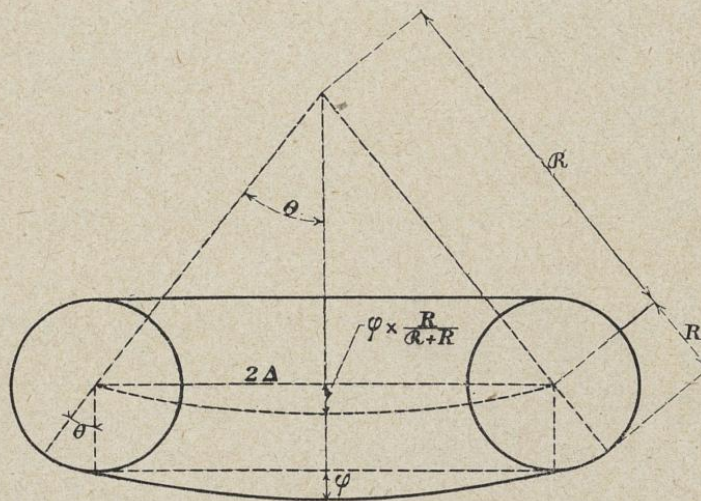
25. — Dressons la liste des déterminations expérimentales qu'il nous faut faire pour être en état d'appliquer cette analyse à la discussion du fonctionnement d'une courroie.

Elles sont au nombre de trois :

1° Le coefficient de frottement apparent dans le cas d'une courroie en état de fonctionnement et le coefficient de frottement réel dans le cas d'une courroie en état de repos, c'est-à-dire animée d'une vitesse assez faible pour que les accélérations restent négligeables,

2° Le coefficient d'extension global,

3° Le glissement.



$$\tan \theta = \frac{\Delta}{R - \varphi \frac{R}{R + R}}$$

Fig. 13.

26. — Le coefficient de frottement apparent ou réel se déduit de la formule de Rankine dans laquelle on introduit les valeurs mesurées des tensions des deux brins et de l'arc d'enroulement.

La détermination de cette dernière ne présente pas de difficultés. Dans le

plus grand nombre des cas on peut prendre simplement la valeur de l'arc qui résulte du tracé géométrique du parcours de la courroie supposé rectiligne. Dans les cas exceptionnels où celle-ci est assez détendue pour que ses brins prennent une flèche telle que l'on ne puisse pas adopter ce mode d'évaluation, on mesure directement l'arc d'enroulement : pour cela on introduit dans l'angle formé par la courroie et par la poulie un léger fragment de clinquant que l'on approche avec précaution du point de contact jusqu'au moment où il est happé ou repoussé par la poulie ; à cet instant on repère exactement sa position à l'aide d'un cadran divisé accolé à la poulie. D'autres fois on mesure la flèche φ du brin détendu, puis faisant l'hypothèse que cette portion de la courroie diffère peu d'un arc de circonférence de cercle, on déduit d'une construction géométrique ou d'un calcul simple la correction θ qu'il faut apporter à l'arc d'enroulement théorique pour avoir l'arc d'enroulement réel. C'est ce dernier procédé que nous avons appliqué le plus souvent (voir fig. 13).

27. — Le procédé adopté pour la mesure des tensions consiste dans l'emploi d'un montage expérimental à l'aide duquel on peut déterminer *les valeurs de deux combinaisons linéaires des valeurs des tensions*. Deux formes de réalisation ont été successivement utilisées. Dans les deux le moteur et le récepteur sont des dynamos à courant continu, type de machines qui se prête particulièrement bien aux réglages et aux mesures de puissance.

Dans le premier mode de réalisation les deux dynamos identiques sont fixées d'une manière rigide sur une plate-forme d'essais. Leurs arbres sont parallèles et reçoivent des poulies de même rayon. La courroie est montée sur ces poulies et le brin conducteur passe sur un galet tendeur G de telle sorte que la courroie prend la forme d'une sorte de triangle dont les sommets correspondent aux poulies et au galet. Le galet est monté dans un cadre avec beaucoup de soin sur roulements à billes ; l'effort nécessaire pour produire sa rotation est extrêmement faible et peut être négligé par rapport aux autres forces entrant en jeu ; le mouvement du cadre support est guidé enfin de manière à ce qu'il ne puisse que tourner autour d'un axe perpendiculaire au plan de la courroie ; il est supporté par un dynamomètre mesurant la sollicitation qui résulte des poids du cadre et du galet et de l'action sur ce dernier du brin de la courroie. La tension de la courroie peut être réglée soit par l'emploi d'un tendeur H inséré dans la liaison du dynamomètre à un support fixe, soit par déplacement de l'une des dynamos montée sur glissières dans ce but.

28. — Si l'on se reporte aux équations du paragraphe 5 on voit qu'elles se réduisent, pour l'élément de courroie passant sur le galet, à celle qui donne la composante normale, puisque, la résistance du galet étant négligeable, il n'y a pas de composante tangentielle ; cette composante normale et, par suite, l'action du galet sur la courroie est donc la même que si un lien flexible au repos mais dont la tension serait $T_1 - \frac{\rho V^2}{g}$ agissait sur le galet. L'action de

ce lien équivaut à celle qu'exerce l'ensemble des deux brins tirants. Dans ces conditions si l'on désigne par d et d' les distances à l'axe A des deux brins de la courroie, par λ et D les distances à ce même axe de la ligne d'action de la force exercée par le dynamomètre et de la verticale du centre de gravité du système

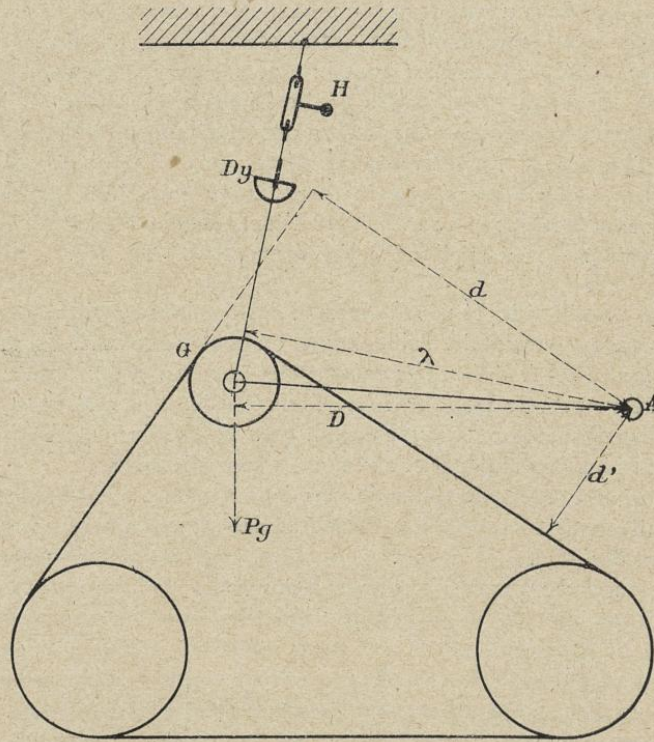


Fig. 14.

formé par le galet et son support, on a, en prenant les moments de toutes les forces agissant sur le galet : savoir les tensions, le poids de la chappe et du galet P_g , la traction du dynamomètre D_y , la relation suivante :

$$(d + d') \left(T'_1 - \frac{\rho V^2}{g} \right) + DP_g - D_y \lambda = 0$$

qui fait connaître, en fonction de la lecture du dynamomètre, la valeur de la tension T'_1 du brin de courroie passant sur le galet. On voit que les éléments figurant dans cette relation dépendent à la fois des dimensions du montage et de la position du galet qui doit être relevée avec soin.

Nous donnons ici, figures 15 et 16, deux dispositions successivement employées pour ce montage et qui correspondent à deux types différents de machines.

29. — L'équation que nous venons d'écrire fait connaître la tension de la courroie à son passage sur le galet, mais cette tension n'est pas la tension à l'enroulement sur la poulie de gauche, par exemple. Le poids de l'élément de

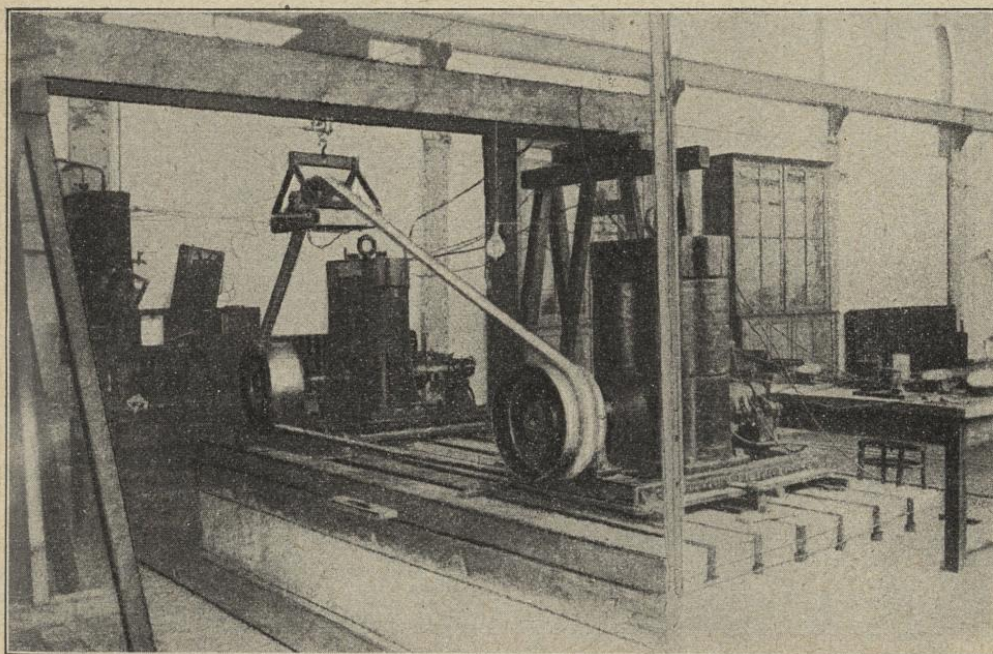


Fig. 15.

courroie C'C compris entre le point d'enroulement sur cette poulie et le point d'enroulement sur le galet, poids que supporte le galet, intervient, en effet, et une correction s'impose. Pour la déterminer nous opérons comme suit. Soient T'_1 et T_1 les tensions de la courroie en C' et en C(1). On sait qu'une courroie de même forme, de même poids, de même longueur spécifique en tous ses points que la courroie considérée, mais en repos, serait en équilibre sous l'action des mêmes forces extérieures à la condition de supposer que sa tension soit en chaque point diminuée de $\frac{\rho V^2}{g}$ (2). Nous allons pour établir la valeur de notre correction raisonner sur cette courroie fictive.

Nous pouvons solidifier par la pensée l'élément de courroie CC'. Il ne nous reste plus qu'à écrire que les forces extérieures appliquées à cet élément de courroie sont en équilibre : ce sont les tensions agissant en ses deux extrémités

(1) Voir figure 17, page 33.

(2) Voir pour la démonstration qui serait un peu longue H. Léauté, *Théorie générale des transmissions pour câbles flexibles*, Gauthiers-Villars, 1882, Paris.

suivant la tangente à l'élément et son poids lp appliqué en son centre de gravité. Nous avons construit à côté de la figure principale le polygone des for-

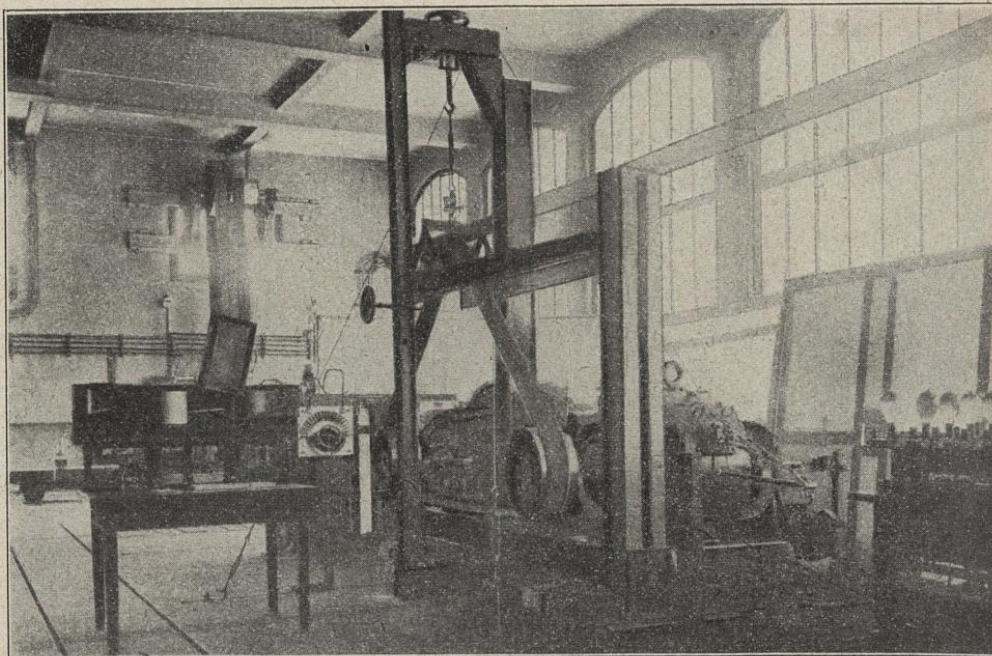


Fig. 16.

ces : on voit, sans insister, que l'angle des deux forces T'_1 et T_1 étant faible, on peut convenir que l'angle 2 de la figure est l'angle de la direction moyenne du brin de courroie avec la verticale et, sous le bénéfice de cette convention écrire :

$$\left(T'_1 - \frac{\rho V^2}{g}\right) - \left(T_1 - \frac{\rho V^2}{g}\right) = \rho l \cos i,$$

$$\text{ou } T_1 = T'_1 \rho l \cos i$$

$\rho l \cos i$ est la correction à faire pour passer de la tension en C' à la tension en C que l'on doit employer dans les calculs ultérieurs.

30. — Nous ne quitterons pas ce sujet sans faire remarquer que la tension véritable de la courroie en C , d'où résulte la fatigue du cuir, est la somme d'une action due à la force centrifuge sur l'arc de courroie enroulé sur la poulie $\frac{\rho V^2}{g}$ et d'une action due aux pressions de la poulie sur ce même arc $T_1 - \frac{\rho V^2}{g}$. La tension de la courroie est donc la somme d'une surcharge due

à la force centrifuge et la même dans toute sa longueur et d'une charge due à la pression des poulies et à la pesanteur et qui varie d'un point à un autre de la courroie.

31. — La seconde combinaison linéaire des tensions se déduit de la mesure

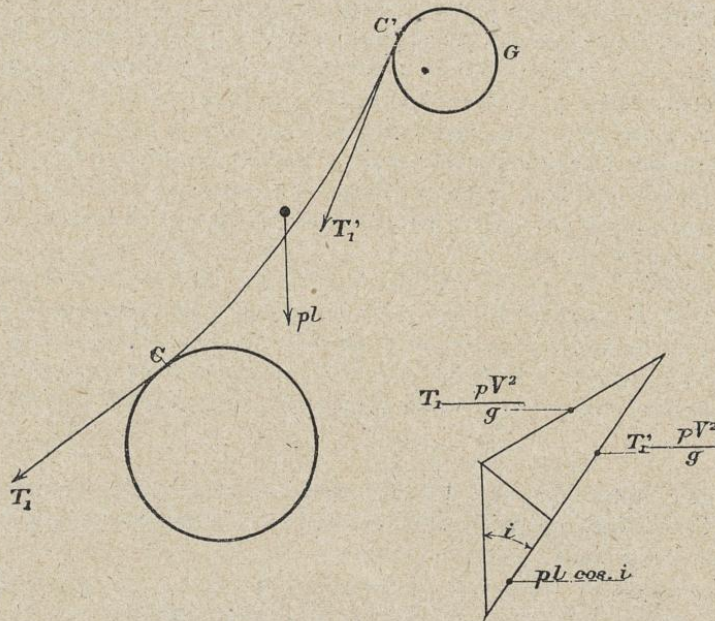


Fig. 17.

électrique du couple moteur. Si nous désignons par $\mathcal{M}$ ce couple et par R le rayon de la poulie on a :

$$\left(T_1 - \frac{pV^2}{g}\right) - \left(T_0 - \frac{pV^2}{g}\right) = \frac{\mathcal{M}}{R}.$$

Le calcul nous donne donc directement les valeurs des deux quantités $T_1 - \frac{pV^2}{g}$ et $T_0 - \frac{pV^2}{g}$ dont nous avons à faire emploi pour la détermination du coefficient de frottement apparent.

32. — Dans ce dispositif d'essais, les deux dynamos sont accouplées pôle à pôle. Le secteur alimente le circuit ainsi formé, avec insertion de rhéostats de réglage. La valeur de la puissance transmise d'une machine à l'autre est déterminée par le réglage de leurs excitations; elle est déduite du voltage aux bornes, sensiblement le même pour les deux machines, et de l'intensité du courant de circulation de l'une à l'autre. La somme des puissances perdues

dans l'ensemble du système est donnée par l'intensité et la tension du courant fourni aux machines par le secteur.

Les puissances perdues correspondent, tant aux pertes électriques et mécaniques dans les deux dynamos, qu'aux pertes mécaniques dans la transmission par courroie. Il en résulte que si, après un essai, on accouple rigidement les deux machines et que l'on reproduise les mêmes conditions de fonctionnement, on obtient par différence les pertes propres à la transmission par courroie. Ces dernières sont manifestement, par opposition avec ce que nous verrons dans le cas de l'autre type de réalisation du montage, la somme des pertes propres à la courroie et des pertes qui tiennent à la surcharge des paliers due à la traction de la courroie sur les arbres, c'est-à-dire les pertes dans la transmission telles qu'on les considère habituellement ; mais ce mode opératoire conduit à introduire les pertes d'un type de palier déterminé : à savoir les pertes des paliers des dynamos qui peuvent différer des pertes des paliers avec lesquels la courroie sera ensuite employée.

La caractéristique de ce type de montage est donc, d'une part, de donner le rendement de la courroie, tel qu'on le suppose habituellement, d'autre part de se prêter à la réalisation de toute valeur de l'arc d'enroulement que l'on désire, à l'exception toutefois des valeurs voisines d'une demi-circonférence pour lesquelles le système de mesure de la tension T_1 devient très imprécis.

33. — Le comptage des tours des deux machines complète les mesures que nécessite l'essai. Cette opération ne laisse pas de présenter certaines difficultés : la perte de vitesse d'une machine à l'autre est très faible, du moins tant que n'apparaissent pas les très grands glissements caractéristiques de la période de glissement propre ; lorsque le comptage est fait par deux opérateurs embrayant des compteurs à main de nombreux essais sont partiellement inutilisables par erreur sur le glissement proportionnel. *Nous avons dû adopter un système spécial de compteurs à embrayage simultané par commande électrique qui ont donné entière satisfaction.*

34. — Le second mode de réalisation du dispositif expérimental donne une transmission se rapprochant plus des conditions des transmissions d'atelier habituelles. L'arc d'enroulement sur les deux poulies est d'une demi-circonférence. On emploie deux dynamo-dynamomètres semblables. Leurs arbres reçoivent des poulies de même diamètre (400 millimètres) sur lesquelles est montée une courroie droite que l'on étudie. La première de ces machines est portée par des glissières sur lesquelles elle peut être déplacée dans un sens ou dans l'autre à l'aide de crics ou verins et, au besoin, immobilisée par des boulons de serrage. Ce dispositif sert simplement à donner à la courroie la tension convenable et n'intervient pas autrement dans l'exécution de la mesure des tensions. La seconde machine est montée sur une sorte de banc-balance, de tous points analogue aux bancs-balances dont on se sert pour l'essai des moteurs

d'aviation. L'équipage oscillant de cette dynamo-dynamomètre est équilibré dans la position repérée à laquelle on le ramène pour les mesures de couple. Lorsqu'il est dans cette position et que le banc-balance est lui-même dans une position telle que l'axe d'oscillation de l'équipage oscillant soit dans le plan vertical de l'axe d'oscillation du banc-balance, l'ensemble des poids portés par le banc-balance est équilibré autour de son axe propre d'oscillation. Cette position du banc-balance repérée par le déplacement d'une aiguille fine devant un repère est celle à laquelle on le ramène avec le plus grand soin pour toutes les mesures.

La construction de ce banc-balance n'a pas laissé de présenter certaines difficultés. Le poids qu'il supporte est élevé, deux tonnes 1/2 : le centre de gravité

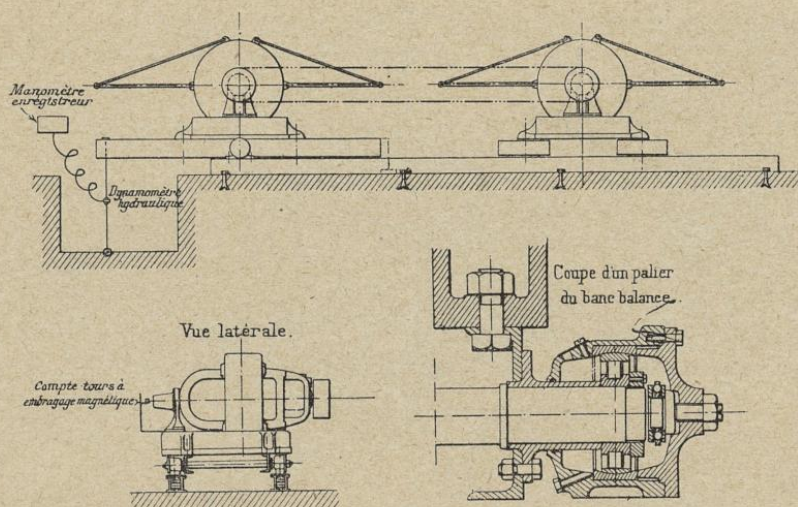


Fig. 18.

de ce poids est à un mètre au-dessus de l'axe d'oscillation ; les forces qu'il doit servir à mesurer sont assez faibles et elles doivent être déterminées avec une grande précision ; il en résulte que les résistances de frottement dans l'oscillation autour de son axe doivent être aussi réduites que possible et qu'il faut que le système soit à peu près indéformable pour qu'il ne résulte pas de perturbations du fait d'un écart du centre de gravité à partir de la position qui correspond au repérage de l'appareil pendant les mesures. L'appareil employé a été construit par les *Etablissements Malicet et Blin* et a donné toute satisfaction. Comme on le voit par le dessin ci-dessus il est constitué à l'aide d'un bâti en profilés très simplifié rendu rigide par boulonnage sur le bâti en fonte de la dynamo-dynamomètre. L'axe d'oscillation est monté sur rouleaux en raison des poids.

35. — La mesure du couple produit ou reçu par la dynamo-dynamomètre s'obtient en suspendant des poids marqués à un levier solidaire de l'équipage mobile. Les forces agissant sur le banc-balance dont l'équilibre est instable et qui doit être toujours ramené dans une position repérée ne peuvent être mesurées commodément qu'à l'aide d'un dynamomètre sans déformation ; on emploie un dynamomètre hydraulique enregistreur de Richard suspendu à un bras solidaire du banc-balance, et amarré à un point fixe par l'intermédiaire d'un tendeur à vis dont la manœuvre permet de ramener l'appareil dans la position de repère.

Les deux combinaisons linéaires des tensions que l'on détermine ici sont leur

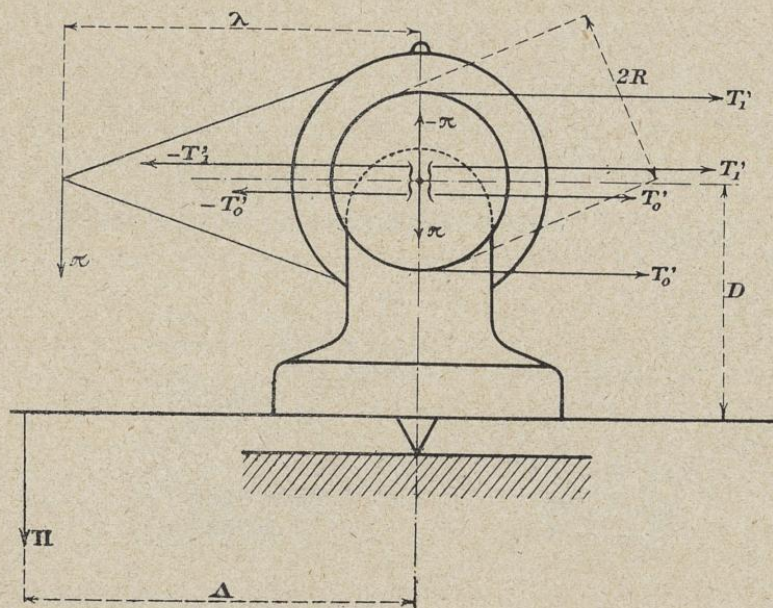


Fig. 19.

somme et leur différence. Comment sont-elles reliées à la valeur des poids suspendus et à la lecture du dynamomètre ? Dans ce qui va suivre en raison de l'équilibrage des systèmes oscillants nous n'avons aucun compte à tenir des poids des pièces ou des poids fictifs qui seraient appliqués en des points de leurs axes. Cela posé les forces agissant sur le système oscillant de la dynamo-dynamomètre sont les tensions fictives $T'_1 = T_1 - \frac{\rho V^2}{g}$ et $T'_0 = T_0 - \frac{\rho V^2}{g}$ des deux brins de la courroie — nous supposons leurs lignes d'action horizontales dans une première exposition — et le poids suspendu au levier de ce système π . Ces forces peuvent être remplacées par des forces T'_1 , T'_0 et π appliquées en des points convenables de l'axe d'oscillation de cet équipage et par des couples de

moments $T'_1 R$, $T'_0 R$ et $\pi \lambda$, où R et λ sont le rayon de la poulie et la longueur du bras de levier à l'extrémité duquel agit le poids π . Ces couples seuls interviennent lorsque l'on écrit la condition d'équilibre de l'équipage oscillant et l'on a

$$T'_1 R - T'_0 R = \pi \lambda$$

ou

$$(T'_1 - T'_0) = \frac{\pi \lambda}{R} = 7,5 \pi,$$

car

$$\frac{\lambda}{R} = 7,5.$$

C'est notre première relation. Pour avoir la seconde nous écrivons que la somme des moments par rapport à l'axe d'oscillation du banc-balance des

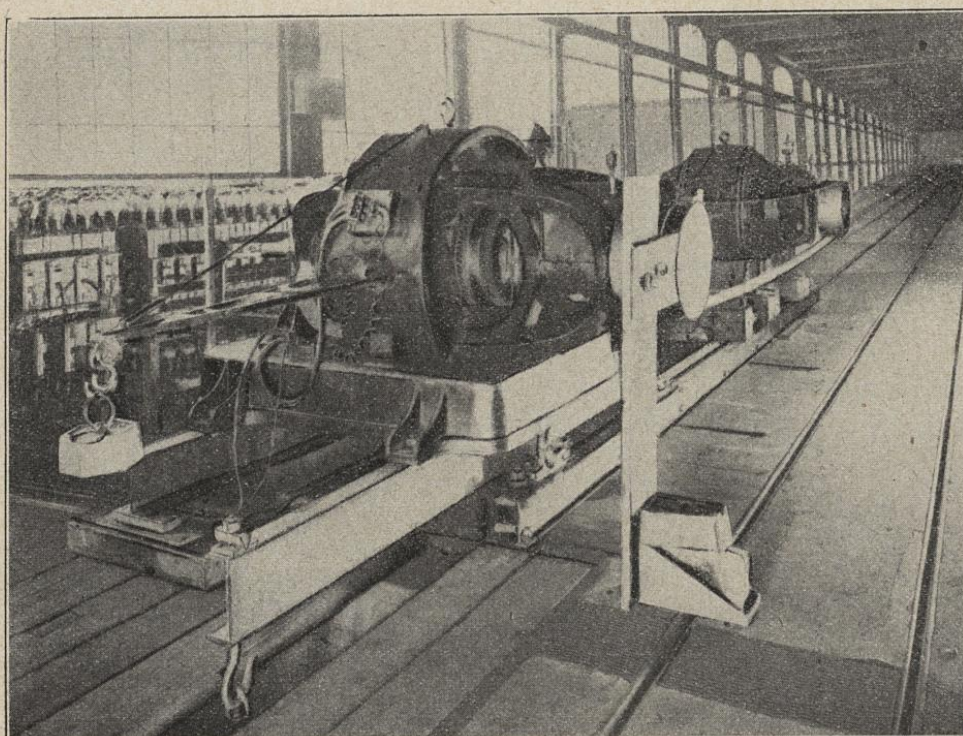


Fig. 20.

forces qui agissent sur lui, à savoir des forces appliquées en des points de l'axe d'oscillation de l'équipage oscillant de la dynamo-dynamomètre — à l'exception des poids — est égale au moment de la traction du dynamomètre II. On obtient

ainsi en appelant D la distance de l'axe de l'équipage oscillant à l'axe du banc-balance et Λ la longueur du bras de levier à l'extrémité duquel agit le dynamomètre, dont nous supposons la ligne d'action verticale :

$$D(T'_1 + T'_0) = D\left(T_1 + T_0 - \frac{2pV^2}{g}\right) = \Lambda\Pi$$

$$T_1 + T_0 - \frac{2pV^2}{g} = 2\Pi,$$

car $\frac{\Lambda}{D} = 2$ c'est notre seconde relation.

L'ensemble des appareils est représenté par la figure 20.

Les mêmes procédés que plus haut, voir § 33, sont appliqués pour le comptage des tours. Mais le montage électrique est différent : le moteur reçoit directement le courant du secteur avec insertion de résistances de réglage convenables dans les circuits de l'induit et de l'inducteur. Le récepteur, à excitation indépendante, débite sur des résistances réglables. Il résulte de cette disposition une assez forte consommation d'énergie électrique, par contre, le système est extrêmement simple au point de vue de réglage et nous allons voir un peu plus loin une application de cette propriété.

36. — *Grâce à l'emploi de dynamo-dynamomètres, ce second dispositif expérimental permet de déterminer le rendement propre de la courroie par opposition au rendement de la transmission dans lequel interviennent les pertes dues aux paliers.*

On sait, en effet, que les dynamo-dynamomètres mesurent le couple agissant sur le bout d'arbre sortant, sans intervention aucune des frottements des paliers ou même d'autres organes plus complexes tels qu'un changement de vitesse, pourvu que ces organes soient solidaires de l'équipage oscillant (1). Il en résulte que la dynamo-dynamomètre fonctionnant en dynamo réceptrice mesure un couple qui diffère du couple moteur par un couple de faible valeur équivalent aux résistances dues à la raideur de la courroie et à la ventilation.

Une telle mesure présente les plus grandes difficultés en ce sens que pour obtenir avec une approximation probable de 10 o/o la valeur de ces pertes dans une transmission où elles atteignent 3 o/o de la puissance transmise, ce qui n'est pas le chiffre minimum que nous avons observé, il faut déjà disposer de dynamo-dynamomètres qui soient des organes de mesure du couple exacts à 1,5 o/oo près. C'est ce qui nous avait engagé dans notre premier dispositif à rechercher une mesure différentielle du couple. Mais il importe d'observer que l'accroissement de la précision que l'on obtient dans ce dernier cas est un peu illusoire parce qu'il est impossible de réaliser exactement, pour les deux machines, la même marche dans le cas du fonctionnement en charge avec la courroie et après accouplement direct. Quoi qu'il en soit le second procédé

(1) Voir *Bulletin du Laboratoire d'Essai*, n° 7, t. I, 1905-1906.

a donné des résultats suffisants grâce à l'excellente construction des machines et aux soins pris pour les entretenir.

La vraie solution serait dans l'emploi de dispositifs différentiels dérivant de l'emploi de petites machines, dispositifs que l'on peut concevoir facilement mais coûteux à réaliser parce qu'ils nécessitent la construction d'un matériel spécialisé et difficile à régler.

37. — On sait que lorsque dans l'induit d'un électromoteur shunt à courant continu, normalement excité, on admet un courant d'intensité croissante, cet induit est sollicité à tourner par un couple de moment sensiblement proportionnel à l'intensité du courant. Cette sollicitation est très régulière et c'est elle que nous avons toujours utilisée pour les déterminations de coefficients de frottement avec courroies immobilisées.

Dans nos premiers montages la courroie était simplement mise sur la poulie

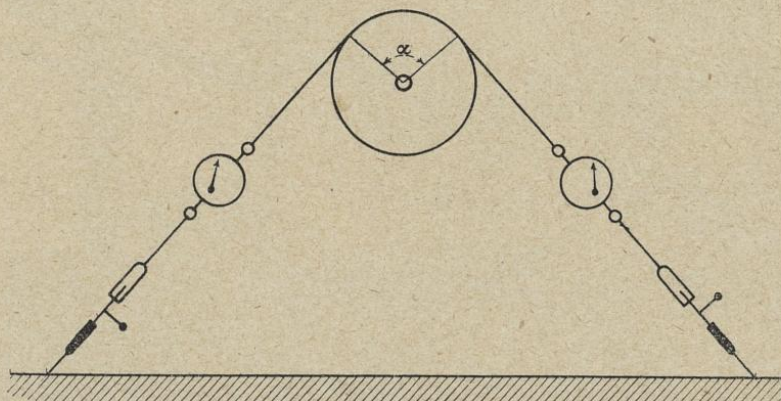


Fig. 21.

de l'électromoteur et amarrée à ses deux extrémités à des points fixes, avec insertion de dynamomètres et de tendeurs à vis dans les deux liaisons. Le coefficient de frottement se déduit facilement des lectures des deux dynamomètres et de la mesure de l'arc d'enroulement, par la formule bien connue :

$$\frac{T_1}{T_0} = e^{f\alpha}.$$

On fait s'il y a lieu, en employant le mode de raisonnement que nous avons indiqué au paragraphe 29, une correction pour tenir compte des poids des éléments de courroies inclinés et des dynamomètres.

On voit par le schéma de la figure 21 que l'arc d'enroulement a été réduit. Cette disposition s'impose pour diminuer l'adhérence qui, dans le cas de certaines courroies, conduirait à les soumettre à un taux de travail bien supérieur

à celui qu'elles supportent dans l'application. Moyennant une limitation convenable de l'arc d'enroulement, on arrive par ce procédé à étudier le coefficient de frottement pour un ensemble de valeurs de la vitesse relative comprenant, à coup sûr, les valeurs que l'on rencontre dans l'application à une transmission. L'une des caractéristiques de cette technique expérimentale est la facilité du réglage. Il paraît paradoxal de faire tourner un électromoteur à la vitesse d'un tour en dix ou quinze minutes parce que ce mode d'application de la machine est anormal : on arrive cependant à réaliser ces vitesses d'une manière tout à fait régulière et à les suivre. Le fait tient, sans doute, à la régularité du couple produit par la sollicitation électrique et à l'absence de toute vibration de nature à produire un glissement de la courroie par saccades.

La méthode toutefois si le courant est fourni par un secteur est dispendieuse

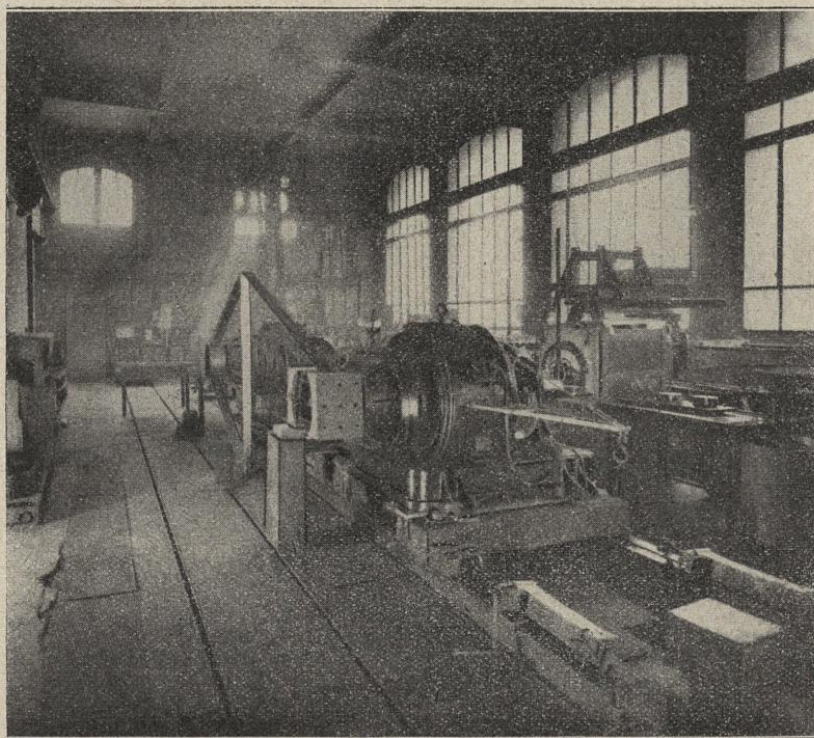


Fig. 22.

mais cela ne doit pas la faire rejeter parce que si elle devait être appliquée sur une certaine échelle on la rendrait aussi économique que toute autre en alimentant l'électro-moteur par une source d'électricité à bas voltage, par exemple par un ou deux éléments d'un accumulateur à grande capacité.

38. — Cette manière d'opérer a l'inconvénient d'immobiliser un électromoteur d'une certaine puissance et de nécessiter un montage particulier. Nous n'avons pas tardé à penser que le montage principal d'essais est de nature à donner toutes les mesures que comporte l'étude d'une courroie : la détermination de T_1 et T_0 qu'il fournit est, en effet, indépendante de l'état de repos ou de mouvement de la courroie, il suffit donc d'immobiliser la courroie et de réduire l'arc d'enroulement. On satisfait à ces deux conditions en insérant entre les deux brins de la courroie une cale formée d'une planche qui les écarte, donnant à la courroie la forme d'un losange, et en la serrant à l'aide d'une mâchoire en bois sur la poulie de la dynamo-dynamomètre sur glissières, après avoir calé cette poulie. La tension de la courroie se règle par déplacement sur

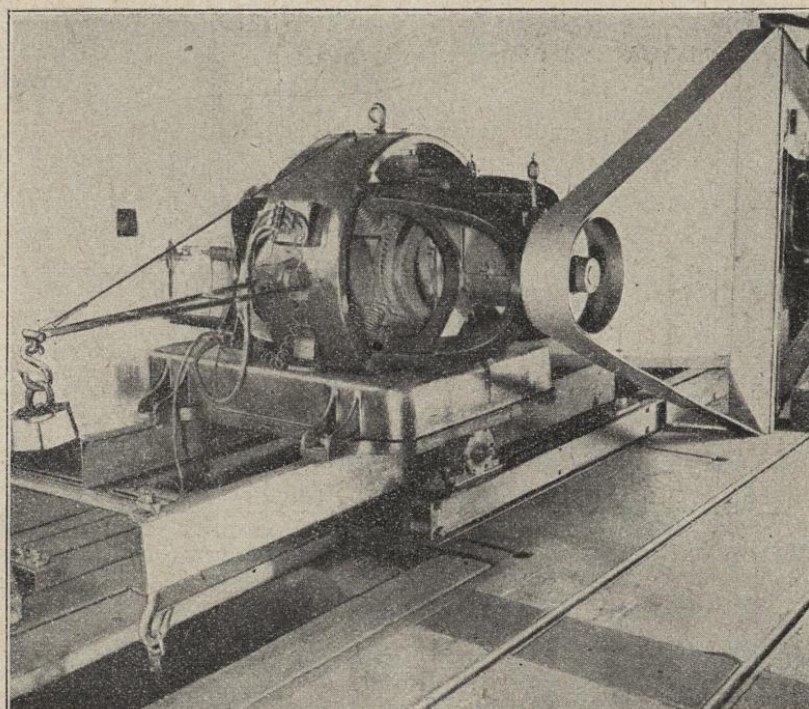


Fig. 23.

les glissières de cette machine. Toutes les mesures se font à l'aide des équipages oscillants de l'autre dynamo et du banc-balance.

Les figures 22 et 23 sont des vues de ce montage : l'une représente l'agencement et l'équipement de la dynamo-dynamomètre sur glissières et le mode d'immobilisation de la courroie sur sa poulie ; l'autre le banc-balance, on y voit le réglage de l'arc d'enroulement.

Nous transcrivons seulement les formules à employer en renvoyant pour les notations à la figure 24 :

$$T_1 R - T_0 R = (T_1 - T_0) R = \lambda \pi$$

$$T_1 \Delta_1 + T_0 \Delta_0 = \Pi \Lambda$$

on peut écrire la seconde en introduisant le demi-angle des deux brins de la courroie ou angle d'obliquité des brins sur l'horizontale :

$$T_1 \cos \theta \frac{\Delta_1}{\cos \theta} - T_0 \cos \theta \frac{\Delta_0}{\cos \theta} = (T_1 + T_0) D \cos \theta = \Pi \Lambda$$

$$(T_1 + T_0) \cos \theta = 2 \Pi.$$

$$\text{car : } \frac{\Delta_1}{\cos \theta} = D, \quad \frac{\Delta_0}{\cos \theta} = D, \quad \frac{\Lambda}{D} = 2.$$

Cette dernière forme des formules nous montre pourquoi nous n'avons pas

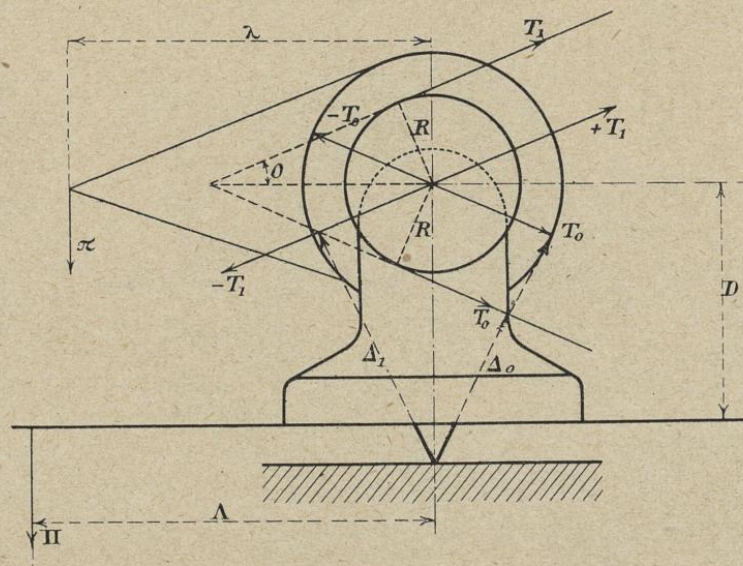


Fig. 24.

tenu compte des petites obliquités dans l'étude de la courroie en marche. L'effet de ces obliquités se traduit par l'introduction d'un facteur cosinus qui est assimilable à l'unité pour les petites obliquités (1).

39. — Une disposition particulière des dynamo-dynamomètres permet, au point de vue théorique du moins, d'utiliser encore le montage principal pour

(1) Il est bien clair que pour des obliquités inégales des deux brins il y aurait un $\cos \theta$ attaché à chaque brin.

la détermination du coefficient d'extension global. Les poulies extérieures des dynamo dynamomètres sont reliées à l'arbre de ces machines par l'intermédiaire d'un changement de vitesse qui permet l'indépendance des deux arbres. Il en résulte que, si l'on réalise cette indépendance et que l'on néglige l'effort dû au frottement des arbres des poulies dans leurs paliers, les tensions des deux brins s'égalisent et leur valeur commune est donnée directement par la lecture du dynamomètre. Il suffit ainsi de tendre progressivement la courroie à l'aide de crics déplaçant la dynamo sur glissières en même temps que l'on suit l'allongement de la courroie en ses divers points. Ce procédé est certainement plus satisfaisant que celui qui consiste à soumettre un élément de la courroie à l'action d'une machine d'essais parce que les courroies sont toujours hétérogènes et que c'est la valeur moyenne du coefficient d'extension pour leur longueur totale qui importe.

Il n'a pas pu être appliqué d'une manière générale pour ménager le matériel : les arbres des poulies des dynamo-dynamomètres ne sont, en effet, supportés que par un palier et par engagement de leur extrémité dans un évidement de l'arbre de la dynamo. Une disposition est à l'étude pour les supporter avec deux paliers. Les mesures ont donc été faites en suspendant aux courroies des poids croissants et c'est ce qui explique l'apparence discontinue des diagrammes que nous donnons.

40. — En résumé, on peut dire que *l'installation expérimentale sous sa dernière forme permet de faire consécutivement et sans démonter la courroie toutes les mesures que comporte un essai*. Cette élégance théorique du procédé est toutefois, si l'on peut parler ainsi, un luxe : les essais sont longs et il arrivera rarement qu'on puisse les poursuivre sans interruption jusqu'à achèvement de toutes les mesures. Or, ce qui importe le plus c'est moins le démontage de la courroie que le fait de la saisir dans un état déterminé d'extension permanente. La solution de ce desideratum doit être cherchée moins dans un perfectionnement de techniques expérimentales que dans l'emploi de courroies complètement faites par l'usage et expérimentées sans délai après leur emploi dans l'atelier.

CHAPITRE IV

LA TENSION DE POSE

41. — Les appareils spéciaux que nous avons décrits permettent de déterminer la tension de la courroie pendant son fonctionnement. Si une transmission était munie de semblables dispositifs de réglage, il serait possible de donner à la courroie pendant toute la durée de son fonctionnement la tension qu'indique la théorie. De telles dispositions sont exceptionnelles et l'on ne peut guère citer que l'intéressant appareil connu sous le nom d'enrouleur *Leneveu* et les appareils qui en découlent qui permettent de réaliser ce réglage optimum continu. La plupart du temps on ne dispose pour assurer dans une transmission la réalisation des conditions théoriquement assignées de tension de la courroie que d'un seul élément mesuré, la tension de la courroie au moment de son montage que les constructeurs soigneux contrôlent à l'aide de dynamomètres.

Cette tension lorsqu'il s'agit d'une courroie faite, c'est-à-dire amenée par un emploi suffisamment prolongé ou par travail au tendeur dans un état tel qu'elle ne prenne plus de déformation permanente trop sensible lorsqu'on la met en charge, *est la tension que la courroie prend au repos sur deux poulies dont la résistance à la rotation est négligeable, de telle sorte que la tension locale soit la même en tous les points de la courroie. Nous l'appellerons, pour abréger le langage, la tension de pose.*

La tension de pose définit donc la charge des paliers au repos, mais alors une double question se présente à l'esprit : quelles sont dans une transmission en marche la valeur de la charge des paliers et la valeur de la tension moyenne de la courroie par rapport à la tension de pose ?

42. — La question a été étudiée dans un travail expérimental important de *Kammerer*. Une courroie montée sur deux poulies de même diamètre avec la tension initiale T_p est mise en mouvement et l'on fait croître progressivement sa vitesse en même temps que l'on suit parallèlement la variation de la traction sur les arbres. Deux cas sont à distinguer :

1° La courroie ne transmet aucune puissance, c'est-à-dire que les deux poulies actionnées individuellement tournent à la même vitesse entraînant simplement la courroie, on constate que la traction sur les arbres diminue avec la vitesse en passant de la valeur $2T_p$ pour une vitesse nulle à $2T_p - \frac{2pV^2}{g}$ pour la vitesse V .

2° La courroie, au contraire, travaille à la tension utile $T_1 - T_0$ constante, elle transmet donc une puissance croissant avec la vitesse et proportionnellement à elle. On observe les mêmes phénomènes : la traction sur les arbres diminue encore avec la vitesse, mais le taux de sa décroissance est plus faible de telle sorte que cette traction passe de $2T_p$ à $2T_p - \varepsilon \frac{2\rho V^2}{g}$ avec $\varepsilon < 1$.

Le taux de décroissance est d'autant plus faible que la tension utile est plus élevée, mais le phénomène reste le même.

Nous donnons deux diagrammes, (fig. 24 et 25), extraits des mémoires de Kammerer, se rapportant l'un au cas de la courroie fonctionnant à vide, le second au cas de la courroie travaillant en charge. Dans ces deux diagrammes

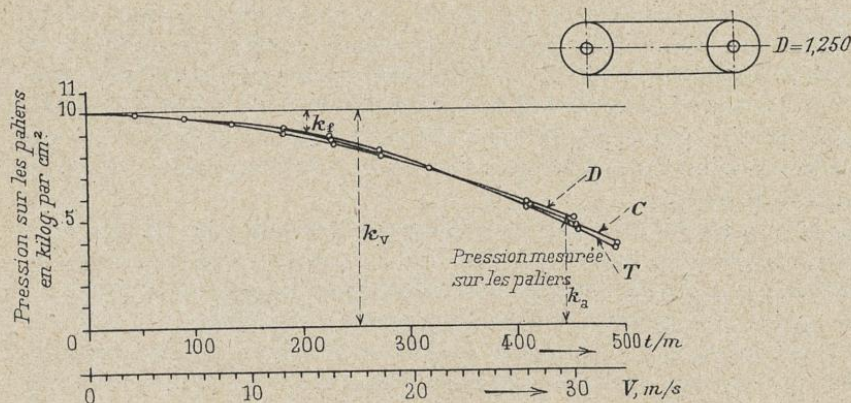


Fig. 24.

les pressions sur les paliers sont évaluées en kilogrammes par centimètre carré ; dans le second, une légende donne la signification des notations (1).

43. — Pour analyser ce phénomène nous pouvons le regarder comme résultant de la superposition de deux phénomènes différents :

1° Dans toute courroie en mouvement il se développe un système de forces dues à l'action centrifuge dirigées suivant les normales à la courbe que forme la courroie et vers l'extérieur de cette courbe. Ces forces déterminent un état de tension de la courroie indépendant de toute autre action agissant sur la courroie. Les autres actions qui agissent sur la courroie, telles que la traction due aux poulies, déterminent un autre état de tension qui se superpose au précédent de manière à donner l'état final de tension auquel est soumise la courroie. La superposition des états de tension doit s'entendre en ce sens que la

(1) *Mitteilungen über Forschungsarbeiten... Verein deutscher Ingenieure Heft*, 56 et 57, pages 44 et suivantes.

tension effective de la courroie est la somme des tensions qui résultent de chacun de ces états.

2° Dès qu'intervient la transmission d'une puissance appréciable, *il se produit une dissymétrie des tensions le long de la courroie ; il en résulte que la longueur spécifique de la courroie n'est pas la même en chacun de ses points. La tension de pose, ou tension qui correspondrait à un état de tension uniforme de la courroie en tous ses points, n'est plus dans ce cas la moyenne de la tension des deux brins.* On voit que nous supposons par là que la courroie en passant de la marche à vide à la marche en charge conserve à peu près la même forme. C'est, en effet, ce qui se produit lorsque l'on demeure dans le champ des tensions normales et que les brins de la courroie restent sensiblement rectilignes. Les conditions de marche obtenues parfois dans nos essais et dans lesquelles le brin mou de la courroie prend une flèche importante, nécessitant une correction sur la longueur, *ont été envisagées pour la généralité de l'étude de l'adhérence* : elles ne se rencontrent dans les transmissions réelles qu'avec des courroies tout à fait exceptionnelles et il est facile de se rendre compte que l'on peut appliquer à ces cas particuliers les raisonnements que nous ferons en introduisant la longueur vraie de la courroie obtenue en tenant compte de la flèche.

La base de ces raisonnements est le fait que la tension de pose, telle que nous l'avons définie, est la tension que prendrait une courroie ayant exactement la même longueur que la courroie considérée en fonctionnement. Appelons T_p cette tension, L la longueur de la courroie mesurée dans l'état où elle se trouve sur la transmission, T sa tension en un point quelconque : on peut égaler les deux expressions de la longueur de la courroie *sans tension* que l'on déduit de la courroie telle qu'elle se trouve sur la transmission et de la courroie supposée de même longueur mais sous la tension T_p , on obtient ainsi :

$$\int_0^L \frac{dl}{1+ET} = \frac{L}{1+ET_p}$$

puis successivement en tenant compte du fait que E est très petit :

$$\int_0^L (1-ET)dl = L(1-ET_p), \quad \int_0^L Tdl = L T_p ;$$

c'est cette dernière relation qui nous fournit la valeur de la tension de pose.

On en déduit l'écart entre cette tension et $\frac{T_0+T_1}{2}$

$$\frac{T_0+T_1}{2} - T_p = \frac{T_0+T_1}{2} - \frac{1}{L} \int_0^L Tdl ;$$

on verra plus loin que cet écart est positif.

44. — Revenons au cas de la courroie fonctionnant à vide. Comme la tension reste la même en tous ses points, il est impossible qu'il y ait par endroits

accroissement ou réduction de la longueur spécifique puisque cette longueur reste la même en tous les points et que d'autre part, c'est notre hypothèse, la longueur totale de la courroie résultant de son parcours dans l'air et sur les poulies restant constante la tension ne peut pas varier. Cette tension résulte de l'action des poulies et de l'action des forces centrifuges ; à ces dernières correspond une action de la courroie sur les poulies équivalente à celle qu'exercerait une courroie au repos dont la tension serait diminuée de $\frac{\rho V^2}{g}$

La traction sur les arbres est donc ici de $2T_p - \frac{2\rho V^2}{g}$ et l'on rencontre cette décomposition de la tension de la courroie que nous avons signalée au paragraphe 30.

45. — Le cas du travail de la courroie en charge est plus difficile à traiter. Nous allons avoir à faire appel à la relation que nous avons donnée plus haut pour définir la tension de pose et à notre théorie du fonctionnement des courroies. Cette dernière intervient en nous permettant de tracer un diagramme

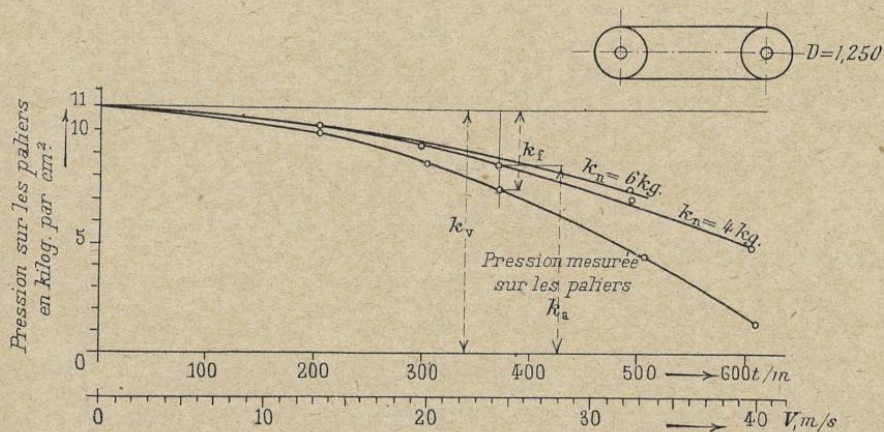


Fig. 25.

Dans ce diagramme :

k_v est la pression sur les paliers ou les arbres, résultant de la tension initiale évaluée en kilogrammes par cm^2 (comptée positivement) ;

k_f est la pression sur les paliers ou les arbres résultant de l'action centrifuge (comptée négativement) ;

k_a est la pression mesurée sur les paliers ou les arbres ;

$k_n = 4 \text{ kg}$, etc., désigne la courbe des tractions mesurées correspondant à une tension utile d'où résulterait une traction sur les paliers de 4 kg .

exact des tensions dans toute la longueur de la courroie. Nous prendrons pour abscisses, les longueurs mesurées le long de la courroie sur et entre les poulies, pour origine, le point où la courroie quitte la poulie motrice, pour sens, le sens du déplacement de la courroie.

A partir de l'origine, nous trouvons (fig. 26) une première partie du diagramme de longueur L' — L' est la longueur de l'entre-axe — où la tension est la tension du brin mou T_0 , suit un autre élément dont la longueur est l'arc de réserve α' , puis un élément le long duquel la tension croît de T_0 à T_1 et dont la longueur est l'arc α_c , ensuite une portion de longueur L' où la tension est

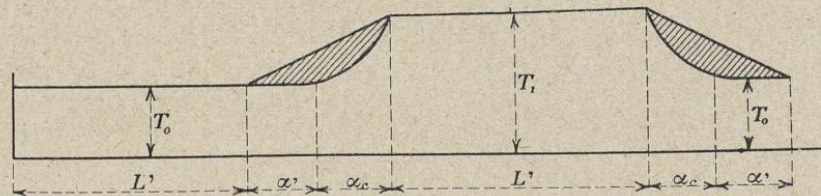


Fig. 26.

T_1 , encore un élément de tension décroissant de T_1 à T_0 et de longueur α_c , enfin un élément caractérisé par la tension T_0 et de longueur α' (1).

La surface de ce diagramme est la valeur de l'intégrale

$$\int_0^L T dl;$$

le diagramme limité par des lignes droites et qui enveloppe le précédent est la représentation de la quantité

$$L \frac{T_0 + T_1}{2}$$

Il en résulte que l'aire hachurée, différence de ces deux surfaces, représente le produit par L de la quantité

$$\frac{T_0 + T_1}{2} - \int_0^L \frac{T dl}{L}$$

Nous venons de décrire le diagramme sans préciser comment il est effectivement tracé mais cela ne présente aucune difficulté en tenant compte des éléments que nous avons obtenus dans l'étude des courroies. Nous partirons des éléments T_0 et T_1 en charge pour en déduire la tension de pose T_p . A cette fin à l'aide de la courbe (1) correspondant à T_0 et à la vitesse de la courroie, nous construisons la courbe des α en fonction des T , de tous points analogues à la courbe des α en fonction des $T_0 + \theta$ que nous avons déjà utilisée. Nous coupons cette courbe par la droite d'abscisse $T = T_1$, cela nous donne α_c ; d'où $\alpha_R - \alpha_c = \alpha'$. Sur la courbe des α en fonction des T nous lisons les valeurs de T en fonction de α le long de l'arc α_c et nous avons tous les éléments pour la construction de notre diagramme.

La discussion des unités que nous avons faite au paragraphe 22 donne la

(1) En assimilant en première approximation la poulie conduite à la poulie menante, hypothèse admissible ici.

longueur qui représente l'unité de force et le choix de la longueur qui représente l'unité de longueur de la courroie n'intervient pas dans le calcul.

En résumé, si l'on admet que ce phénomène se superpose purement et simplement à celui qui résulte des actions centrifuges tel que nous l'avons décrit plus haut, il y a du fait de l'irrégularité de répartition de la matière le long de la courroie un accroissement de tension qui vient contrebalancer, en partie, la réduction de traction sur les arbres due à la force centrifuge. Il en résulte que la traction sur les arbres dans le cas d'une courroie en marche est liée à la tension de pose T_p :

$$2 T_A = 2 T_p - \frac{2pV^2}{g} + \frac{T_0 + T_1}{2} - \int_0^L \frac{Tdl}{L}$$

Nous tenons donc une explication rationnelle et, par suite, un moyen de calculer le phénomène signalé par Kammerer. Nous avons essayé de soumettre ces conclusions au contrôle de l'expérience. Nos mesures ont été des plus restreintes parce qu'elles ne rentraient pas dans le programme général des essais entrepris, qui ont eu pour but, avant tout, de donner une orientation sur la manière dont doit être envisagée la théorie des courroies par interprétation d'un grand nombre d'essais. Nous avons de plus été arrêtés par une difficulté spéciale et que l'on retrouvera dans toutes les expériences ayant pour objet de préciser les points de la théorie des courroies, que l'on peut qualifier d'approximations du second ordre : les courroies, dont nous disposons, ne sont pas dans l'état de déformation permanente qui suit un long usage, bien que les mesures aient été précédées de quelques instants de marche à pleine charge elles ont subi pendant l'essai des déformations permanentes qui sont venues perturber les résultats.

46. — Nous donnons pourtant dans le tableau suivant quelques résultats de l'application de ce calcul. Nous avons choisi des courroies correspondant aux intensités maxima et minima du phénomène.

Différence entre la moyenne de tension des deux brins et la tension de pose.

No de la courroie	$\frac{T_0 + T_1}{2} - T_p$ en kilogrammes	
	pour $\alpha = 135^\circ$	pour $\alpha = 180^\circ$
3	1,21	2,08
31	0,772	1,28
22	0,978	1,46
2	3,03	3,52
7	3,22	4,53
16	3,64	4,60

Nous avons fait le calcul pour deux valeurs de l'arc d'enroulement 135° et 180° .

47. — Nous observons un phénomène de la même nature que celui que Kammerer a signalé. Il est d'une amplitude bien plus faible. Ce fait est en partie explicable : dans la transmission employée dans les essais de Kammerer, les diamètres de poulies sont bien plus grands par rapport à la distance des axes que dans celle que nous avons nous-mêmes utilisée. La portion de la courroie dans laquelle se produit la modification des répartitions de la matière dans la longueur, cause du phénomène, a une importance relative plus grande, d'où un effet produit plus marqué. Nous n'estimons pas toutefois que cette observation explique entièrement l'écart observé.

48. — *Remarque.* — La question de la relation entre la tension de pose et les tensions effectives des deux brins a été traitée par *M. Kretz* dans une note du *Cours de Mécanique appliquée aux machines de Poncelet* (tome I, p. 341). Poncelet avait admis que la tension de pose était égale à la demi-somme des tensions des deux brins, *M. Kretz* par une méthode similaire de celle que nous avons employée, mais en prenant pour base la loi de répartition des tensions sur les poulies qui résulte de la formule exponentielle, trouve

$$T_2 + K T_1 = T_p (1 + K)$$

K étant ce qu'il appelle le coefficient de ralentissement, c'est-à-dire le rapport des vitesses angulaires des poulies conduite et motrice.

CHAPITRE V

RÉSULTATS DES ESSAIS

49. — Nous avons réuni dans ce chapitre tous les résultats des expériences faites au Laboratoire d'essais qu'il nous a été possible de dépouiller utilement, aussi bien ceux pour lesquels l'application de notre théorie cadre avec les faits d'une manière satisfaisante que d'autres qui paraissent dans une certaine mesure l'infirmier. Les tableaux de ce chapitre fournissent donc des bases solides pour une discussion.

50. — Avant d'exposer comment sont disposés les tableaux de résultats une observation préliminaire nous semble indispensable. *Il ne faut chercher dans aucun des tableaux de ce chapitre les éléments immédiats d'un classement des courroies par ordre de qualité.* Les propriétés des courroies sont complexes et les qualités qui résultent de leur développement en partie contradictoires ; le choix d'une courroie est donc un compromis qui exclut la considération trop exclusive d'un élément particulier unique. Nous n'avons d'ailleurs étudié dans ces essais que les propriétés des courroies que l'on peut qualifier de mécaniques à l'exclusion d'autres qui ne sont pas moins importantes comme leur résistance aux agents extérieurs, tels que l'humidité ou la chaleur.

Il appartient à l'ingénieur qui recherche le type de courroies qu'il convient d'adopter dans un cas particulier de faire entrer en ligne de compte les diverses propriétés de ces organes en donnant à chacune d'elles l'importance qui résulte de l'espèce envisagée. Par exemple, s'il traite un cas dans lequel les paliers sont à haut rendement et peuvent sans inconvénients supporter des tractions élevées, il pourra baser son choix surtout sur la valeur du rendement propre de la courroie. S'il s'agit au contraire d'un atelier où les transmissions sont soumises à des à-coups, les retensions coûteuses et rendues fréquentes par les inconvénients qu'il y a à imposer aux paliers des tensions initiales élevées, il devra rechercher une courroie résistante, et à coefficient de frottement élevé, quitte à accepter une raideur plus grande, cause d'une diminution du rendement propre. Enfin dans le cas d'une courroie destinée à fonctionner dans une atmosphère humide ou chaude toute considération doit être subordonnée au choix d'un type tolérant ces conditions de marche.

51. — Ces observations rappelées pour éviter toute interprétation erronée des chiffres que nous allons donner, voici la disposition des tableaux et diagrammes de résultats. On trouvera d'abord une série de documents individuels

donnant pour chaque courroie les résultats d'essais puis des tableaux généraux rapprochant, extraits des documents individuels, certains coefficients.

Les documents individuels comprennent pour chaque courroie :

1° *Une description sommaire de la courroie*, faisant connaître la matière dont elle est faite, sa constitution, les conditions dans lesquelles elle a fonctionné, ses dimensions. Ces renseignements résultent tant des documents que les constructeurs ont bien voulu nous donner, que des observations que nous avons pu faire. Complètes dans certains cas, ils ne laissent pas de présenter dans d'autres des lacunes ; cependant nous avons pu dans tous les cas indiquer la matière de la courroie, ses dimensions et son poids par unité de longueur (mètre). La mesure des dimensions de la courroie a été faite avant les essais.

2° *Un tableau donnant les résultats des essais pour la détermination du rendement propre des courroies* faits au Laboratoire d'essais. Ce tableau fait ressortir :

Les vitesses angulaires de rotation de l'arbre moteur et de l'arbre conduit en tours par minute,

Le glissement exprimé en tours par minute et en pour cent,

Le couple moteur et le couple transmis en mètre-kilogrammes et les puissances correspondantes exprimées en chevaux,

La perte de puissance exprimée en chevaux et en pour cent. Cette perte de puissance est répartie en perte de puissance par glissement et en perte de puissance par raideur et ventilation, ce dernier élément étant obtenu par différence,

La somme des tensions mesurées des deux brins de la courroie exprimée en kilogrammes. Ces tensions diffèrent des tensions vraies de la correction centrifuge.

Des renseignements accessoires tels que la flèche de la courroie.

Ces résultats proviennent d'essais faits pour le Comité des Houillères ou d'essais dont certains constructeurs de courroies ont pris l'initiative.

3° *Un diagramme sur lequel sont représentés une partie des résultats de ces essais*, à savoir les pertes exprimées en pour cent (ordonnées) en fonction de la somme des tensions mesurées (abscisses).

4° *Un diagramme avec tableau annexe donnant les valeurs du coefficient de frottement* en fonction de la vitesse de glissement exprimée en centimètres par seconde. Cette vitesse est représentée par le symbole V parce qu'elle n'est pas égale numériquement à la vitesse de glissement v des formules qui doit être exprimée en mètres par seconde pour l'homogénéité de la formule.

Dans le tableau annexe figure l'équation de l'hyperbole représentant le coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement. La courbe tracée est cette hyperbole alors que le tableau renferme les valeurs observées du coefficient de frottement. Les points figurés sur le diagramme dans le voisinage de la courbe correspondent à ces valeurs de telle sorte que l'on peut à l'inspection

du diagramme contrôler le degré de validité de la représentation hyperbolique.

L'ensemble des essais qui ont donné ces diagrammes ont été entrepris par nous-mêmes au Laboratoire d'essais en vue du présent travail.

5° *Un diagramme avec tableau annexe donnant, en fonction de la tension à laquelle la courroie est soumise, exprimée en kilogrammes, les valeurs de l'allongement exprimées en millimètres par mètre.* Ce sont donc les valeurs du coefficient d'extension exprimées en millièmes.

Les essais correspondants ont été faits également spécialement en vue de cette étude. On a tractionné un élément d'un mètre de longueur des courroies en lui suspendant directement des poids après les essais de rendement. Nous avons vu d'autre part les observations que comportent ces essais (§ 20).

6° *Un extrait des calculs graphiques auxquels a donné lieu l'interprétation des essais.* On a tracé, en fonction de la tension totale du brin conducteur (cette tension diffère de celle portée dans le diagramme du 3°) :

Une courbe représentant le glissement, reportée du diagramme cité ci-dessus n° 3.

Une courbe représentant la valeur de l'arc d'enroulement nécessaire pour produire la tension utile.

Une courbe représentant l'arc d'enroulement réel, dont la valeur a été calculée en partant de la flèche mesurée sur le brin conduit de la courroie.

Le point d'intersection de ces deux courbes fait connaître la valeur de la tension totale correspondant à l'utilisation pour l'adhérence de tout l'arc d'enroulement. Nous avons rappelé ce point sur la courbe de glissement et nous avons donné au point ainsi obtenu sur la courbe des glissements le nom de *point limite*. C'est en effet le point qui limite la portion de la courbe qui correspond à des glissements élastiques.

Dans la partie basse des planches on voit la courbe (Γ) qui correspond à l'arc d'enroulement réel et, marquée par des hachures, la portion de l'aire limitée par cette courbe dont la surface donne la valeur de l'arc d'enroulement réel. Ces éléments obtenus par interpolation du réseau des courbes (Γ) qui a servi à construire le diagramme de la partie haute du tableau ont été insérés pour donner l'idée de l'aspect des courbes (Γ) correspondant à chaque type de courroie (1).

Dans l'angle droit de la figure, enfin, est un petit tableau faisant ressortir les valeurs du glissement évalué par divers procédés. Nous entendons par glissement calculé la valeur obtenue par application de la formule, § 8.

(1) Les diagrammes donnant les courbes (Γ) ont été faites en prenant pour argument la vitesse de glissement $EV\theta$ (E : coefficient d'extension en mètre par kilogramme ; V : vitesse linéaire en mètres par seconde ; $\theta = T_1 - T_0$: tension produisant le glissement élastique, en kilogramme).

Une vitesse de glissement de 2 mm. 5 par seconde était représentée par une longueur de 1 mm., mais toutes les figures ont été réduites par la photographie.

52. — *Dans une expérience complètement réussie dans tous ses détails les valeurs du glissement calculé et du glissement au point limite devraient être peu différentes.* — L'identité des deux valeurs correspond à l'hypothèse que la courroie a la même élasticité dans le cas d'une déformation lente et dans le cas d'une déformation rapide. On aurait dû strictement dans le cas où les deux éléments sont très différents reprendre le tracé de la courbe représentant le coefficient de frottement en partant de la courbe des glissements dans l'essai pour la détermination des rendements, puis faire les calculs à l'aide de cette nouvelle courbe. Nous avons hésité toutefois à entreprendre ce travail en raison de l'incertitude sur les valeurs absolues des glissements. Un léger retard dans l'embrayage de l'un des compteurs, accident possible à de certains moments et entraînant une erreur systématique, a pour effet d'altérer gravement les valeurs obtenues pour le glissement bien que l'allure de la courbe des glissements, c'est-à-dire la position du point pour lequel son incurvation change, ne soit pas sensiblement modifiée. C'est ce qui explique que nous n'avons pas poursuivi plus loin un contrôle laborieux, nous contentant de la vérification des idées théoriques qui peut résulter de la position du point limite dans la région où se produit cette incurvation, sans nous astreindre à rechercher dans tous les cas la coïncidence des deux valeurs du glissement.

53. — Les éléments des cinq tableaux ou planches que nous venons de décrire n'existent pas pour toutes les courroies.

1° Il arrive qu'une même courroie a été essayée dans diverses conditions de fonctionnement, par exemple d'abord le brin conduit en dessus, puis le brin conducteur en dessus ou dans divers états de préparation, par exemple à l'état sec puis après avoir été graissée. Dans le premier cas les diagrammes relatifs aux valeurs du coefficient de frottement et à l'élasticité sont manifestement les mêmes ; dans le second cas ceux de ces diagrammes qui correspondent aux premiers essais manquent, puisque les déterminations correspondantes n'ont été faites qu'après démontage de la courroie de l'appareil d'essai pour la détermination des rendements.

Lorsque l'un ou l'autre cas s'est présenté nous n'avons fait figurer qu'une fois les tableaux ou planches relatifs à ces éléments particuliers.

2° Pour trois courroies d'un type particulier soumises aux essais les déterminations statiques du coefficient de frottement n'ont pas pu être effectuées ; l'adhérence de ces courroies sur la poulie est telle qu'il n'a pas été possible dans les conditions d'expérimentation réalisées de produire leur glissement. Nous avons cependant conservé les diagrammes de rendement de ces courroies en raison de l'intérêt qu'elles présentaient.

A la suite des tableaux et diagrammes individuels figurent *deux tableaux généraux dans lesquels on a rassemblé, pour rendre leur comparaison facile, certains résultats appartenant à l'ensemble des courroies soumises aux essais.*

1° Un tableau faisant ressortir, pour chaque courroie, la section de cuir

utile c'est-à-dire la section de cuir utilisée pour la résistance, la section totale de la courroie et le taux du travail de la matière pour les conditions de fonctionnement correspondant au point limite. Ce tableau donne en quelque sorte le degré d'utilisation de la matière le plus élevé que l'on peut admettre.

2° *Un tableau faisant ressortir la valeur du coefficient de frottement minimum observé, la valeur du coefficient de frottement minimum lu sur la représentation de cet élément par le diagramme hyperbolique et la valeur du coefficient apparent au point limite.* Ce tableau présente un double intérêt : il montre l'ordre de grandeur des écarts entre les valeurs du coefficient de frottement correspondant à des essais statiques et celles qui correspondent au fonctionnement dynamique de la courroie ; il fait connaître la valeur qu'il conviendrait de substituer à la valeur obtenue dans des essais statiques si l'on procédait à un calcul de la courroie par l'emploi de la formule de Rankine dans laquelle on introduirait une valeur convenable du coefficient de frottement, le coefficient de frottement apparent au point limite jouant exactement le rôle, dans un calcul par la formule de Rankine du coefficient de frottement des théories classiques supposé constant.

54. — Nous rappelons que tous ces essais ont été faits dans des conditions de fonctionnement des courroies extrêmement voisines. Les courroies étaient montées sur deux poulies égales de 20 cm. de rayon distantes de 4 mètres. Elles travaillaient horizontalement. La puissance transmise a été le plus souvent de 50 chevaux avec une vitesse linéaire de la courroie de 19 à 20 mètres. Quelques essais cependant ont été faits en transmettant une puissance un peu différente, soit plus élevée (60 chevaux), soit plus faible (42 et 30 chevaux).



55.

COURROIE N° 2.

Matière. — Cuir de buffle traité au chrome (4 bain à l'alun de chrome), corroyé à l'émulsion de dégras : huile de poisson, suif et savon.

Constitution de la courroie. — Cette courroie, sans fin, est formée de 24 bandes de cuir chromé travaillant sur champ ; ces bandes sont réunies par groupes de 4 ; des rivets spéciaux en métal assemblent les bandes et les groupes entre eux.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

Largeur moyenne de la courroie : 113 mm.

Épaisseur de la courroie : 12 à 13 mm.

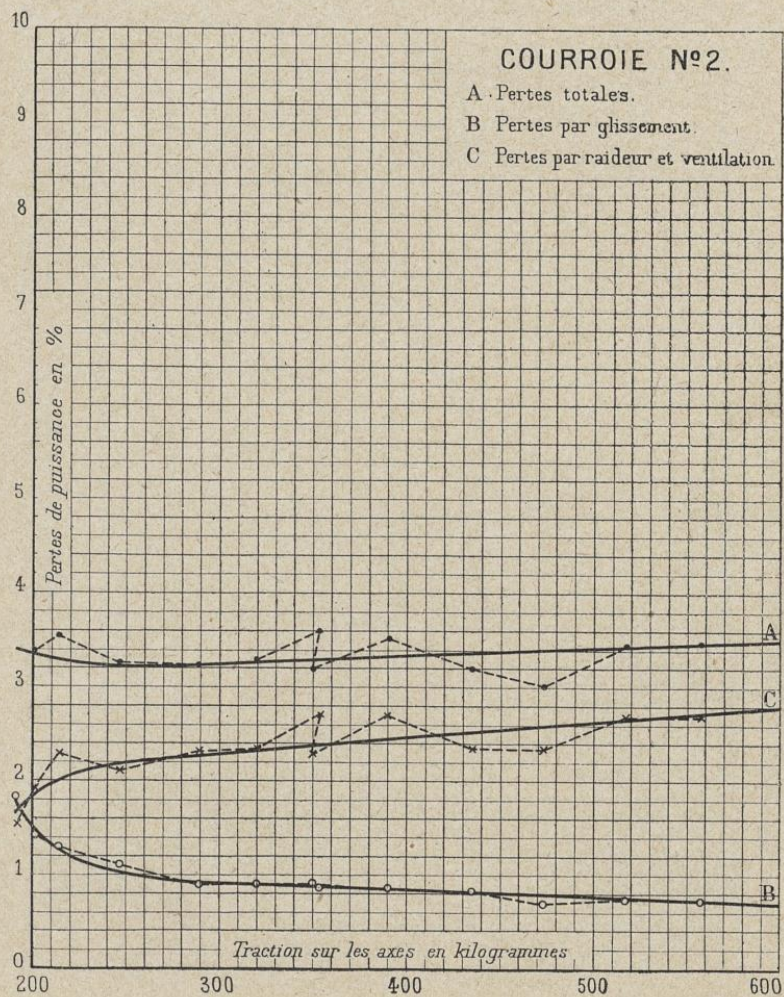
Poids de l'unité de longueur : 4 k. 400.

Détails particuliers. — La courroie a été, avant emploi, nourrie à l'aide d'un produit et par un procédé spéciaux.

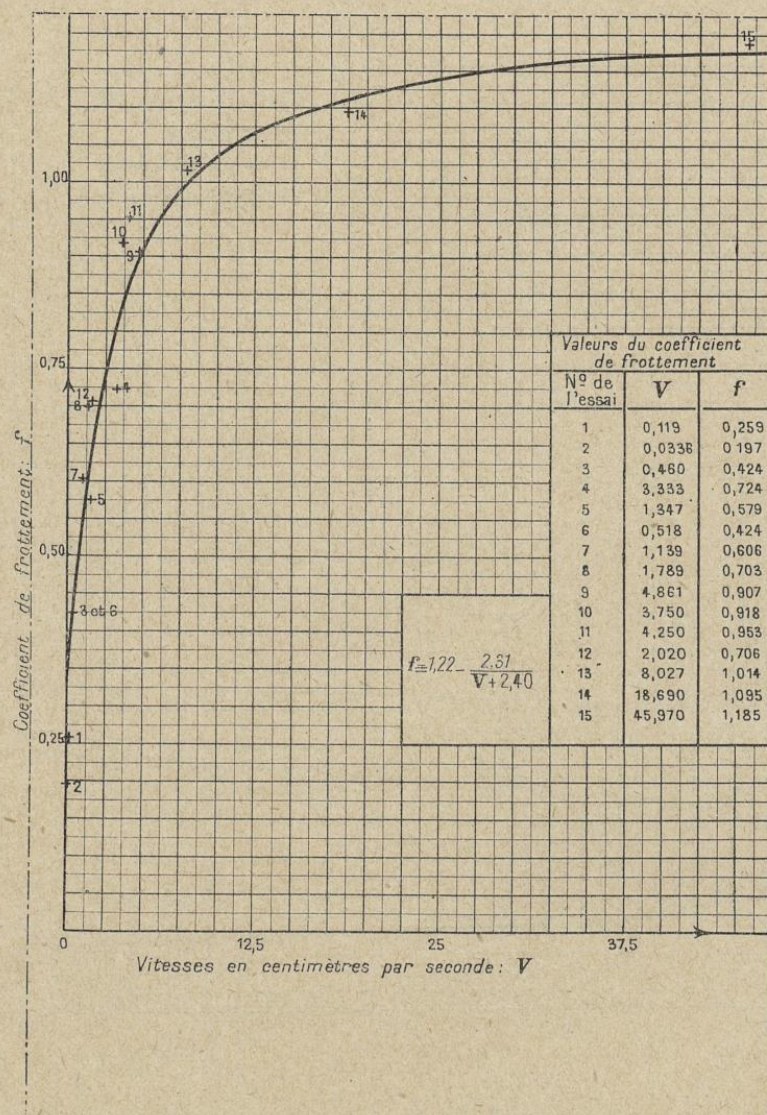
COURROIE N° 2 (brin conduit en dessous)

N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance totale		Flèche en m/m	Arc d'enrou- lement en radians	Indica- tion da- dynamo- mètre = D kgs	Traction sur les axes $T + \frac{D}{2}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	en 0/0				
1	946,5	939,5	7	0,743	38,40	37,35	50,74	48,99	4,75	3,43	0	3,14	278,75	537,5
2	942	935	7	0,743	38,55	37,50	50,69	48,95	4,74	3,43	4	3,14	258,3	516,4
3	944	937,5	6,5	0,688	38,25	37,35	50,41	48,88	4,53	3,04	9	3,15	236,9	473,8
4	944,5	936,5	8	0,847	37,65	34,75	49,64	48,05	4,59	3,20	11	3,15	217,25	434,5
5	943	935	8	0,848	38,40	37,35	50,55	48,75	4,80	3,36	11	3,15	195,3	390,6
6	932	943	9	0,945	39,45	38,25	52,03	50,35	4,68	3,23	17	3,16	175	355
7 (6 bis)	934,5	926,5	8	0,945	38,40	37,35	50,74	48,99	4,63	3,23	24	3,16	150	330
8	930	926,5	8,5	0,907	38,40	37,35	49,84	48,92	4,61	3,29	27	3,16	144,7	289,4
9	930	926,5	8,5	0,914	38,25	37,35	49,66	48,05	4,62	3,29	35	3,17	143,7	289,4
10	930,5	920,5	40,5	1,128	38,25	37,425	49,69	48,07	4,62	3,26	63	3,20	123,7	247,4
11	923	911,5	41,5	1,246	38,10	37,20	49,09	47,34	4,75	3,56	107	3,24	107	214,4
12	919,5	906,5	43	1,414	38,10	37,35	48,91	47,27	4,64	3,35	202	3,35	100,75	201,5
13	913	896,5	16,5	1,807	38,25	37,65	48,75	47,12	4,63	3,34	342	3,46	96	192

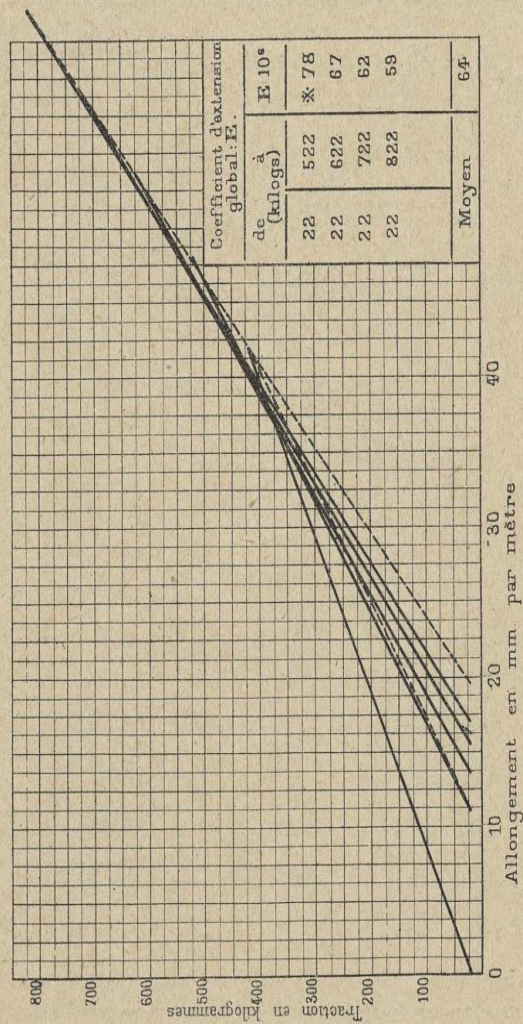
Les essais 1 à 6 ont été faits le matin, et 7 à 13 l'après-midi, en 2 séries, avec interruption pendant le déjeuner.

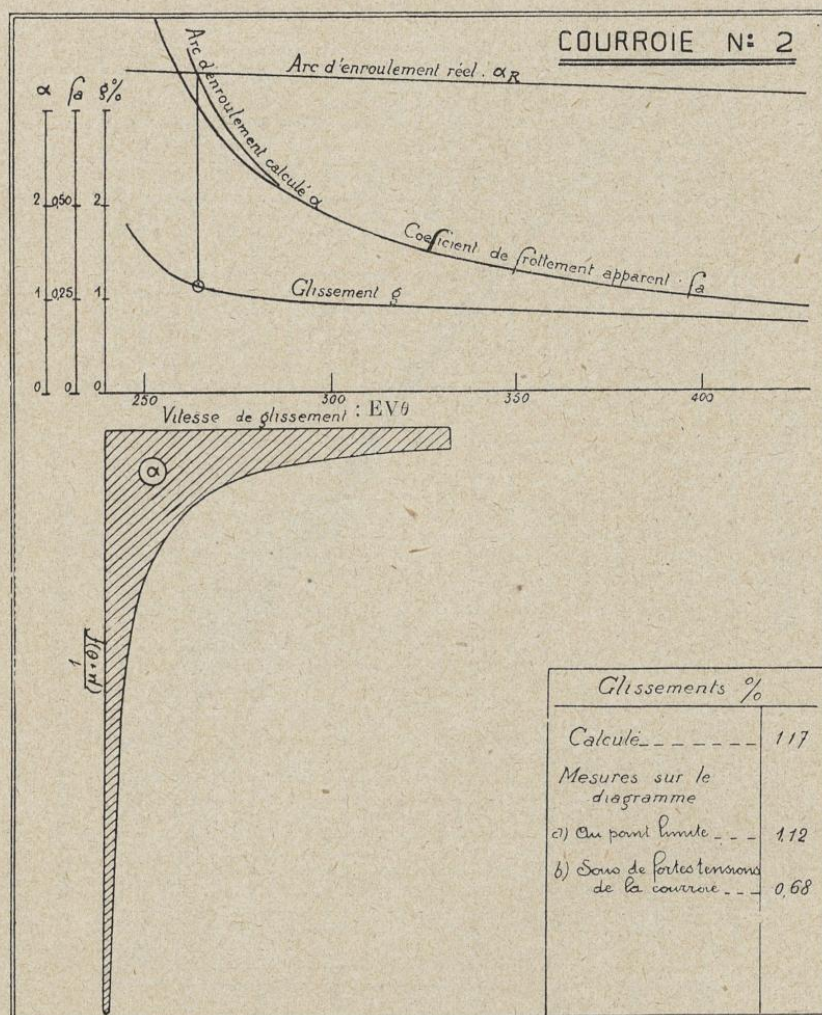


COURROIE N° 2.



COURROIE N°2.





56.

COURROIE N° 2 bis.

Même courroie que le n° 2. La courroie travaille le brin conduit en dessous.

Les diagrammes nos 4 et 5 de cette courroie sont les mêmes que ceux de la courroie n° 2. Voir ces derniers pages 58 et 59.

N° des essais	COURROIE N° 2 bis (brin conduit en dessous)										
	Vitesses l/m		Glissement		Couples kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Arc d'enroulement en radians
	moteur	frein	t m	0 0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	en 0 0	
1	941,5	932	9,5	4,01	38,40	37,275	50,47	48,50	1,97	3,90	4,01
2	953	943	10	4,05	38,25	37,20	50,89	48,97	1,92	3,77	4,03
3	930	919	11	4,18	38,55	37,50	50,95	48,11	1,94	3,88	4,18
4	927,5	915,5	12	4,29	38,475	37,425	49,43	47,45	1,98	4,01	4,29
5	927	913,5	13,5	4,46	38,40	37,30	49,69	47,82	1,87	3,76	4,46
6	917	903	14	4,53	38,325	37,575	49,06	47,37	1,69	3,44	4,53
7	901	886	15	4,66	38,25	37,50	48,14	46,38	1,73	3,60	4,66
8	897	878,5	18,5	2,06	37,95	37,20	47,52	45,62	1,90	4,00	2,06
9	903,5	825	78,5	8,69	37,50	36,90	47,30	42,50	4,80	10,15	8,69
Essais exécutés sans interruption.											

Indication du dynamomètre = D Traction sur les axes = T

Flèche par mètre de ventille en 0/0

Perte de puissance par glissement en 0/0

Pertes totales en 0/0

Pertes en chevaux

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

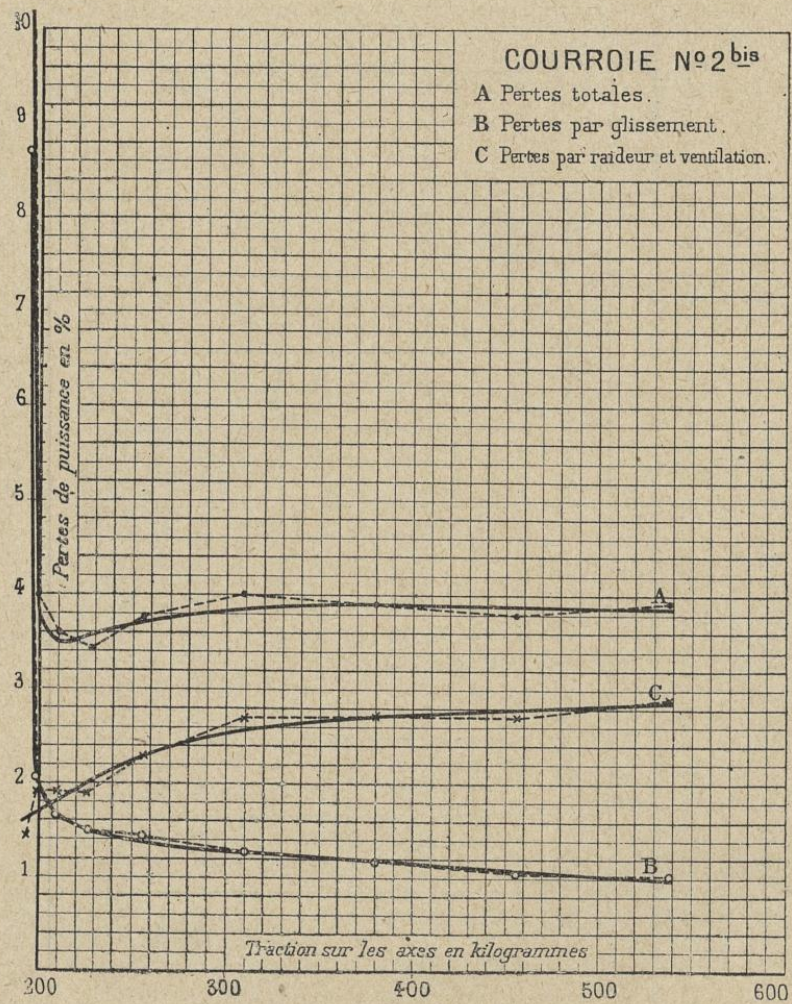
Pertes en 0/0

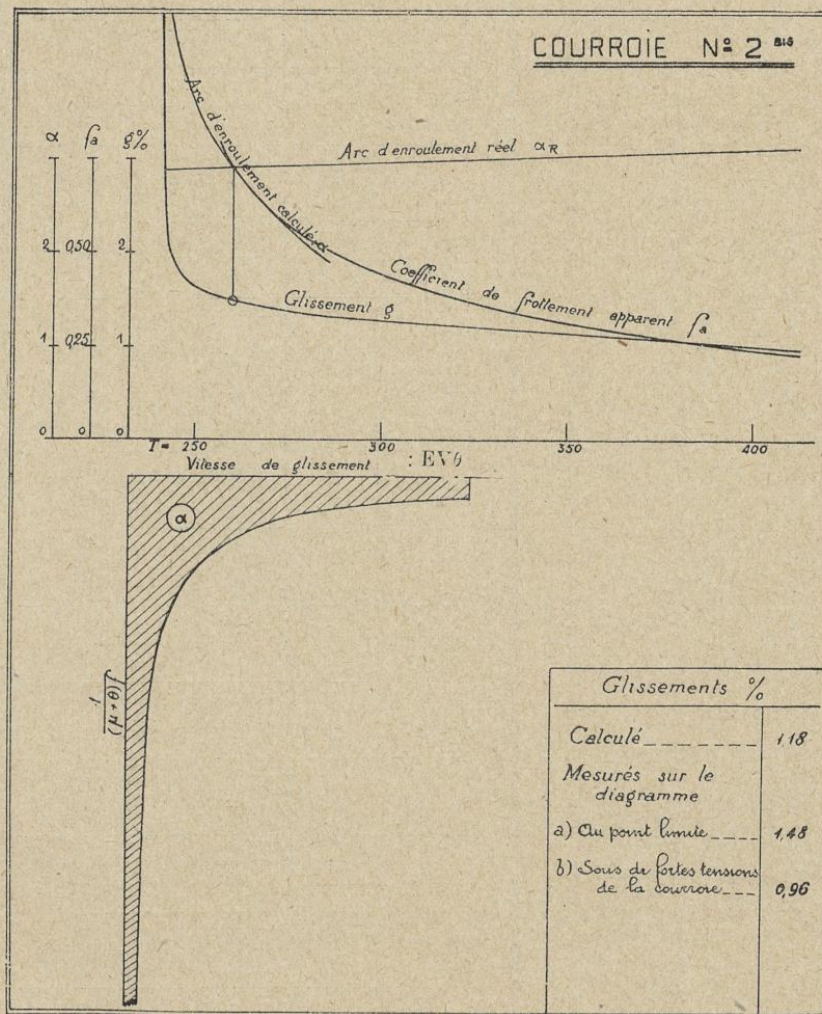
Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0

Pertes en 0/0





COURROIE N° 3.

Matière. — Cuir de pays (abats français) tanné en fosse à l'écorce de chêne, à grain serré, corroyé au moyen de machines perfectionnées. Le cuir est nourri en fabrication (7 à 10 0/0 de suif) et rendu inextensible par méthode rationnelle.

Constitution de la courroie. — Courroie plate en cuir simple, sans fin. Les jonctions sont collées avec une colle à base de gélatine et cousues à la lanière parcheminée. Le cuir a été étiré sur cadres en croupons.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille sur le côté chair et le brin conduit en dessus.

Largueur : 460 mm.

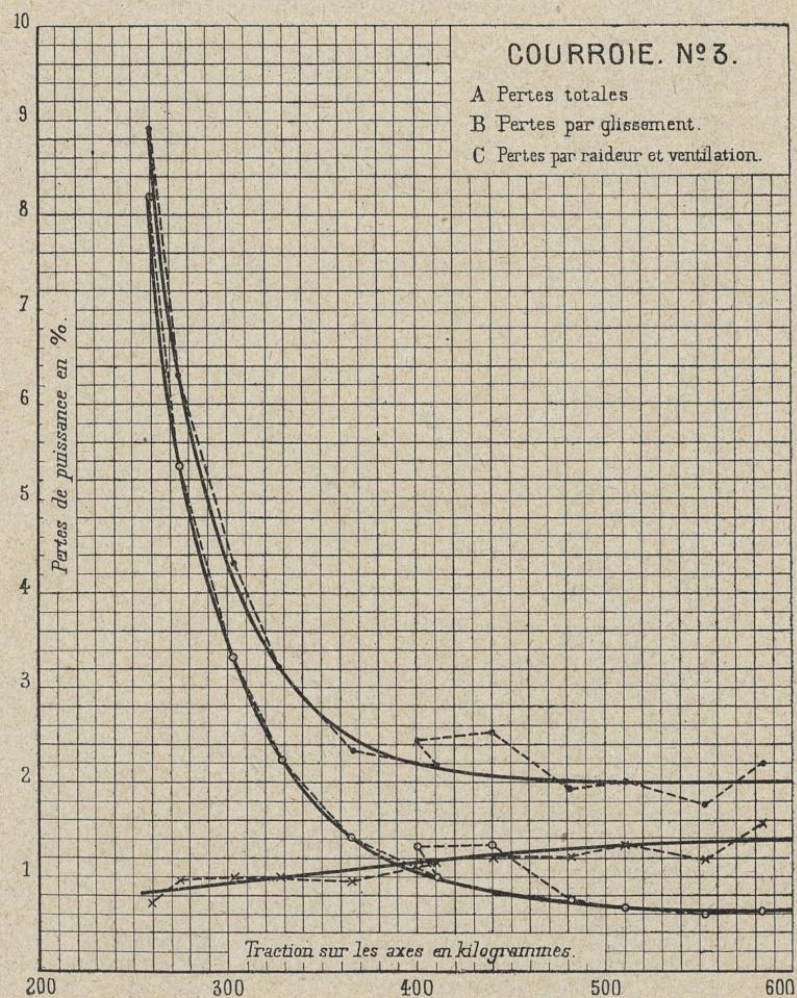
Épaisseur : 6 mm.

Poids de l'unité de longueur : 0 k. 960.

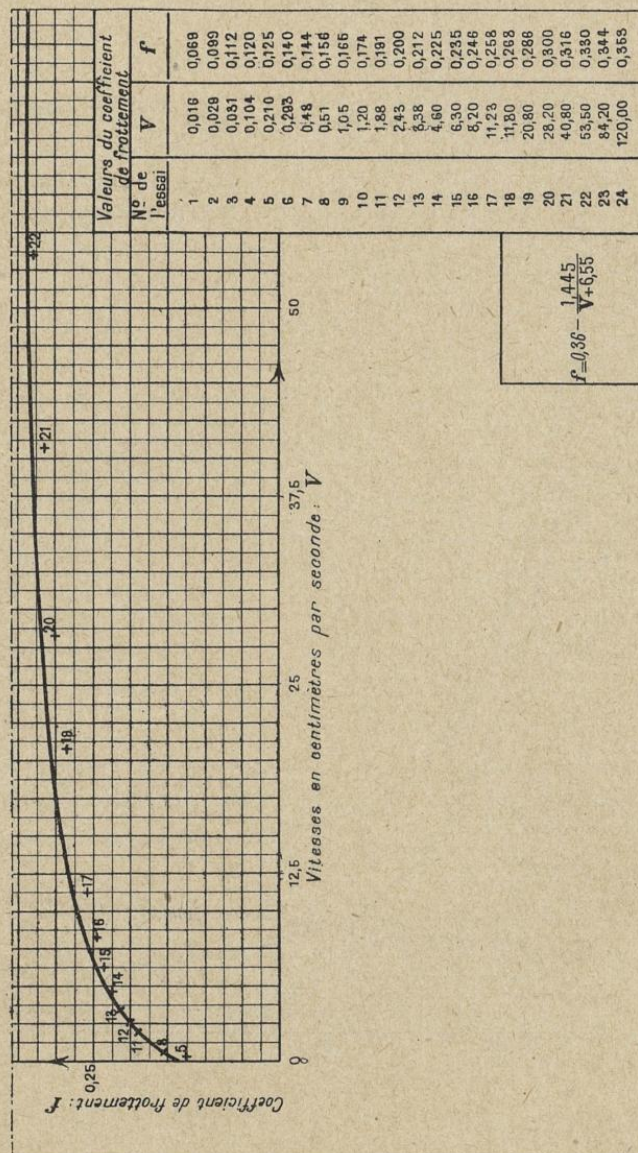
Détails particuliers. — Cette courroie a été, avant mise en service, renourrie par une certaine composition.

Résistance à la rupture : 4 k. 500 par mm².

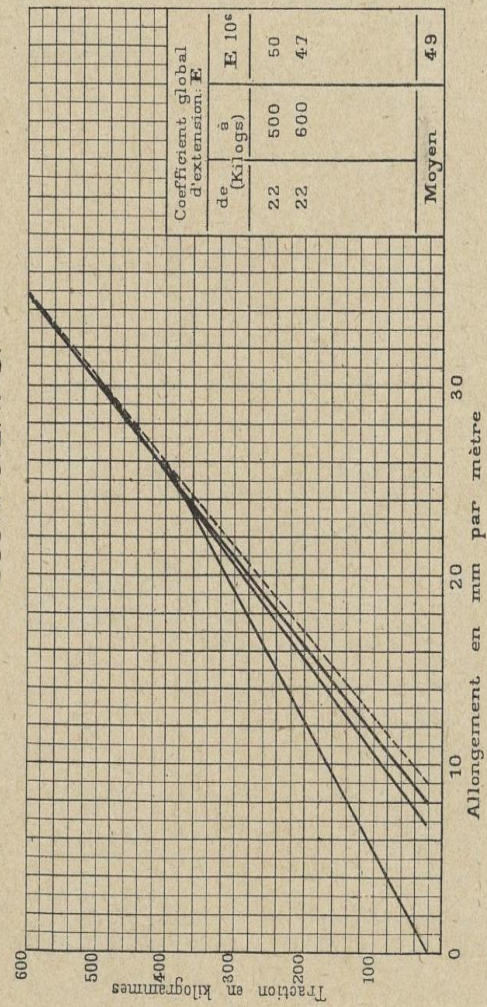
COURROIE N° 3 (brin conduit en dessus)																
N° des essais	Vitesse t/m		Glissement		Comptes kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc d'enroulement en radians	Indicateur dynamométrique = $\frac{2D}{T} \frac{P}{r^2}$ kgs	Traction sur les axes $\frac{2D}{T} \frac{P}{r^2}$ kgs	
	moteur	frein	t m	0 0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	totale	par glissement en 0/0					par railleur, ventilation en 0/0
1	930	924	5	0,645	37,95	37,35	49,27	48,48	4,09	2,24	0,64	1,57	3	3,14	292	584
2	927	924	5	0,593	38,25	37,80	49,50	48,63	0,87	1,76	0,59	1,47	4	3,14	276,5	553
3	943	936,5	6,5	0,689	38,325	37,80	50,45	49,60	1,03	2,04	0,67	1,48	7	3,45	285,5	514
4	940	947	7	0,739	38,25	37,80	50,97	49,60	0,97	1,92	0,74	1,48	9	3,45	244	482
5	948	935,5	12,5	1,319	37,20	30,75	49,23	47,99	1,24	2,52	1,32	1,20	17	3,16	220,5	441
6	933	924	12,5	1,286	37,875	37,425	49,33	48,12	1,24	2,45	1,29	1,16	20	3,16	200,75	401,5
7	935	925,5	9,5	1,016	38,55	38,40	50,32	49,23	1,09	2,17	1,02	1,15	20	3,12	206	412
8	944	931	13	1,377	38,40	33,025	50,00	49,42	1,18	2,31	0,98	1,06	23	3,17	164,35	328,5
9	934	913	21	2,52	37,75	31,50	49,48	47,34	1,46	2,93	0,98	1,06	23	3,17	164,35	328,5
10	923,5	874	49,5	5,364	37,75	31,33	48,64	45,57	3,07	6,31	3,33	0,97	34	3,17	151,45	303
11	893	820	73	8,175	37,65	37,33	46,94	42,76	4,48	8,90	5,36	0,73	60	3,20	120	238

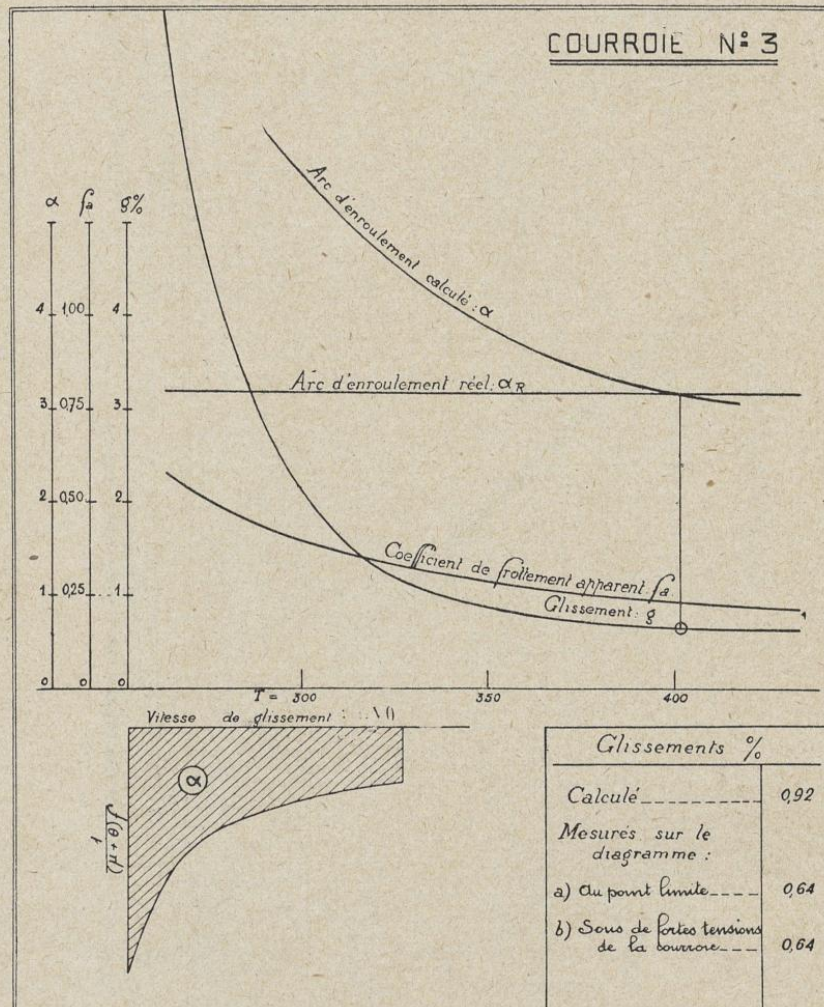


COURROIE N° 3



COURROIE. N° 3.





COURROIE N^o 4.

Matière. — Cuir de pays (abats français) tanné en fosse à l'écorce de chêne, à grain serré, corroyé au moyen de machines perfectionnées. Le cuir est nourri en fabrication (7 à 10 0/0 de suif) et rendu inextensible par méthode rationnelle.

Constitution de la courroie. — Courroie plate double, sans fin. La courroie n'est pas cousue. Les deux épaisseurs de cuir sont assemblées côté chair contre côté chair, les deux fleurs à l'extérieur; elles sont collées avec une colle à base de gélatine comme les jonctions.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille sur le côté fleur, le brin conduit en dessus. La surface a été effleurée ;
Largeur : 400 mm.

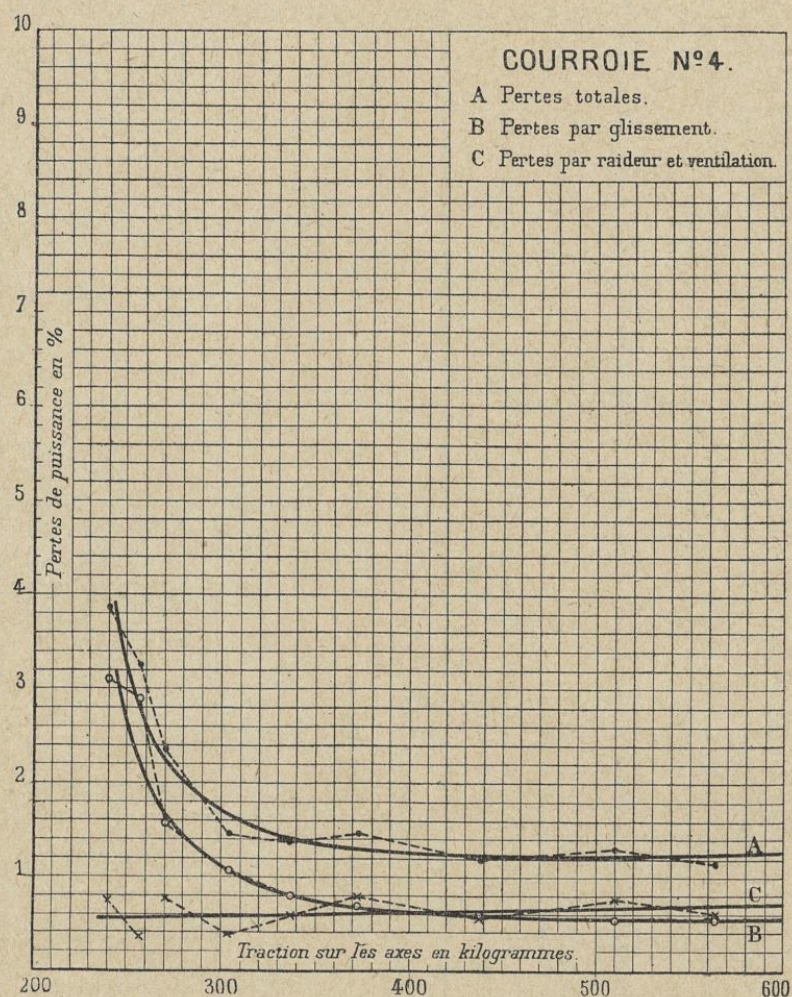
Epaisseur : 8 mm. ($4 + 4$).

Poids de l'unité de longueur : 0 k. 730.

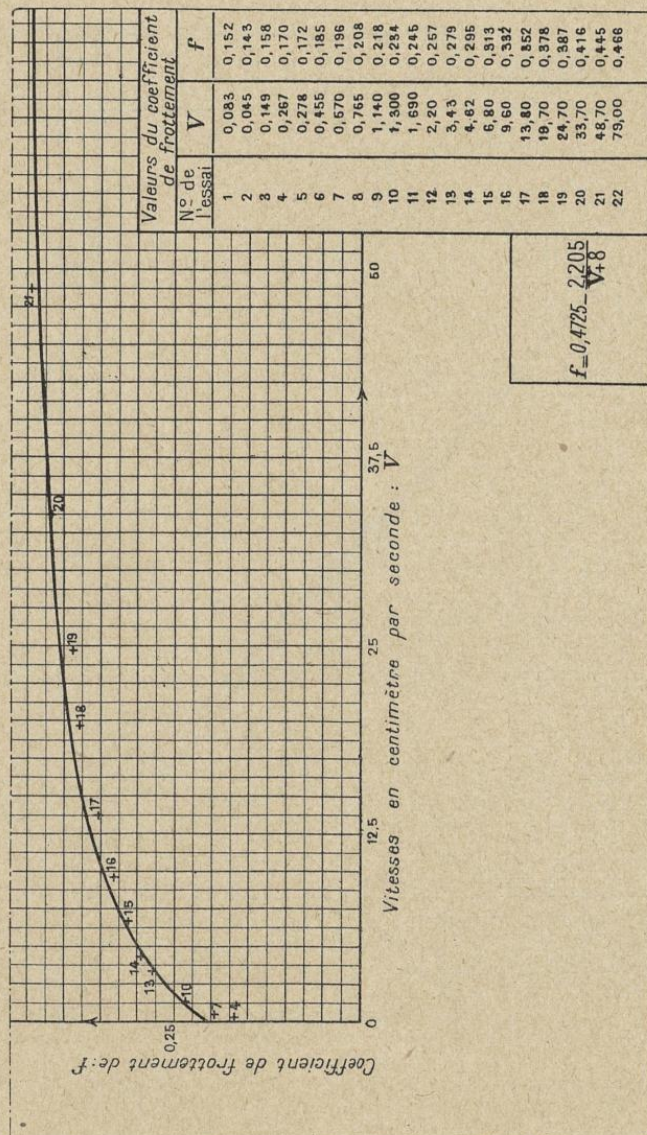
Détails particuliers. — Cette cotteiro a été avant mise en service renourrie par une certaine composition. Résistance à la rupture : 4 k. 500 par mm².

COURROIE N° 4 (brin conduit en dessus)

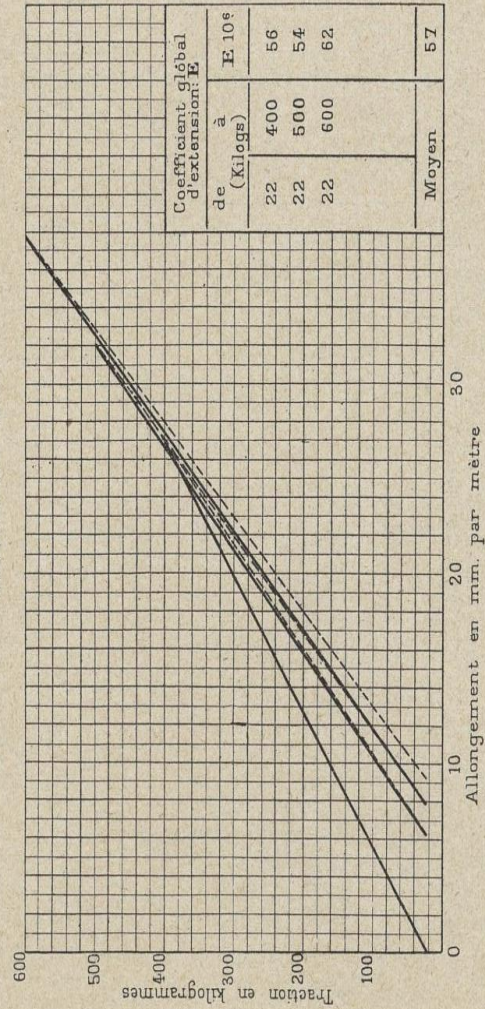
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Arc embras- sé en radians	Indica- tion du dynamo- mètre = D = $\frac{2}{\pi} \frac{Pr^2}{t}$	Traction des roues = T = $\frac{2}{\pi} \frac{Pr^2}{t}$
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	totale		par gils- sement en 0/0	par raideur, ventila- tion en 0/0	Flèche en m/m			
							en chevaux	en 0/0						
1	901,5	896,5	5	0,555	37,875	37,65	47,67	47,12	0,55	1,15	0,55	0,60	292	584
2	905	900	5	0,532	38,25	37,35	48,52	47,08	0,64	1,32	0,55	0,77	255	510
3	905	900	5	0,516	38,40	37,65	48,52	47,32	0,57	1,32	0,61	0,57	249	498
4	915	905	5	0,500	38,40	38,15	49,32	48,32	0,73	1,49	0,71	0,78	186	372
5	920	912,5	7,5	0,845	38,40	38,15	49,32	48,32	0,73	1,49	0,81	0,59	168	336
6	916,5	905,5	40	4,09	38,40	38,25	49,13	48,40	0,73	1,49	0,71	0,50	135	270
7	915	900,5	44,5	4,58	38,25	37,95	48,86	47,71	1,45	5,33	1,48	0,72	155	310
8	920	894,5	28,5	3,40	38,10	37,80	48,93	47,04	1,89	5,86	3,40	0,75	135	270
9	917	890,5	26,5	2,89	37,875	37,725	48,48	46,90	1,58	3,95	2,89	0,37	128,25	256,5

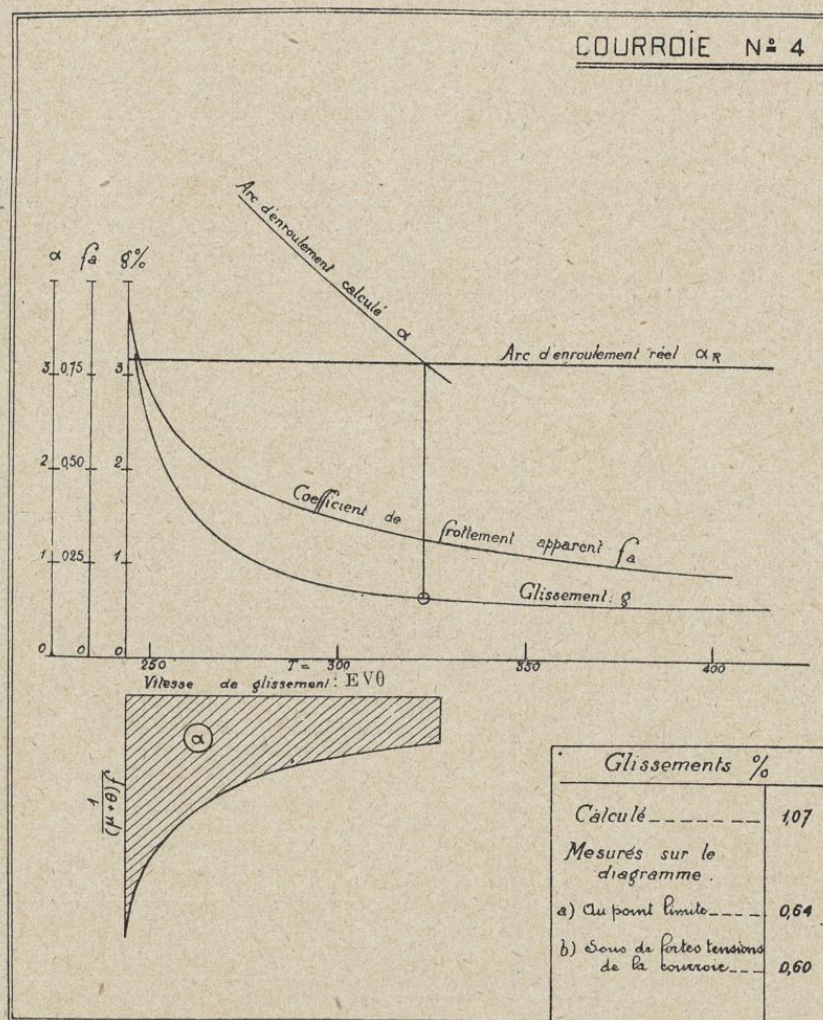


COURROIE N° 4



COURROIE N° 4.





39.

COURROIE N° 5.

Matériau. — La courroie est formée d'un tissu de coton replié plusieurs fois sur lui-même et dont les plis sont collés entre eux au moyen d'une gomme imperméable.

Constitution de la courroie. — Cette courroie est continue et formée de cinq plis ou épaisseurs.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

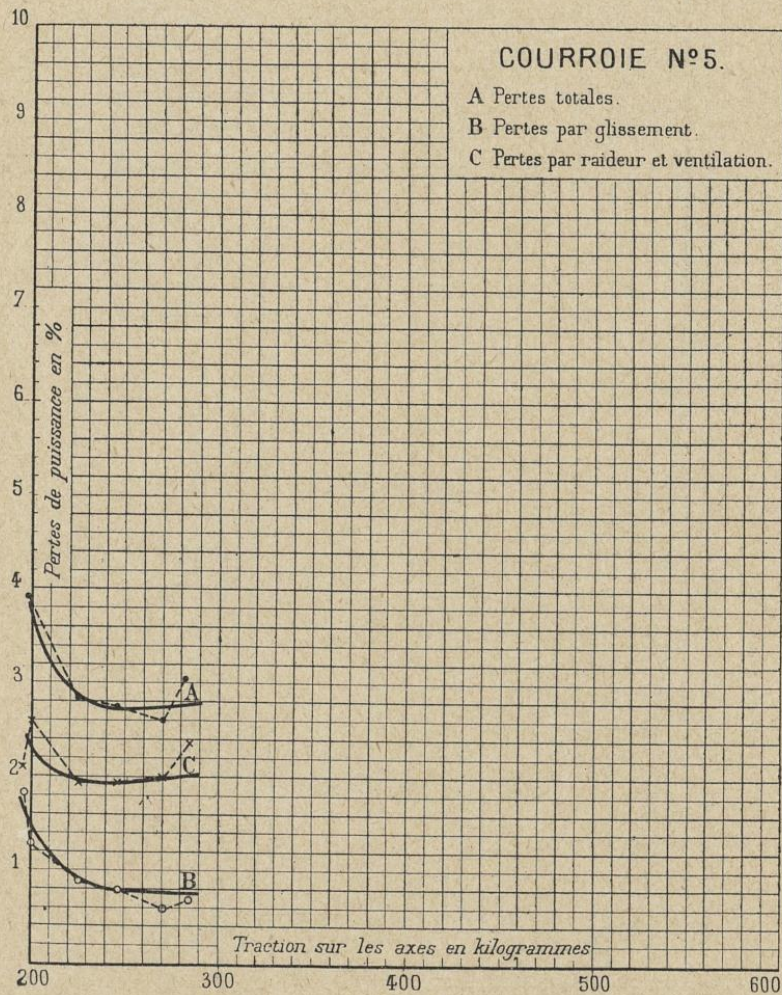
Largeur de la courroie : 415 mm.

Épaisseur : 6 mm. 7.

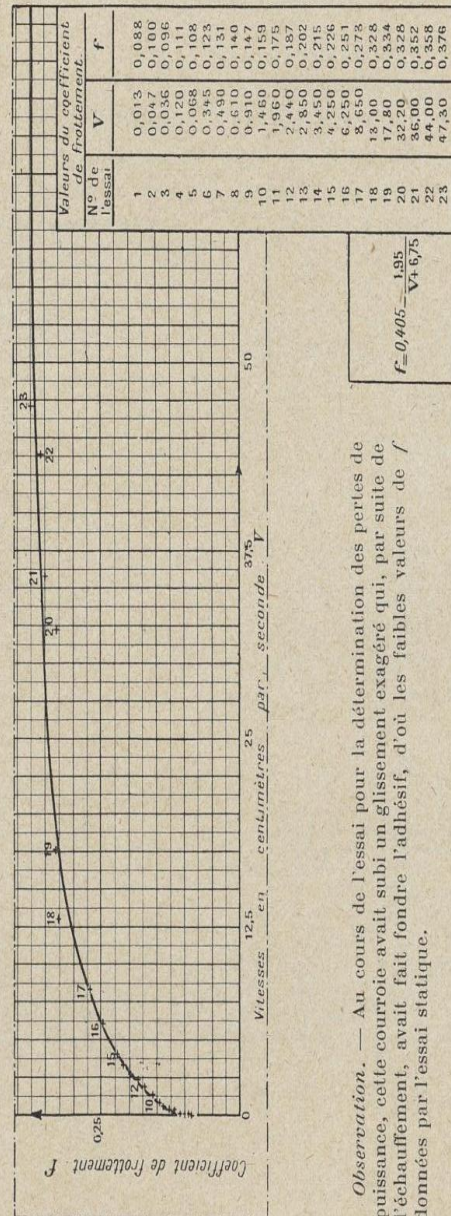
Poids de l'unité de longueur de la courroie : 0 k. 833.

COURROIE N° 5 (brin conduit en dessus)

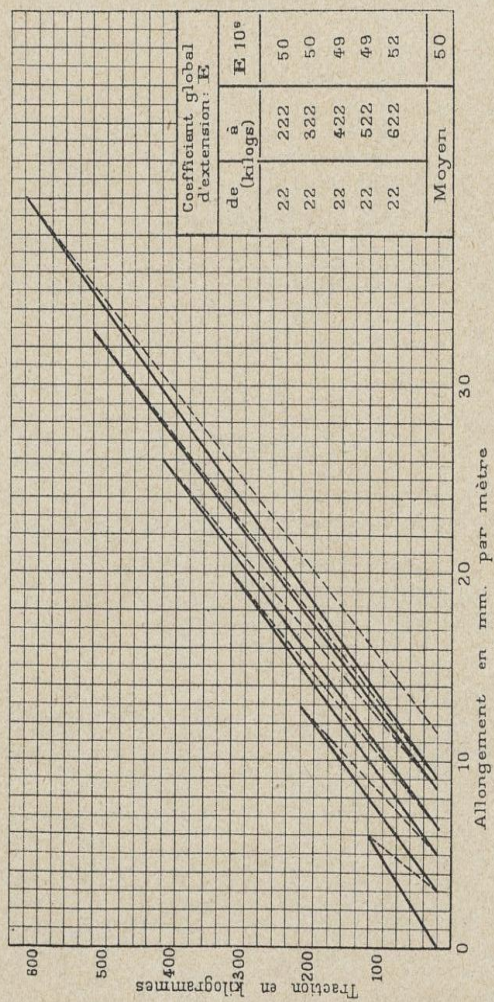
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Flèche en m/m	Arc d'enrou- lement en radians	Indica- tion du diamètre = D kgs	Traction sur les poulies $T = \frac{2D}{2D+L} \frac{g}{g}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	en 0/0	par glis- sement en 0/0	par raideur, ventila- tion en 0/0			
1	948	944,5	6,5	0,686	37,65	36,75	49,83	48,30	1,53	3,07	2,36	45	441,5	283
2	946,5	940,5	6	0,634	37,80	37,05	49,95	48,64	1,31	2,62	1,99	25	435	270
3	950	942,5	7,5	0,789	38,25	37,50	50,73	49,34	1,39	2,74	1,95	35	423	246
4	947	938,5	8,5	0,898	38,25	37,50	50,37	49,13	1,44	2,85	1,95	50	412,75	235,5
5	946,5	934,5	12	1,27	38,25	37,245	50,54	48,59	1,95	3,86	2,59	100	99,5	499
6	934	917	17	1,82	38,925	38,10	50,75	48,77	1,98	3,90	2,08	190	98,25	496,5

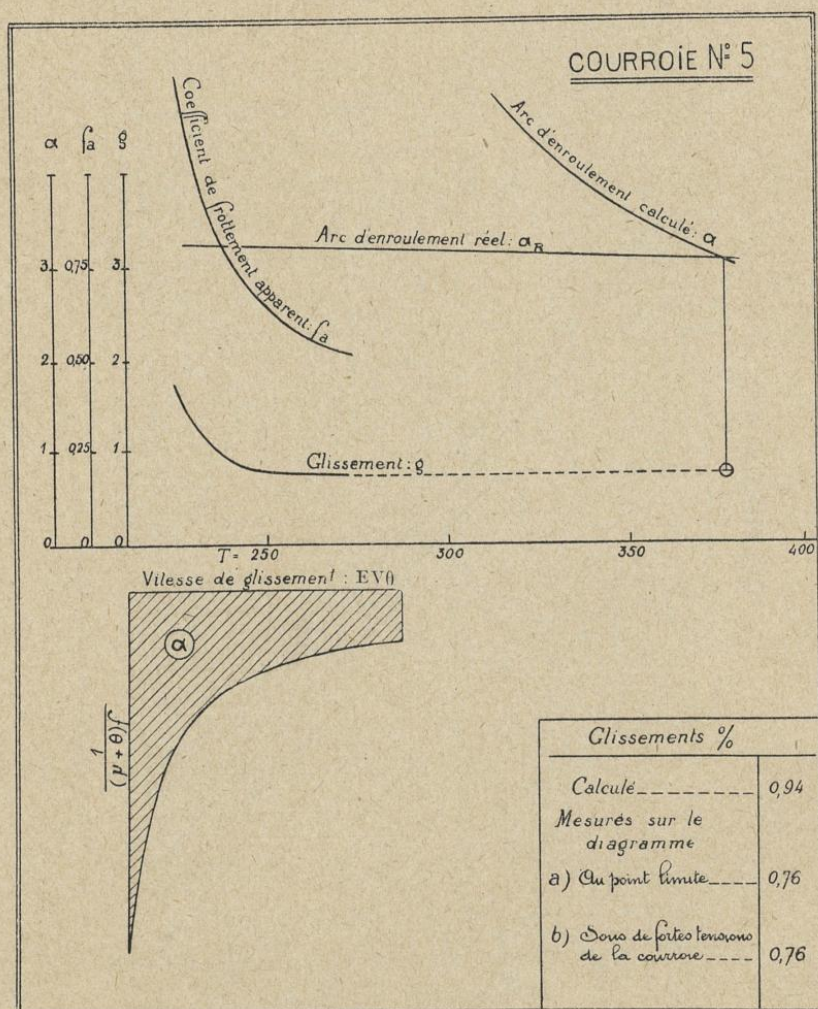


COURROIE N° 5

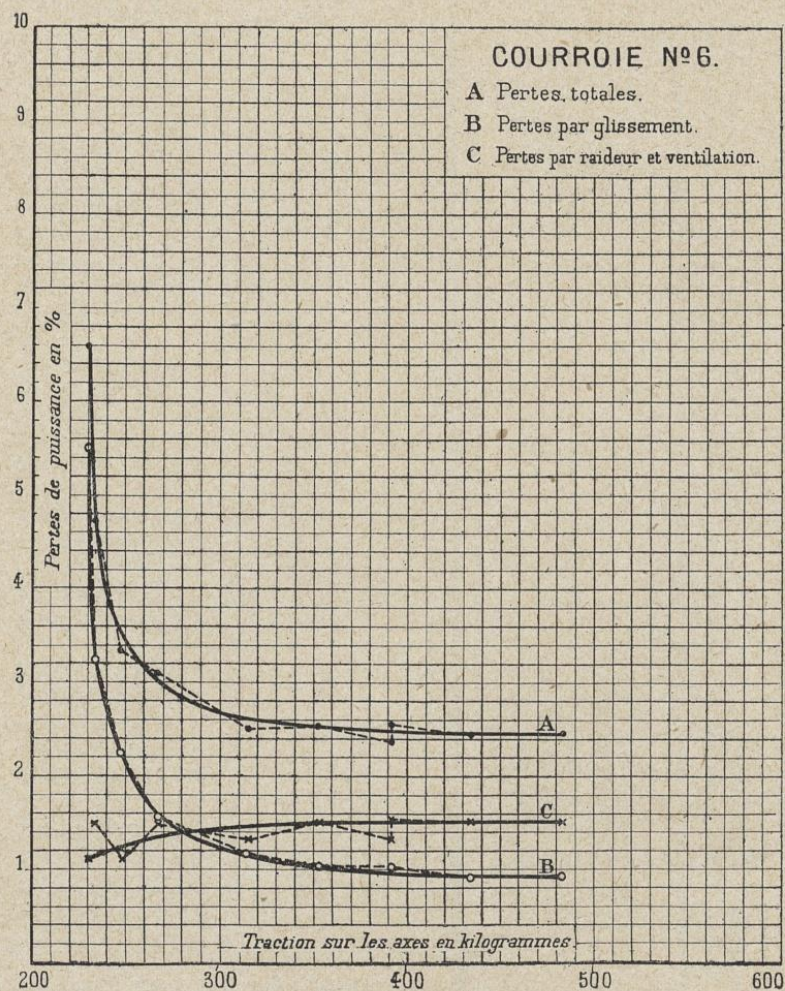


COURROIE N° 5.

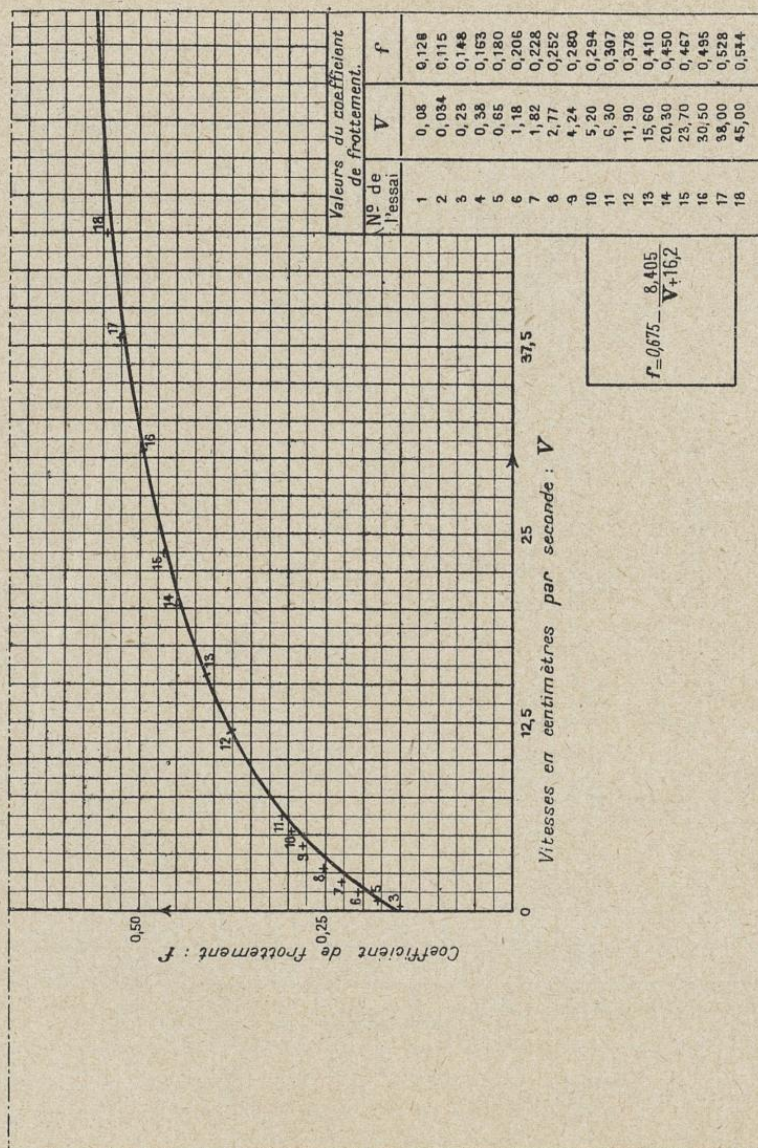


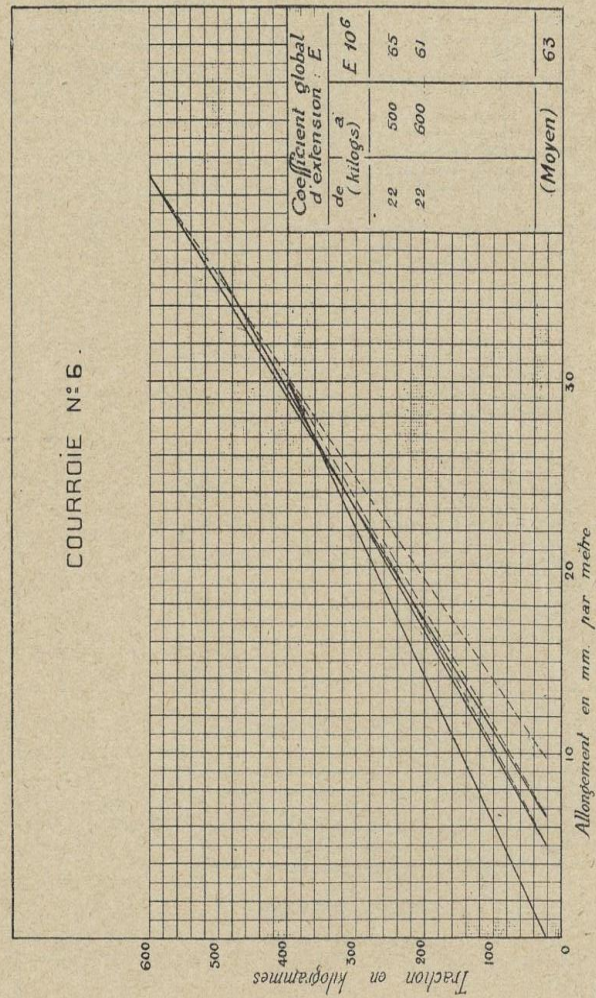


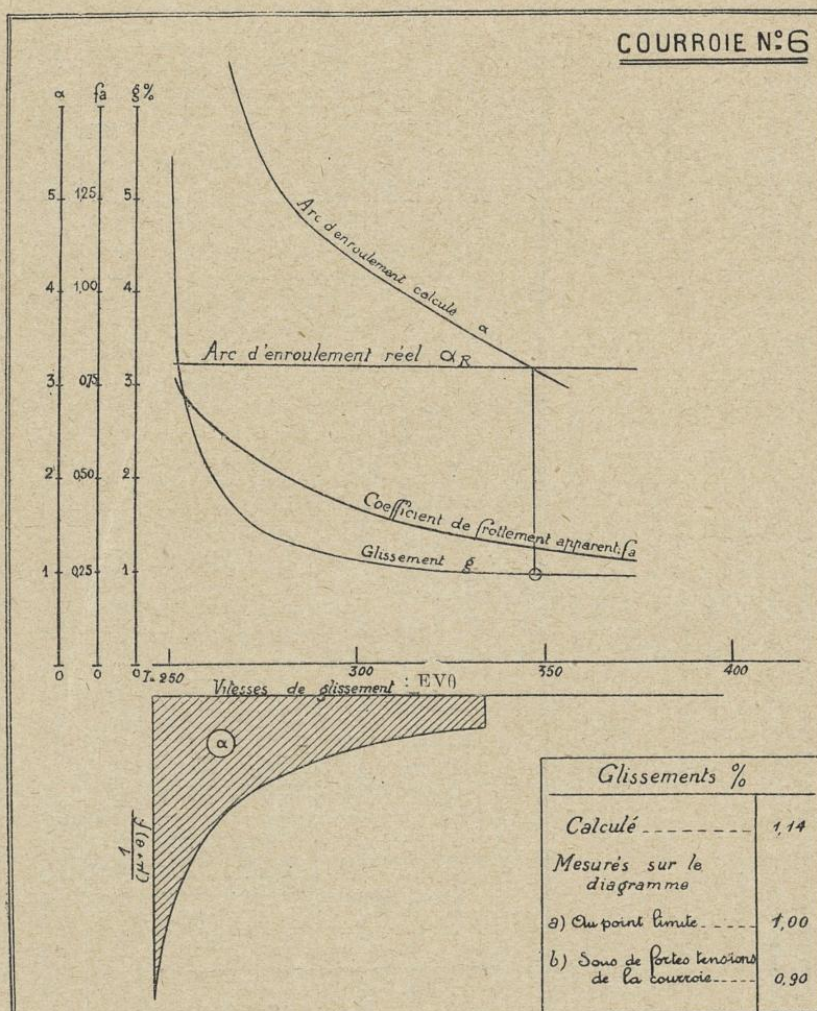
N. B. — Voir observation page 76.



COURROIE N° 6







61. COURROIE N° 7.
Mêmes caractéristiques que la courroie n° 6, sauf l'épaisseur de la bande de traction et par conséquent son poids.
Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille sur les bandes d'adhérence, le brin conduit en dessus.

Bande de traction :

Largeur : 425 mm.

Épaisseur : 5 mm.

Bandes d'adhérence :

Largeur : 20 mm.

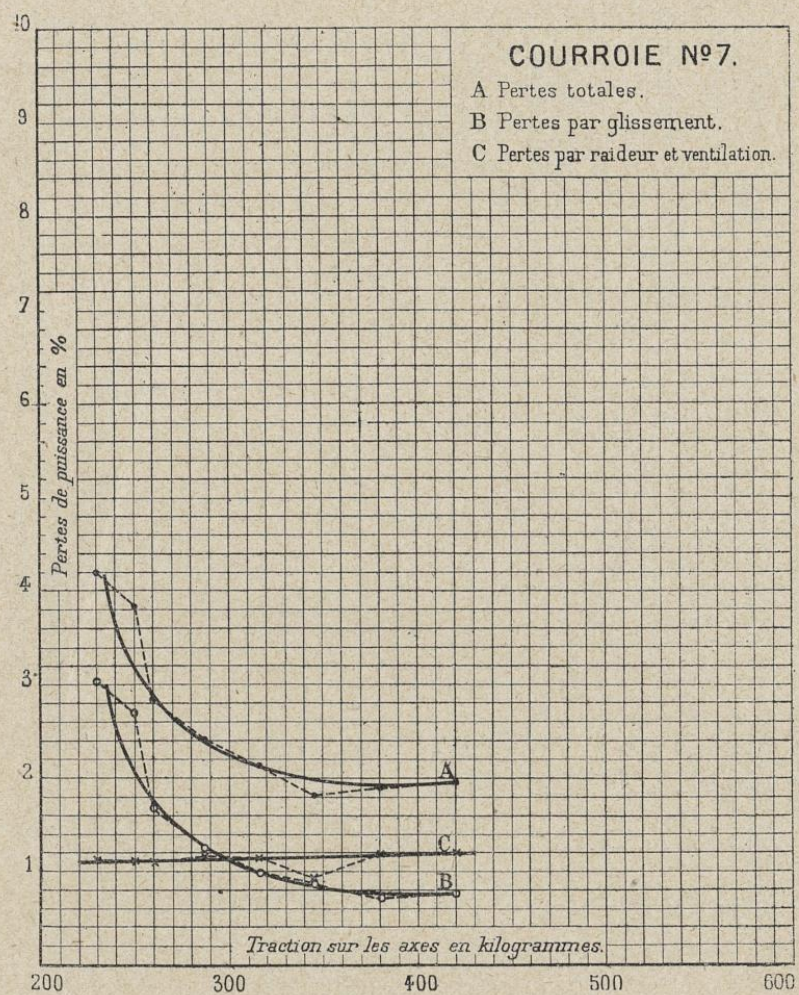
Épaisseur : 3 mm.

Distance entre les rivets : 50 à 55 mm.

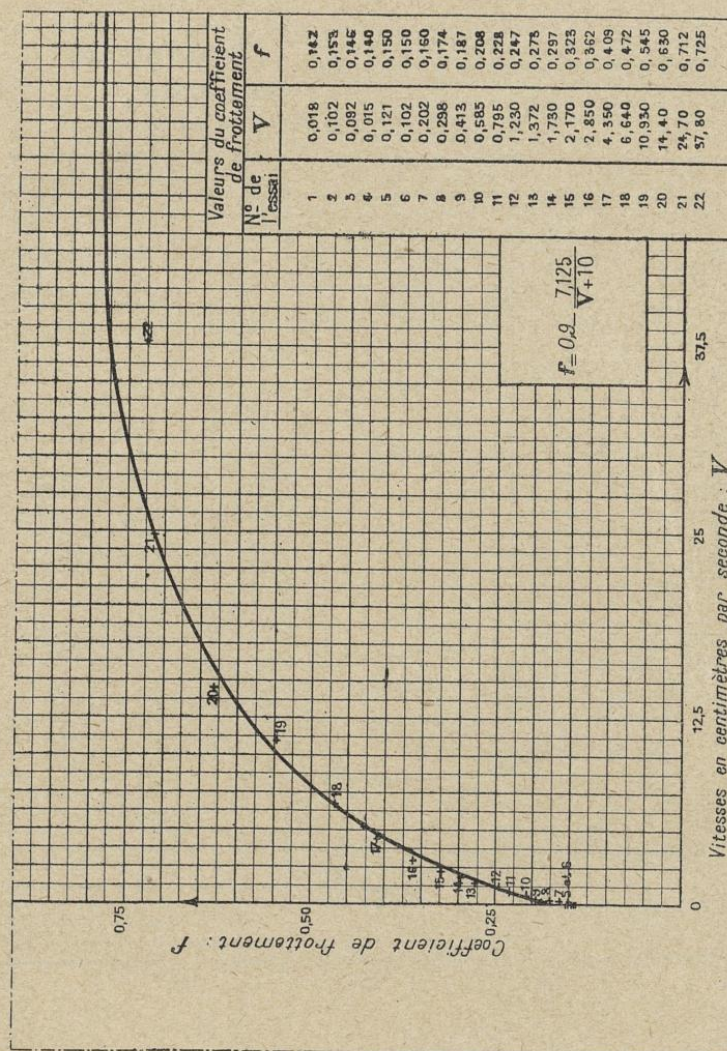
COURROIE N° 7 (brin conduit en dessus)														
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Flèche en m/m	Arc embrasé en radians	Indica- tion du dynamomètre = D kgs	Traction sur les axes $\frac{2D}{1} + \frac{g}{2}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale en chevaux	0/0				
1	906	899	7	0,773	37,95	37,50	48	47,06	0,94	4,96	40	3,45	240,5	421
2	909	902,5	6,5	0,745	38,25	37,80	48,54	47,62	0,92	4,90	44	3,45	190,5	381
3	924	916	8	0,866	38,85	38,475	50,44	49,20	0,91	4,82	48	3,46	172,5	345
4	922	913	9	0,976	39	38,55	50,20	49,43	1,07	2,43	26	3,47	158	316
5	919,5	908	11,5	1,251	38,85	38,40	49,87	48,67	1,20	2,41	34	3,47	143,5	287
6	917,5	902	15,5	1,689	38,85	38,40	49,76	48,35	1,41	2,83	64	3,20	129,5	259
7	922	897	25	2,714	38,85	38,40	50	48,08	1,92	3,84	65	3,20	125	250
8	La courroie par suite de la fusion du suif en excès glisse irrégulièrement et assez fortement.													230
8 bis	918	890	28	3,050	38,25	37,80	49,02	49,96	2,06	4,20	87	3,22	115	230

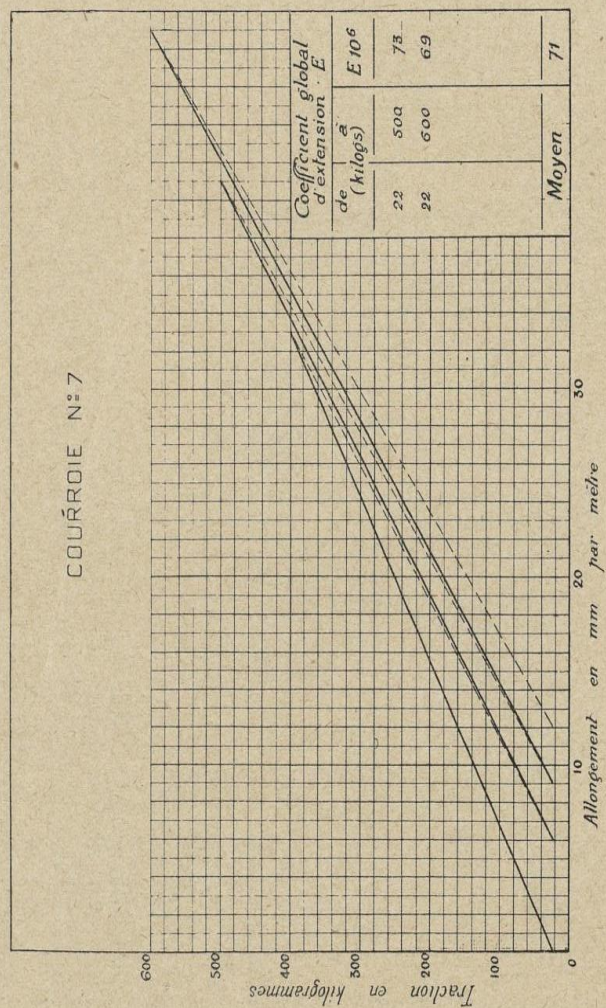
Avant l'essai la courroie avait fonctionné pendant 9 heures environ avec une tension totale de 400 kgs environ et une puissance transmise de 6 à 8 chevaux, puis pendant une heure environ avec même tension et 50 chevaux. Pendant ce temps elle avait été abondamment suifiée.

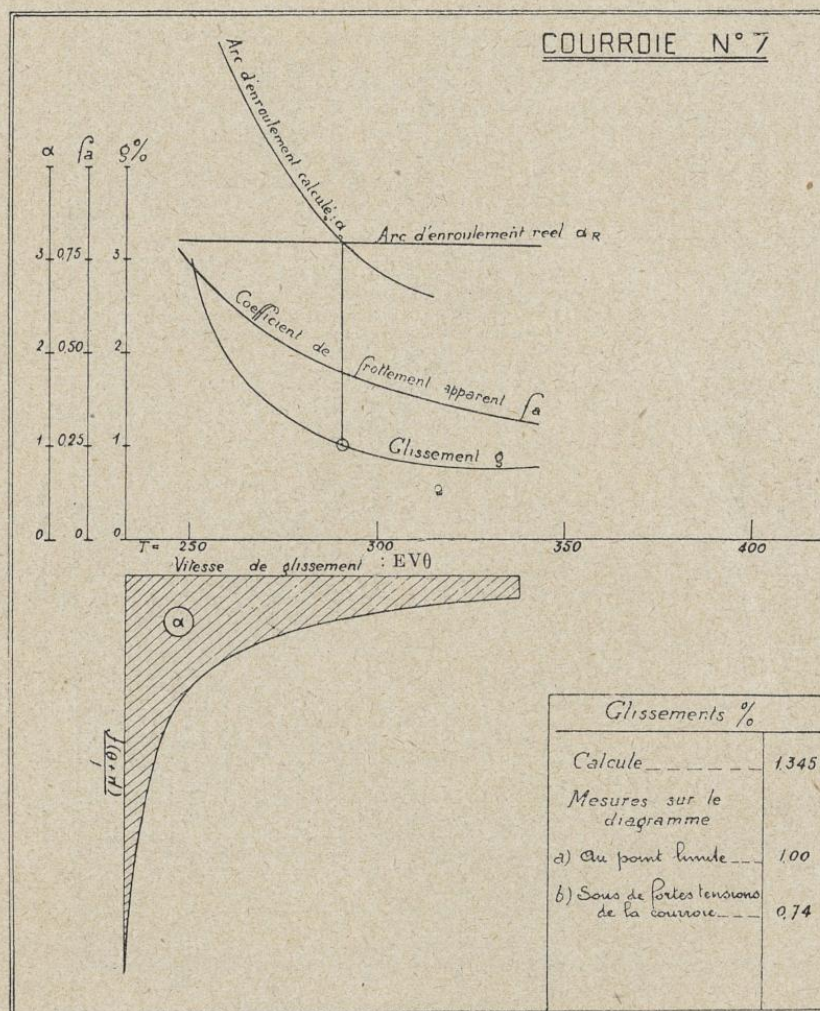
Avant l'essai la courroie avait fonctionné pendant 9 heures environ avec une tension totale de 400 kgs environ et une puissance transmise de 6 à 8 chevaux, puis pendant une heure environ avec même tension et 50 chevaux. Pendant ce temps elle avait été abondamment sulfée.



COURROIE N° 7







62.

COURROIE N° 8.

Matériau. — Cuir de buffle, tannage minéral (4 bain à l'alun de chrome), corroyé à l'émulsion de dégras : huile de poisson, suif et savon.

Constitution de la courroie. — La courroie, sans fin, est formée de 20 bandes de cuir chromé travaillant sur champ. Ces bandes sont réparties en quatre groupes de 5 ; des rivets spéciaux en métal assemblent entre elles les bandes de chaque groupe et réunissent les groupes entre eux ; des rondelles de cuir chromé portées par les rivets maintiennent les groupes écartés les uns des autres.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

Largeur moyenne des bandes : 5 mm.

Épaisseur des bandes et de la courroie : 43 mm.

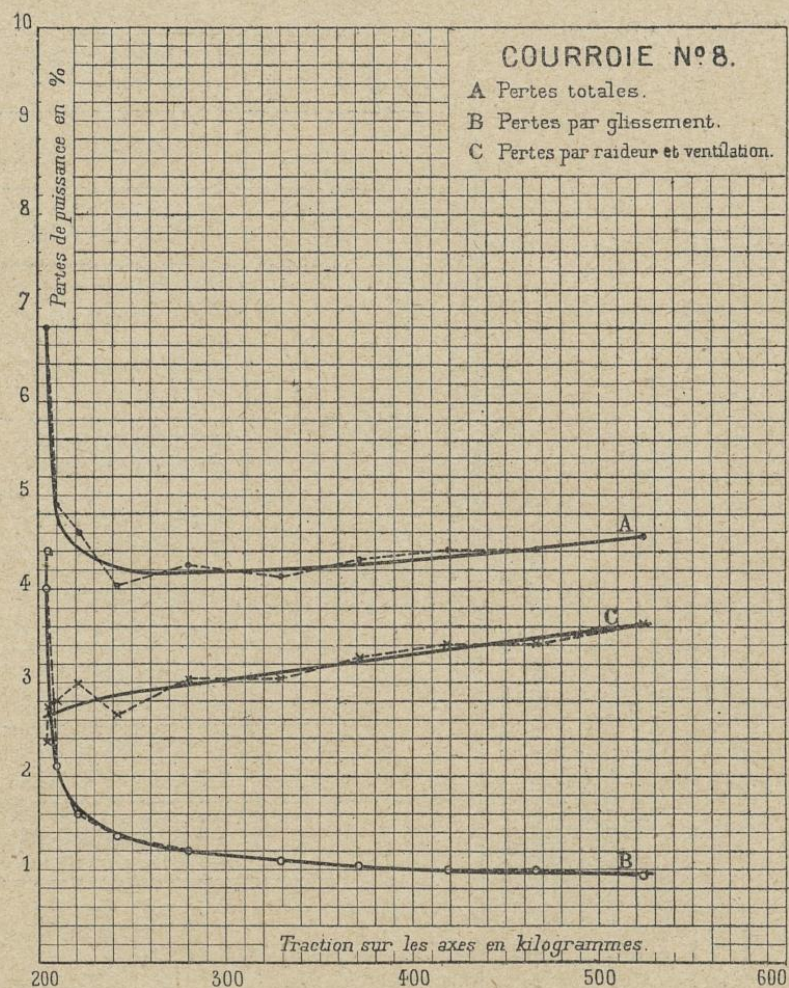
Largeur de la courroie : 420 mm.

Intervalle entre les groupes : 7 mm.

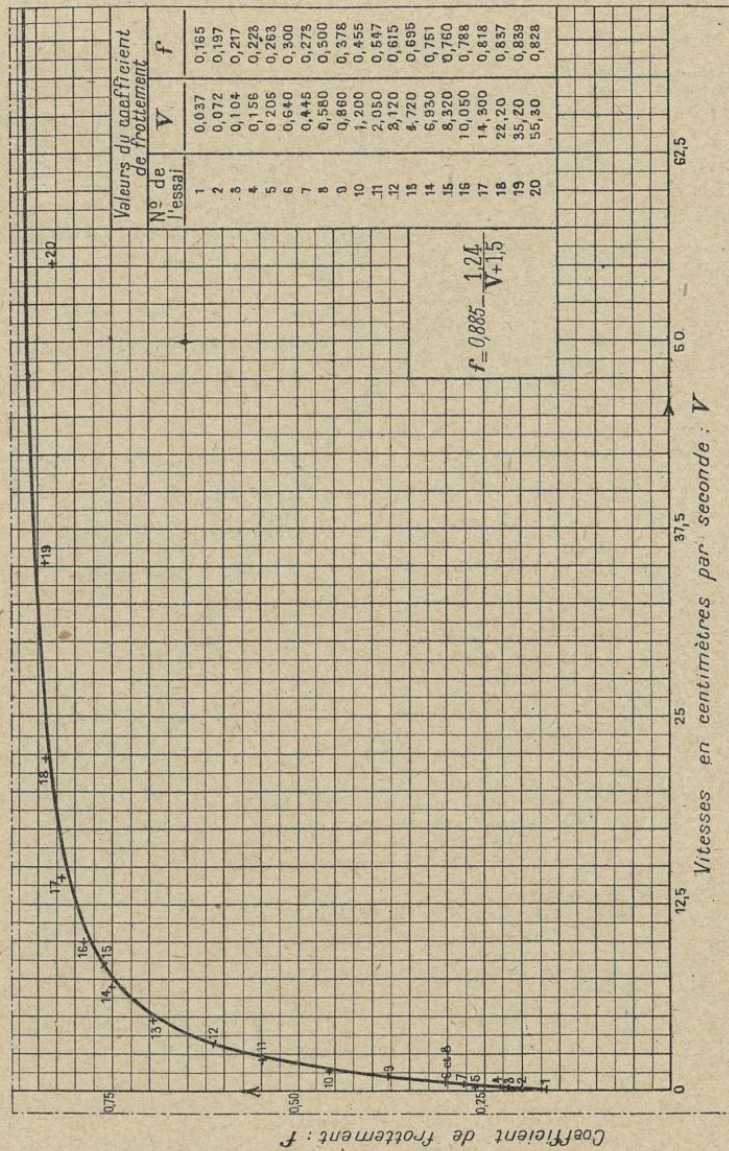
Poids de l'unité de longueur de la courroie : 1 kg. 636.

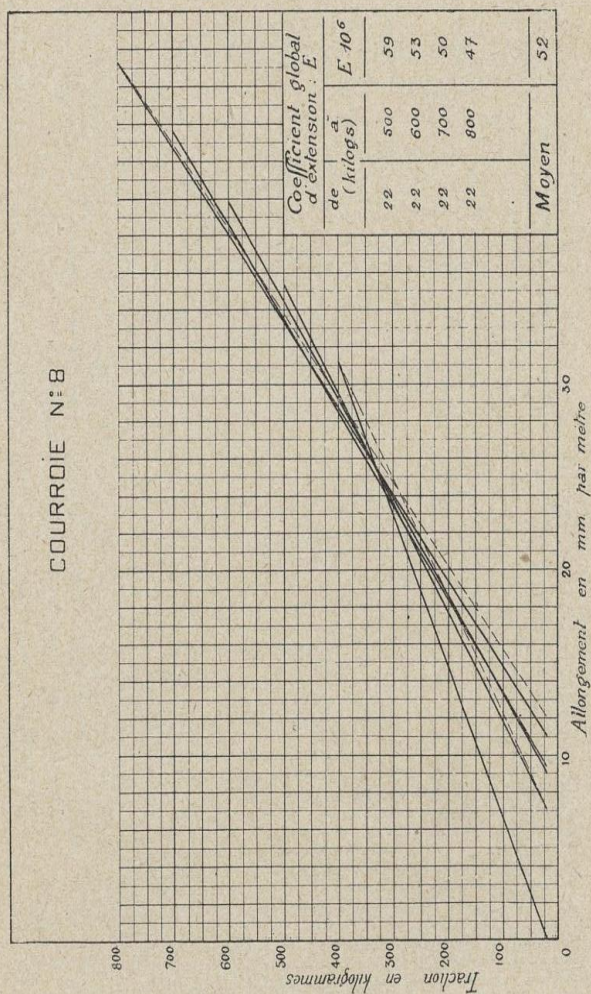
Détail particulier. — Nourrie avant emploi par produit et suivant procédé spéciaux.

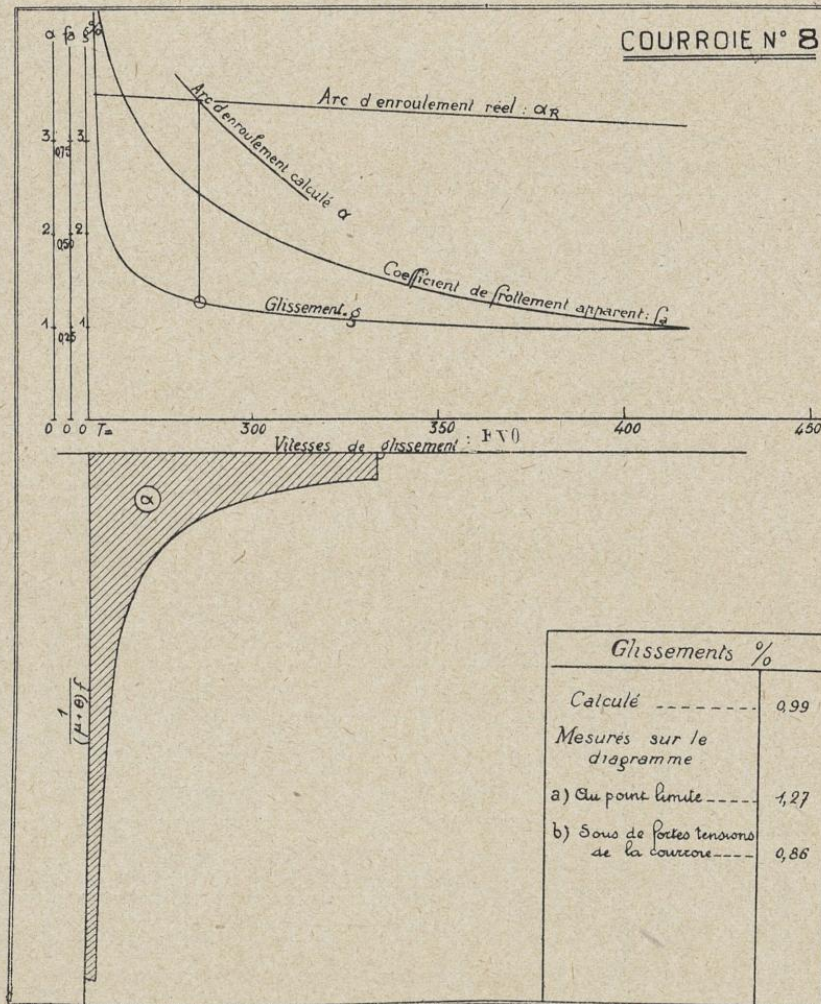
COURROIE N° 8 (brin conduit en dessus)																
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc embras- sé en radians	Indica- tion du dynamo- mètre = D = $\frac{2D}{g}$ kgs	Traction sur les axes $\frac{2D}{g}$ = $\frac{2D}{g}$ kgs	
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	totale	par glis- sement en 0/0					par ventila- tion en 0/0
1	909,5	901	8,5	0,935	39	37,375	49,52	47,26	2,26	4,56	0,93	3,63	3,15	262	524	
2	908,5	892,5	9	0,998	38,85	37,65	49,50	47,40	2,18	4,42	0,99	3,43	3,15	233,5	467	
3	910,5	900,5	9,5	1,044	38,625	37,35	49,67	46,95	2,18	4,32	1,00	3,28	3,15	209,5	434	
4	912	902	10	1,096	39	37,80	49,65	47,60	2,12	4,26	1,00	3,03	3,16	186,5	379	
5	910	899	11	1,209	38,85	37,65	49,52	47,25	2,05	4,13	1,40	3,03	3,16	140,5	339,5	
6	913	900,5	12,5	1,369	38,85	37,80	49,52	47,25	2,10	4,26	1,21	3,05	3,18	140,5	284	
7	907	892,5	14,5	1,599	39,30	38,40	49,76	47,47	2,29	4,60	1,60	3,00	3,22	124,5	222,5	
8	905	886	19	2,099	39,375	38,25	49,75	47,34	2,29	4,60	1,60	3,00	3,22	105	210	
9	910,5	874	36,5	4,01	39,375	38,25	50,05	46,67	2,44	4,90	2,40	2,80	3,33	102,5	205	
10	909,5	869,5	40	4,40	39,225	38,25	49,80	46,43	3,37	6,77	4,40	2,37	3,51	102,5	205	



COURROIE N° 8







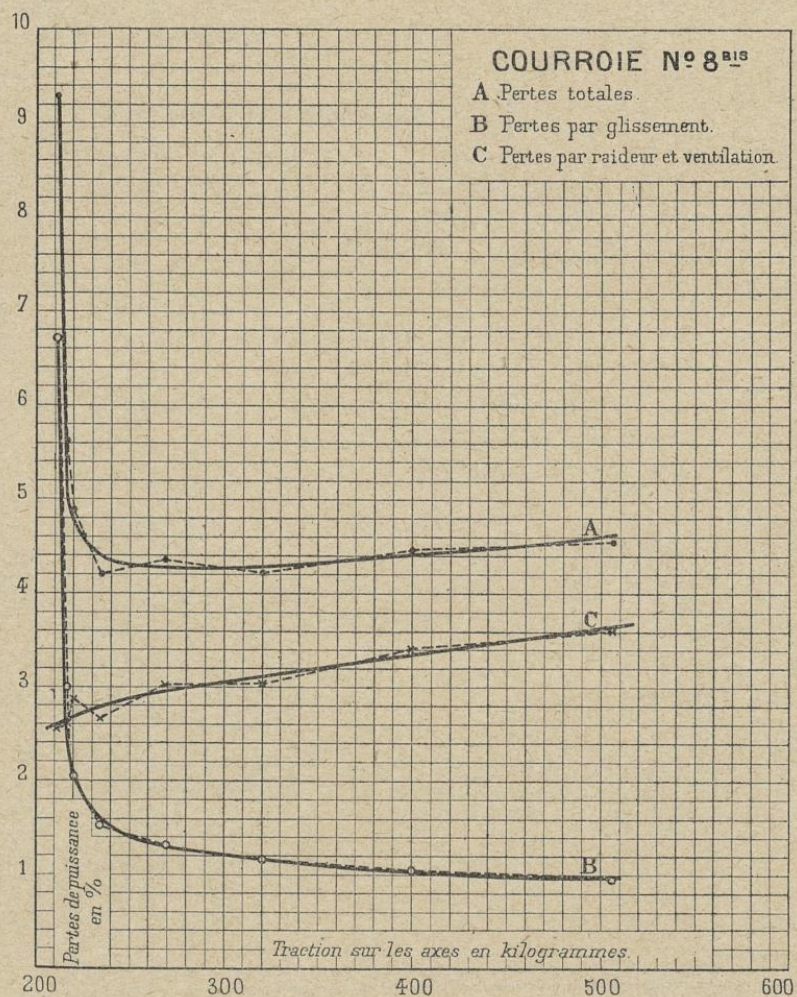
63.

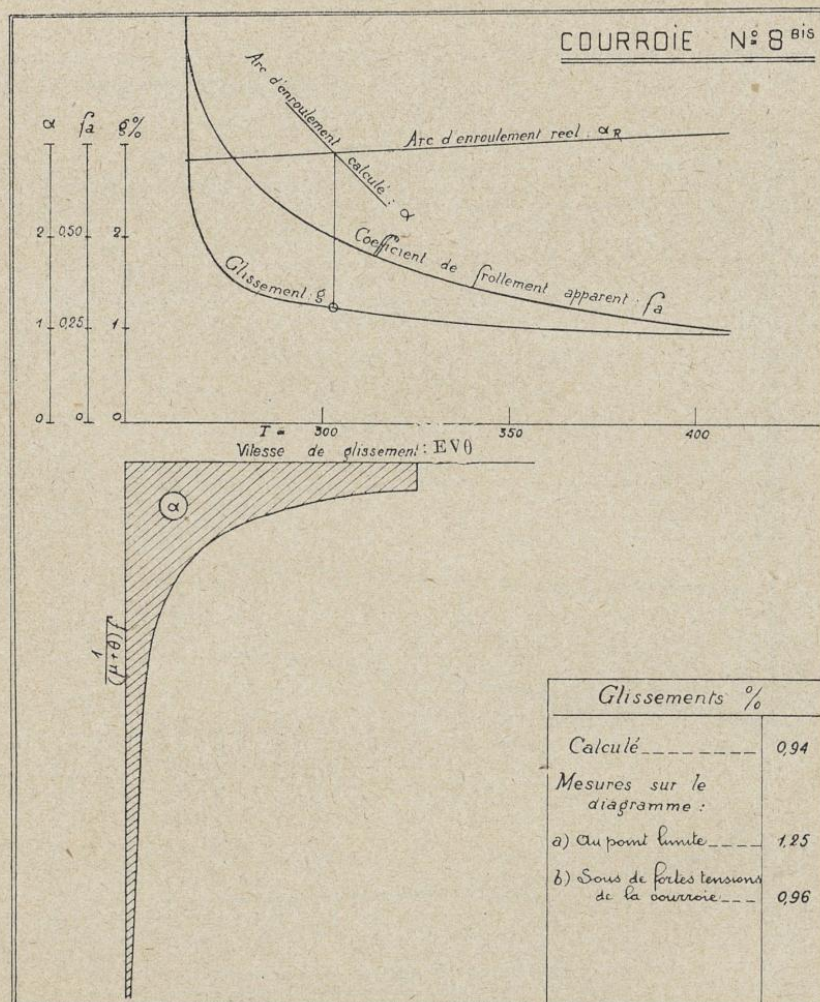
COURROIE N° 8 bis.

Même courroie que le n° 8, mais travaillant le brin conduit en dessous.

Les diagrammes nos 4 et 5 de cette courroie sont les mêmes que ceux de la courroie n° 8. Voir ces diagrammes pages 91 et 92.

COURROIE N° 8 bis (brin conduit en dessous)												
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Arc d'enrou- lement en radians
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glis- sement en 0/0	par ven- tila- tion en 0/0	
1	947	938	9	0,030	39,45	37,723	51,76	49,40	2,36	0,95	3,61	7
2	940	930	40	1,064	39,15	37,80	51,37	49,07	2,30	1,06	3,42	26
3	930,5	919,5	44	1,182	39	37,80	50,66	48,52	2,44	1,18	3,04	44
4	947	905	42	1,309	39	37,80	49,93	47,76	2,17	1,31	3,04	73
5	915	901	14	1,530	39	37,95	49,82	47,73	2,09	1,53	2,67	443
6	942	893,5	18,5	2,029	38,625	37,50	49,18	46,77	2,41	2,03	2,87	211
7	913	885,5	27,5	3,01	39	37,95	49,71	46,91	2,80	3,01	2,62	280
8	914	852,5	61,5	6,73	38,10	37,05	48,61	44,03	4,52	6,73	2,57	324
										Indica- tion du dynamomètre = $D \frac{2\pi r^2}{g}$ kgs		Traction sur les axes = $\frac{D}{2\pi r^2} \frac{g}{g}$ kgs
										233,5		507
										200		400
										160,75		321,5
										134,5		269
										117,5		235
										110,25		220,5
										106,5		213
										110		220
										106		212





64.

COURROIE N° 9.

Matière. — Cuir de buffle traité au chrome (4 bain à l'alun de chrome) et corroyé à l'émulsion de dégras : huile de poisson, suif et savon.

Constitution de la courroie. — Cette courroie, sans fin, est formée de 16 bandes de cuir chromé travaillant sur champ. Ces bandes sont disposées en quatre groupes de 4 ; des rivets spéciaux en métal assemblent entre elles les bandes de chaque groupe et réunissent les groupes entre eux ; des rondelles de cuir chromé portées par les rivets maintiennent les groupes écartés les uns des autres.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

Largueur des bandes : 5 mm.

Épaisseur des bandes et de la courroie : 16 à 17 mm.

Intervalle entre les groupes de bandes : 9 mm.

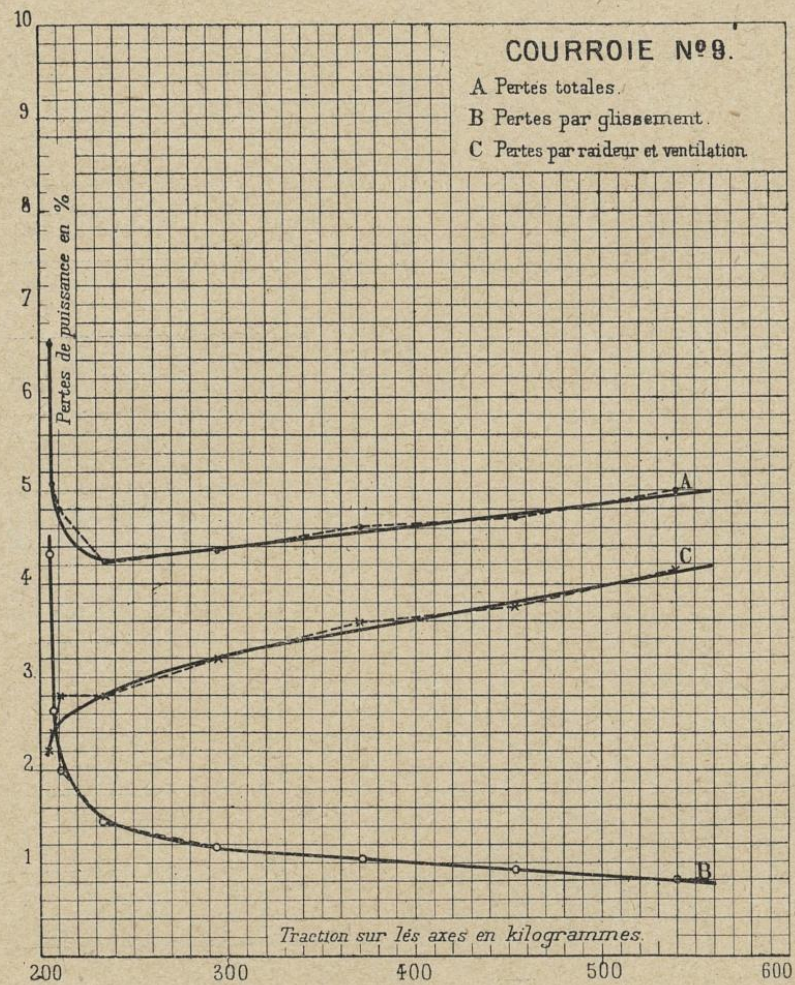
Largueur de la courroie : 110 mm.

Poids par unité de longueur : 1 kg. 500.

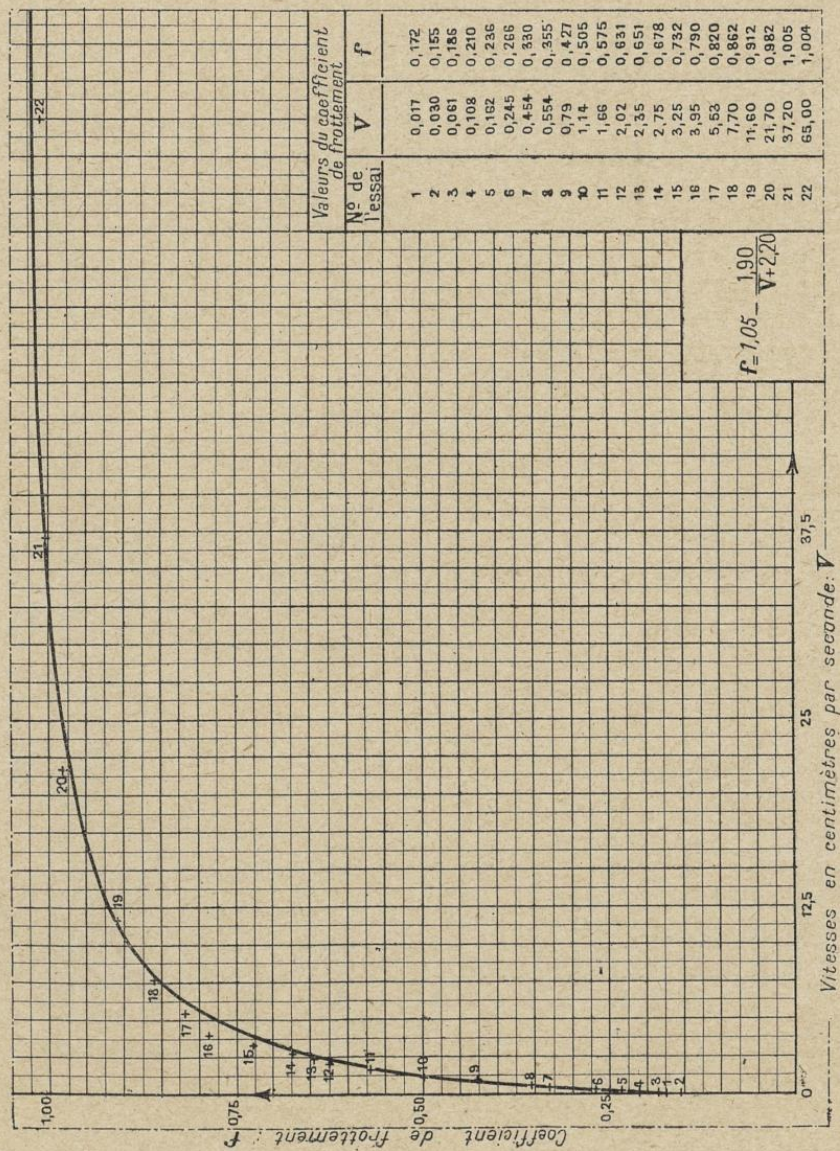
Détail particulier. — Nourrie avant emploi par produit et suivant procédé spéciaux.

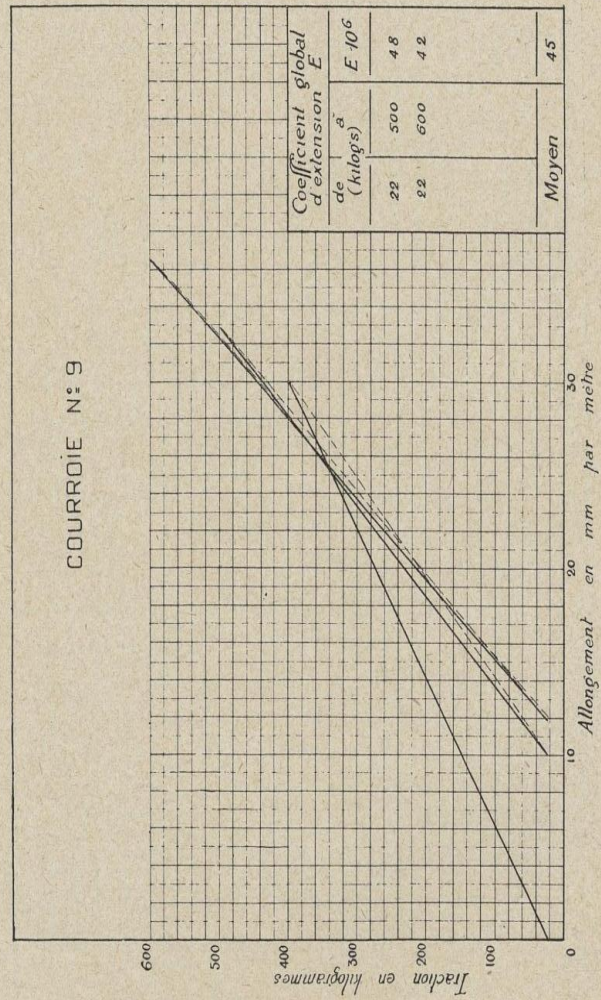
COURROIE N° 9 (brin conduit dessus)															
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc embrasé en radians	Inden- dymo- mètre = D kgs	Traction sur les axes $\frac{D}{2} = \frac{F}{2}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0 0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glis- sement en 0/0	par rati- on- ventila- tion en 0/0				
1	899,5	892	7,5	0,834	39	37,35	48,97	46,51	2,46	5,02	4,19	3,14	269	538	
2	906,5	898	8,5	0,938	39,30	37,80	49,73	47,39	2,34	4,71	3,77	3,15	227	454	
3	907,5	897,5	9,5	1,047	39,375	37,95	49,86	47,55	2,31	4,63	3,58	3,16	185,5	371	
4	907,5	897	10,5	1,157	39,225	37,95	49,69	47,52	2,17	4,37	3,21	3,18	147	294	
5	905,5	892	13	1,436	39,075	37,95	49,37	47,26	2,1	4,27	2,83	3,23	117,5	235	
6	905,5	887,5	18	1,988	39,225	38,10	49,58	47,20	2,38	4,80	2,81	3,32	105,5	211	
7	902	878	24	2,66	39,45	38,475	49,68	47,16	2,52	5,07	2,51	3,39	103	206	
8	907,5	868	39,5	4,55	39,30	38,40	49,79	46,53	2,26	6,55	2,50	3,47	102,5	205	

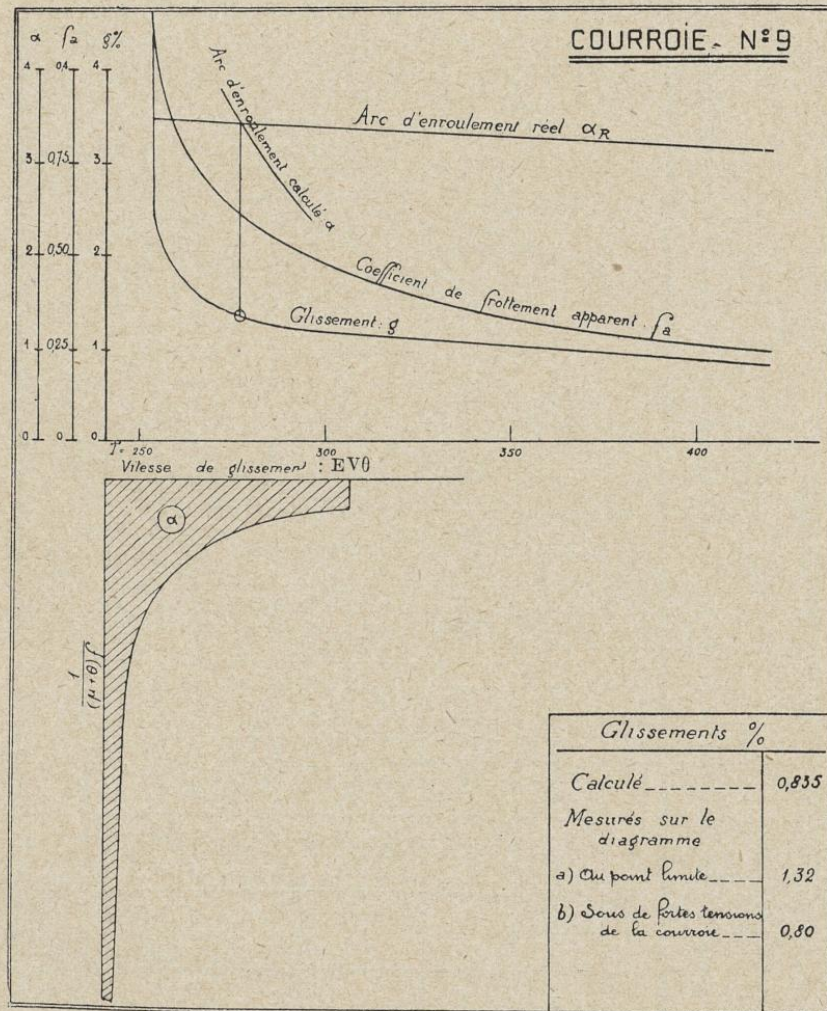
97



COURROIE N° 9







63.

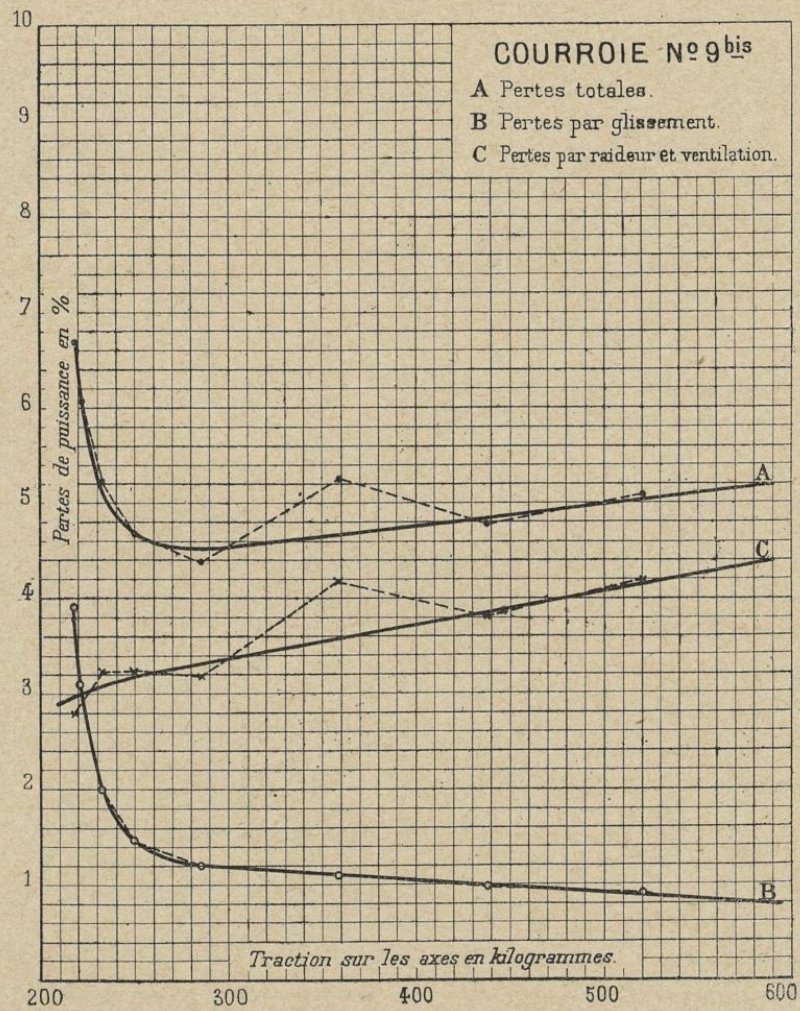
COURROIE N° 9 bis.

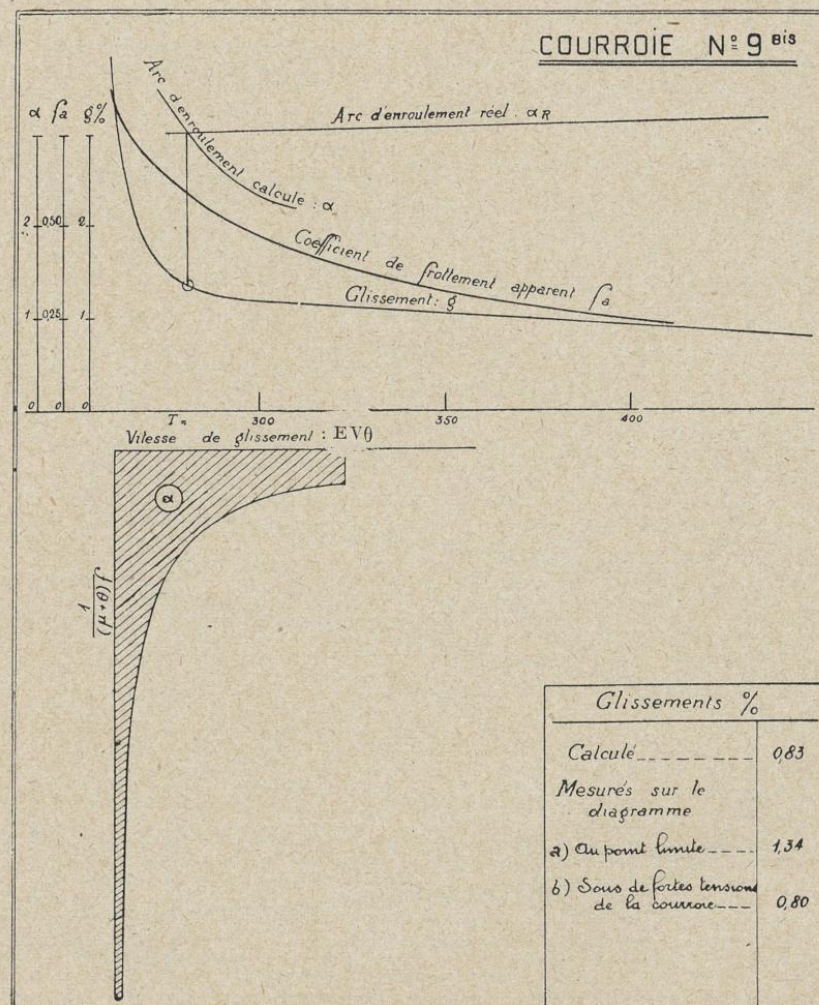
Même courroie que le n° 9, mais travaillant le brin conduit en dessous.

Les diagrammes nos 4 et 5 de cette courroie sont les mêmes que ceux de la courroie n° 9. Voir ces diagrammes pages 99 et 100.

N° des essais	COURROIE N° 9 bis (brin conduit en dessous)											
	Vitesses t/m		Glissement		Couples kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Flèche en m/m	Arc d'enroulement en radians
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale en chevaux	par glissement en 0/0		
1	929	920,5	8,5	0,915	39	37,35	50,58	48,00	2,58	5,40	4,49	9
2	933	924	9	0,965	39	37,50	50,80	48,37	2,43	4,78	3,82	49
3	923	943	10	1,083	39,45	37,50	50,45	47,80	2,65	5,25	4,47	30
4	926	945	11	1,188	39,375	38,10	50,90	48,67	2,23	4,38	3,49	67
5	927	943,5	13,5	1,456	38,925	37,65	50,37	48,01	2,36	4,69	3,23	124
6	924	905,5	18,5	2,002	38,775	37,50	50,02	47,40	2,62	5,24	3,24	177
7	922	893,5	28,5	3,09	38,85	37,65	50,00	46,96	3,04	6,08	2,99	231
8 (a)	918	882	36	3,92	38,775	37,65	49,69	46,36	3,33	6,70	2,78	252

(a) Léger battement du brin actif.





66.

COURROIE N° 10.

Matériau. — Tissue élastique formé d'une chaîne en poil de chameau et d'une trame en coton. Matelas en tissu de coton spongieux, de 4 toiles superposées, réunies par des fils de liège en coton formant coutures.

Constitution de la courroie. — La courroie comporte une bande de traction et un matelas. La bande de traction est composée de 4 toiles superposées, réunies par des fils de liège en coton formant coutures.

Le matelas, rainuré, garni la face en contact avec les poulies; il est tissé flou à même la bande de traction.

La courroie est renforcée, sur les bords, par des cordes de coton tressées destinées à la protéger dans le cas de frottement contre un corps dur (fourchette d'embrayage par exemple).

Après tissage, la courroie est imprégnée avec de l'huile de lin bouillie, séchée puis peinte avec du vernis au goudron.

La courroie est peu étirée en cours de fabrication. Les deux extrémités sont réunies par une agrafe métallique.

Mode d'emploi et dimensions de la courroie. — La courroie travaille le brin conduit en dessous.

Largeur de la courroie : 475 mm.
Épaisseur totale : 42 mm.
Épaisseur utile : 9 mm.

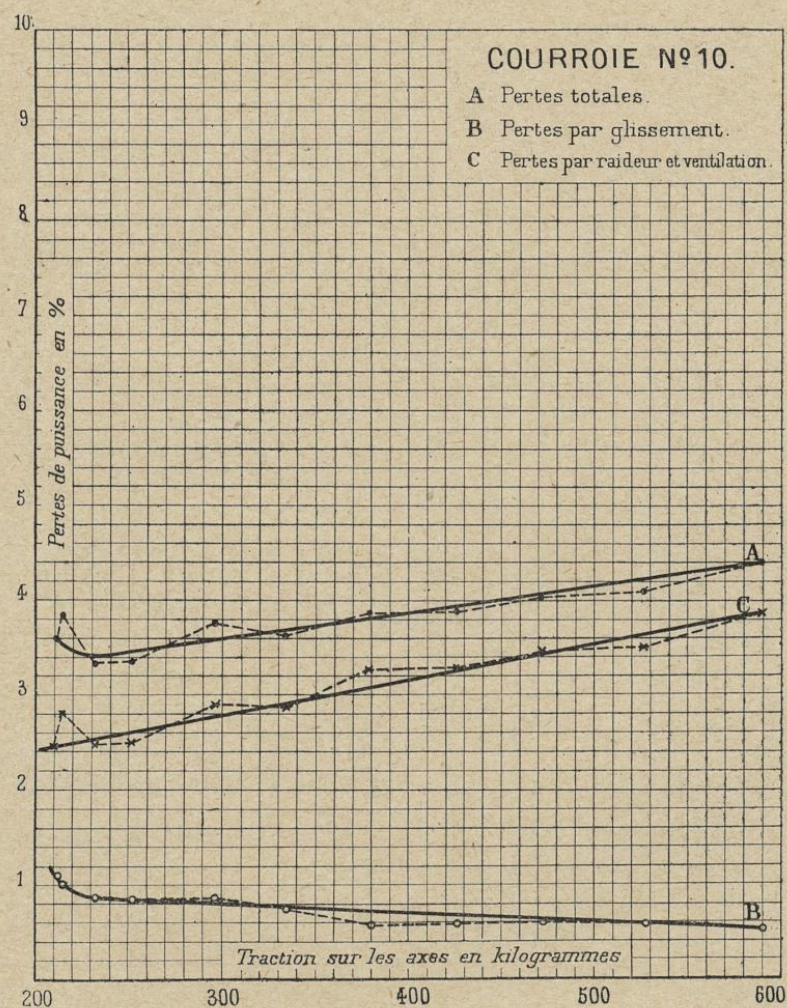
Le matelas est formé de 9 bandes de 43 mm. de largeur espacées de 5 mm.

Poids de l'unité de longueur de la courroie : 1 k. 713.

Remarques. — Pour cette courroie on n'a pu faire que l'essai de détermination des pertes de puissance. Voir § 53 (2°).

N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc embras- sé en radians	Indica- tion du dynamo- mètre = $D \frac{t + e}{2g}$ kgs	Traction sur les axes $\frac{D}{2} + \frac{t + e}{2g}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glis- sement en 0/0	par raideur, ventila- tion en 0/0				
1	926,5	924,5	5	0,540	38,70	37,32	50,05	47,35	2,20	4,40	3,86	4	3,45	205	500
2	933	925,5	5,5	0,532	38,40	37,65	50,80	47,75	2,05	4,04	3,51	4,3	3,45	203,5	527
3	933	928,5	5,5	0,589	39,40	37,65	50,80	48,75	2,05	4,04	3,51	4,3	3,45	206,5	472
4	933,5	928,5	5,5	0,589	38,70	37,425	50,45	48,48	1,95	3,87	3,28	25	3,46	213	426
5	936	930,5	5,5	0,588	38,625	37,35	50,47	48,52	1,95	3,86	3,27	25	3,46	489,5	379
6	924	917	7	0,758	38,775	37,65	50,02	48,20	4,82	3,64	2,88	34	3,47	167	334
7	926,5	918,5	8	0,863	38,475	37,35	49,76	47,89	4,87	3,76	2,90	40	3,48	148	296
8	928	920	8	0,862	38,70	37,725	50,44	48,45	4,69	3,37	2,54	70	3,20	126	252
9	928,5	916,5	8	0,865	38,85	37,875	50,86	48,90	4,68	3,35	2,48	106	3,24	116	232
10	927	917,5	9,5	4,025	39,30	38,175	50,86	48,90	4,96	3,85	2,82	207	3,33	107	214
11	928	917,5	10,5	4,131	39,075	38,10	50,62	48,80	4,82	3,60	2,47	265	3,39	106	212

105



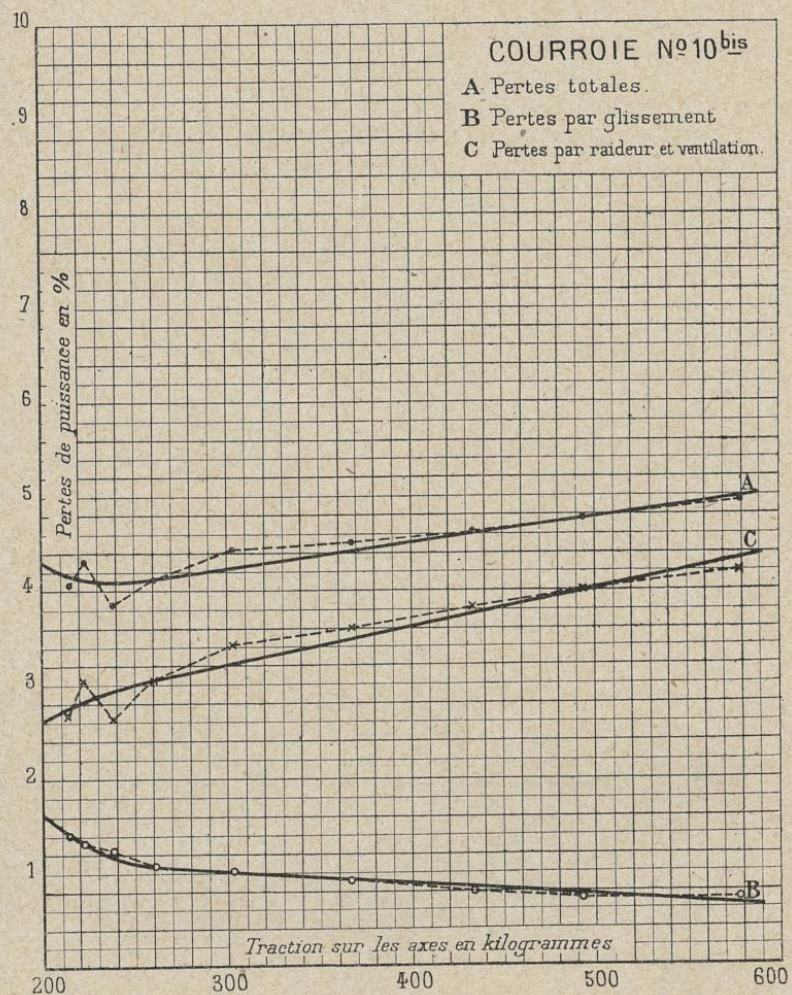
67.

COURROIE N° 10 bis.

Même courroie que le n° 10, mais travaillant le brin conduit en dessous.

Remarque. — Pour cette courroie on n'a pu faire que l'essai de détermination des pertes de puissance. Voir § 53 (2°).

GOURROIE N° 40 bis (brin conduit en dessous)																
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc d'enrou- lement en radians	Indica- tion du dynam- omètre = D kgs	Traction des axes $\frac{1}{2} D = \frac{T + D}{2}$ kgs	
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	totale	par glis- sement en 0/0					par radier, ventila- tion en 0/0
1	949,5	942,5	7	0,737	38,85	37,20	51,50	48,95	2,55	4,95	0,74	4,21	3	3,14	289	578
2	950	943	7	0,737	38,85	37,275	51,52	49,07	2,45	4,76	0,74	4,02	7	3,13	246,5	493
3	936	928,5	7,5	0,804	38,85	37,35	50,76	48,44	2,35	4,63	0,80	3,83	15	3,13	216,5	433
4	939,5	931	8,5	0,905	38,925	37,50	51,05	48,74	2,31	4,52	0,91	3,61	21	3,12	183,5	367
5	943	933,5	9,5	1,007	39	37,65	51,34	49,06	2,28	4,44	1,01	3,43	40	3,10	151,5	303
6	939	929	10	1,065	38,55	37,55	50,53	48,44	2,09	4,14	1,07	3,07	72	3,07	130,5	261
7	939	927,5	11,5	1,225	39	37,95	51,12	49,14	1,98	3,87	1,23	2,64	126	3,02	119	238
8	930	918	12	1,290	38,85	37,65	50,44	48,25	2,19	4,34	1,29	3,05	192	2,96	111	222
9	928,5	915,5	13	1,400	38,70	37,65	50,16	48,12	2,04	4,07	1,40	2,67	233	2,92	107	214



68.

COURROIE N° 12.

Matériau. — Cuir de zébu, tanné végétalement, corroyé au dégras, et cuir vert (paracheminé).

Constitution de la courroie. — La courroie sans fin est formée de trois épaisseurs de cuir, à savoir : deux bandes de cuir tanné entre lesquelles est insérée une bande mince de cuir vert. Ces éléments sont collés sur toute leur surface et cousus à trois rangs de lanières parcheminées encadrées.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille côté chair sur les poulies, le brin conduit en dessus.

Épaisseur : 8 mm.

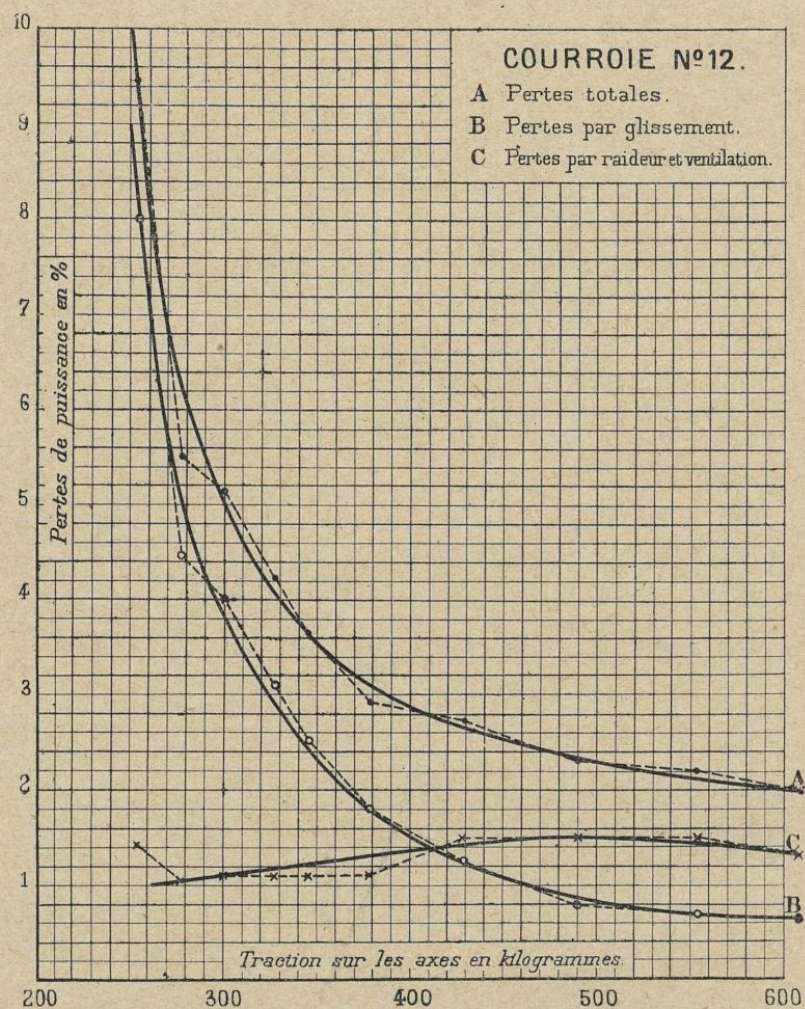
Largeur de la courroie : 170 mm.

Poids de l'unité de longueur : 1 kg. 618.

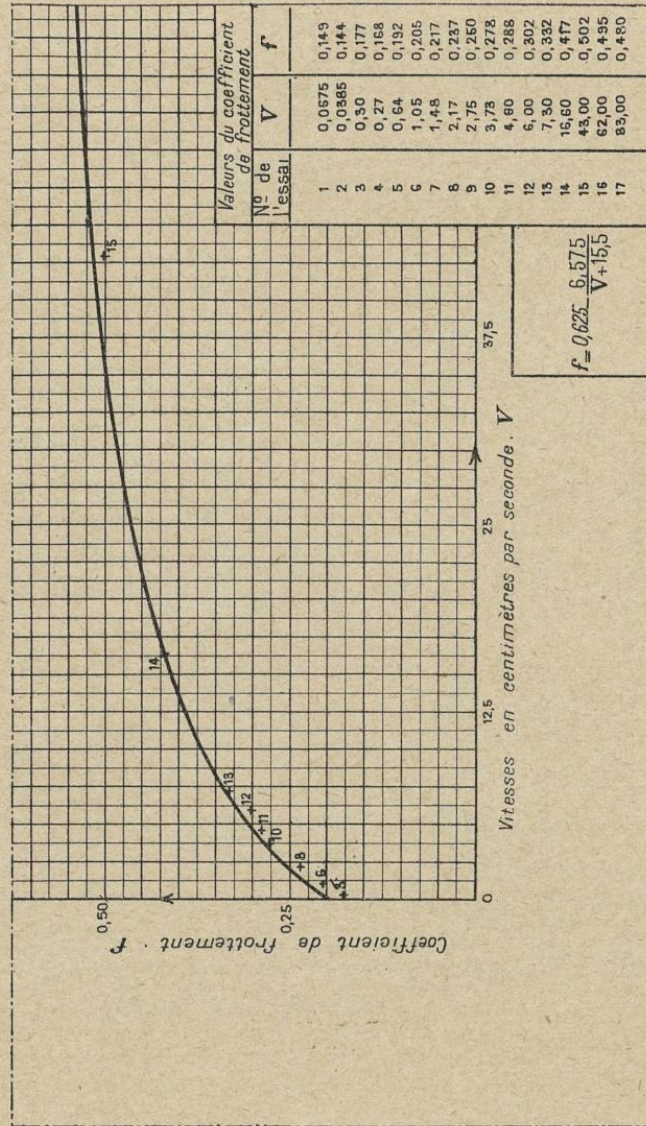
Détails particuliers. — La courroie avant l'essai a été légèrement enduite de dégras de corroirie (environ 0 k. 500).

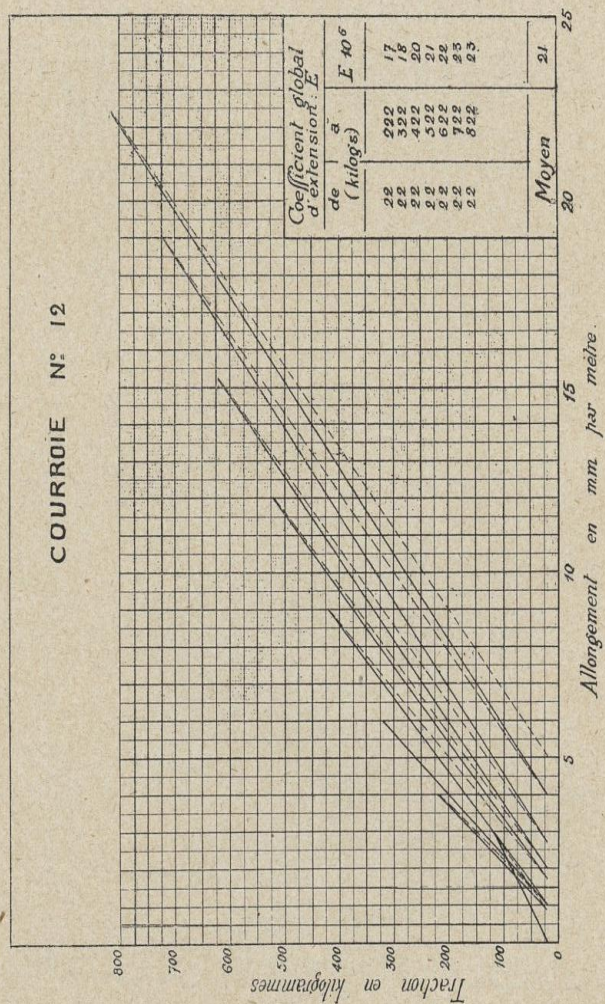
Charge de rupture : 1 k. 8 par mm² environ.

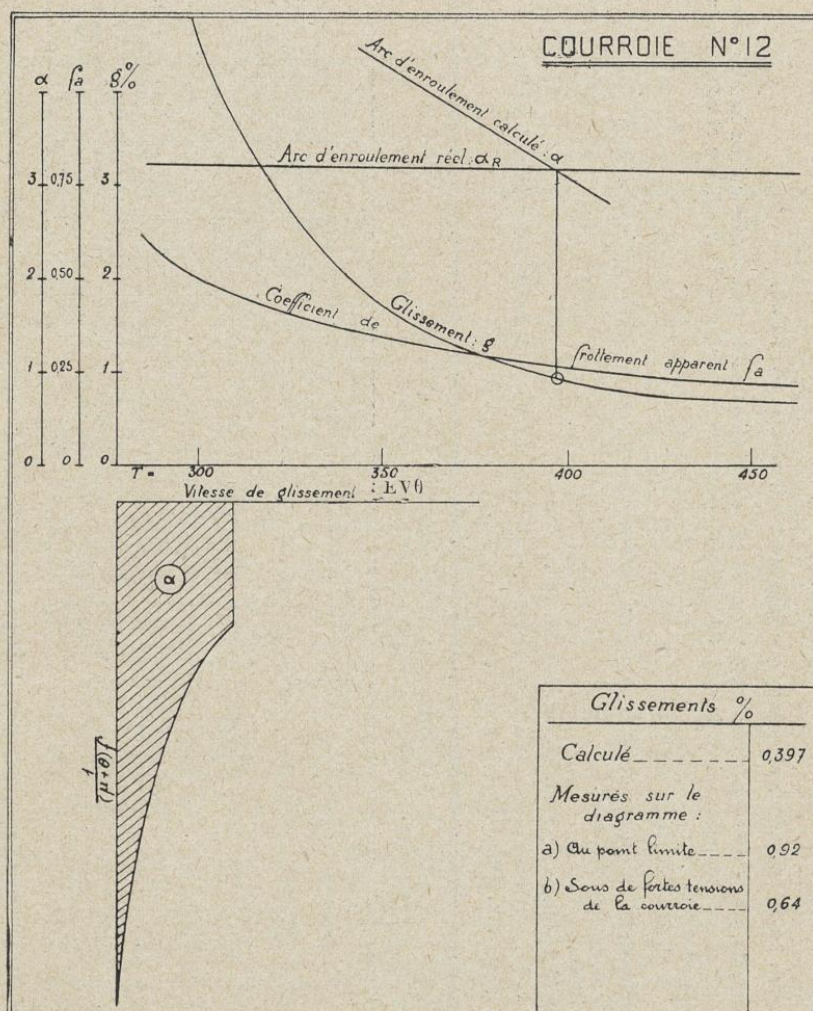
N° des essais	Enduite de dégras 1/4 d'heure avant le commencement des mesures										
	Vitesse t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Arc embrasé en radians
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale en 0/0	par glissement en 0/0	
1	926,5	920,5	6	0,648	39,675	39,15	51,32	50,31	1,01	4,97	3,15
2	931	924,5	6,5	0,698	39,30	38,70	51,08	49,95	1,13	5,21	3,15
3	929	921,5	7	0,807	38,15	38,55	50,75	49,52	1,21	5,48	3,15
4	929	921,5	7,5	0,907	38,15	38,55	50,75	49,52	1,21	5,48	3,15
5	932,5	915,5	47,5	4,823	39,60	39,15	51,55	50,04	1,51	5,93	3,16
6	934	910,5	23,5	2,516	39,15	38,70	51,03	49,49	1,86	6,64	3,19
7	931	902	29	3,44	39,15	38,70	50,58	48,73	2,15	7,23	3,18
8	919	882	37	4,03	39,30	38,85	50,42	47,83	2,59	8,14	3,19
9	916	875	44	4,48	40,05	39,60	51,21	48,37	2,84	8,55	3,21
10	949	845	74	8,05	38,55	37,95	49,46	44,77	4,69	9,48	3,24
	Battement du brin actif et flottement du brin passif.										4,43 4,00 4,27 254
	Battement du brin actif. Flottement considérable du brin passif d'où instabilité des bras de levier des dynamos et mesure approximative des couples.										427 254



COURROIE N° 12







69.

COURROIE N^o 43.

Matière. — Cuir de zébu, tanné végétalement, corroyé au dégras, et cuir vert (parcheminé).

Constitution de la courroie. — La courroie, sans fin, est formée de trois épaisseurs de cuir, à savoir deux bandes de cuir tanné entre lesquelles est insérée une bande mince de cuir vert. Ces éléments sont collés sur toute leur surface et cousus à trois rangs de lanternes parcheminées encastées.

La bande de cuir vert seule est perforée.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille côté chair sur les poulies, le brin conduit en dessus.

Largeur de la courroie : 450 mm.

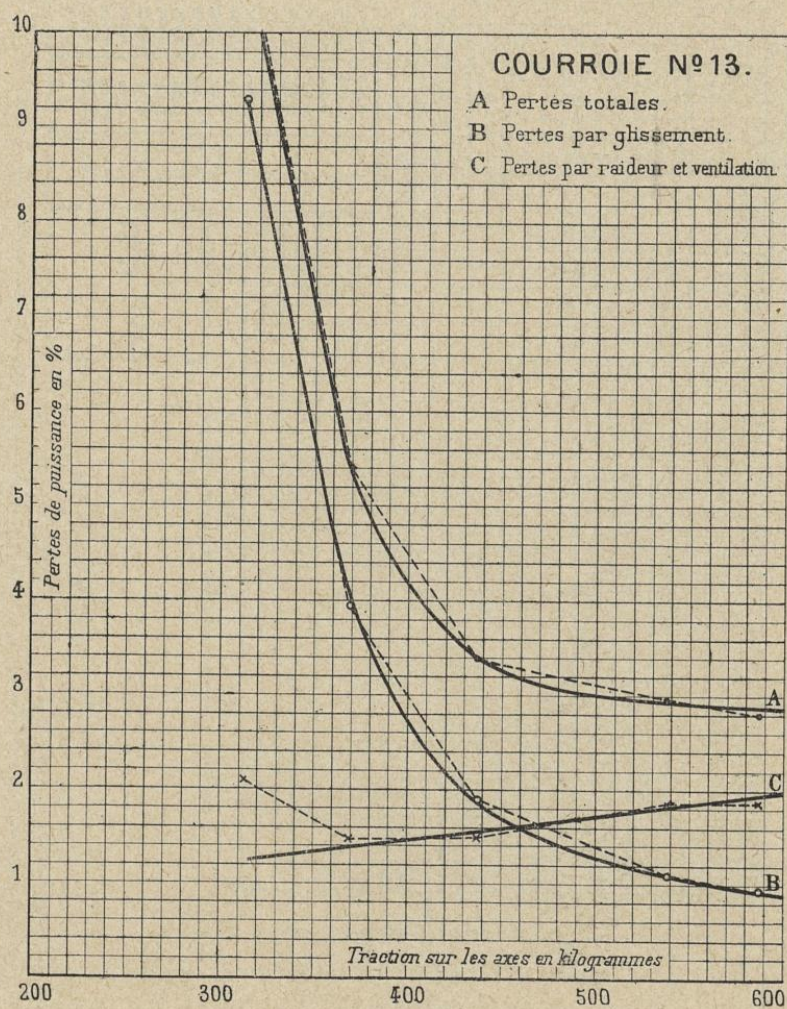
Épaisseur : 40 mm.
Poids de l'unité de longueur de la courroie : 4 kg. 746.

Détails particuliers. — La courroie avant l'essai a été légèrement enduite de dégras de corroirie (environ 0 k. 500).

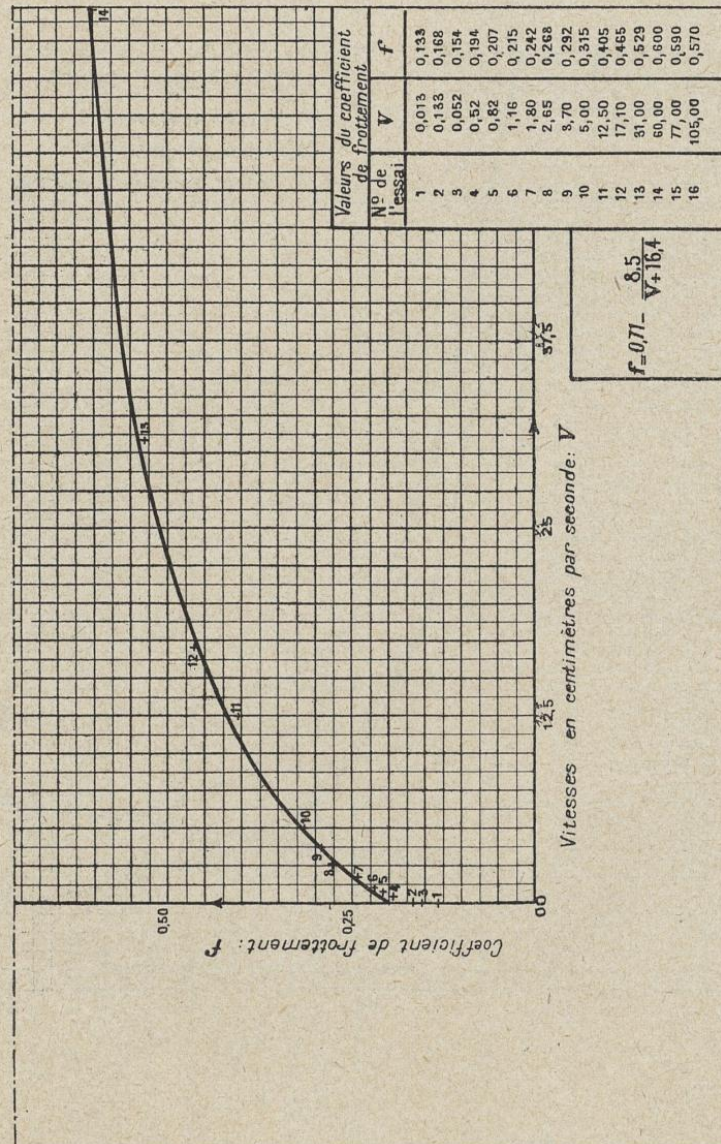
Charge de rupture 2 k. 250 par mm² environ.

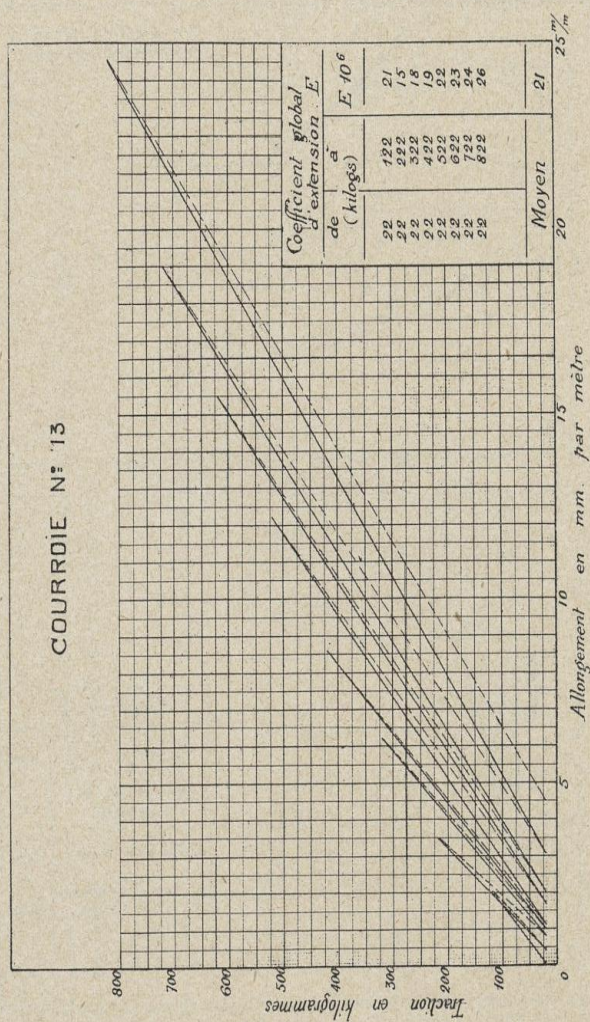
[illegible]

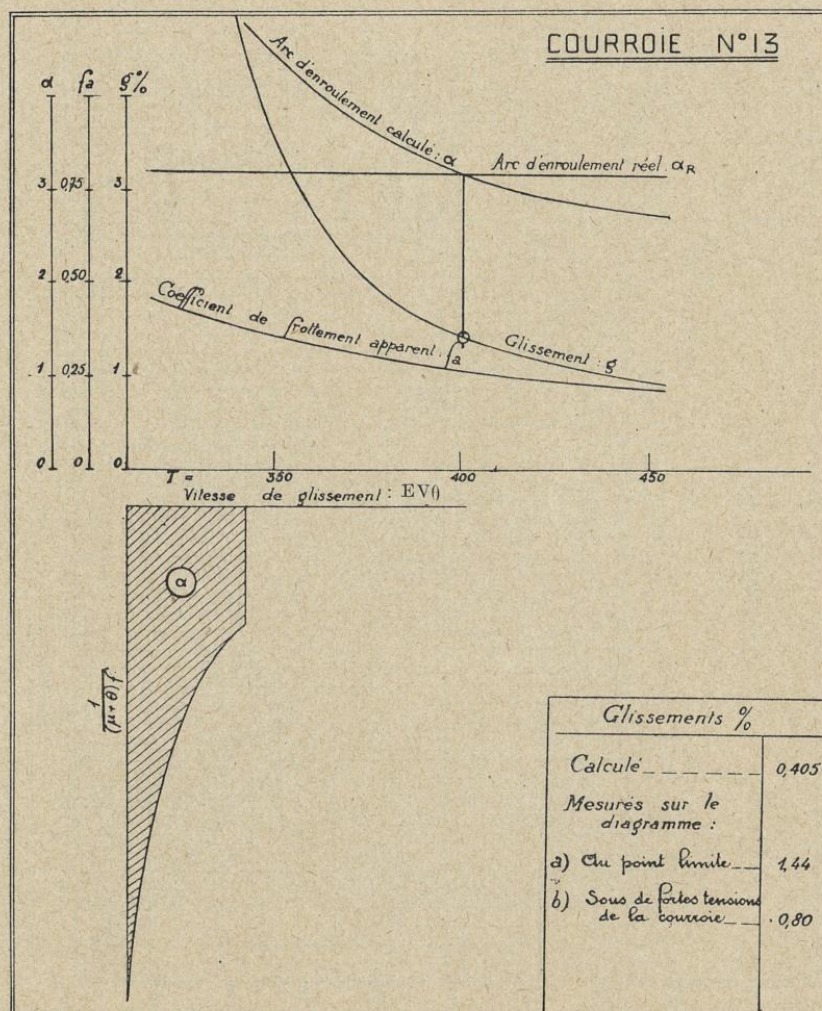
(a) Flottement considérable du brin passif d'où instabilité des bras de levier des dynamomètres et incertitude dans la mesure des couples.



COURROIE N° 13







70.

COURROIE N° 14.

Matériau. — La courroie est formée d'un tissu de coton replié plusieurs fois sur lui-même et dont les plis sont collés entre eux au moyen d'une gomme imperméable.

Constitution de la courroie. — Cette courroie est continue et formée de quatre plis ou épaisseurs.

Mode de travail et dimensions. — Le brin conduit est en dessus.

Largeur de la courroie : 475 mm.

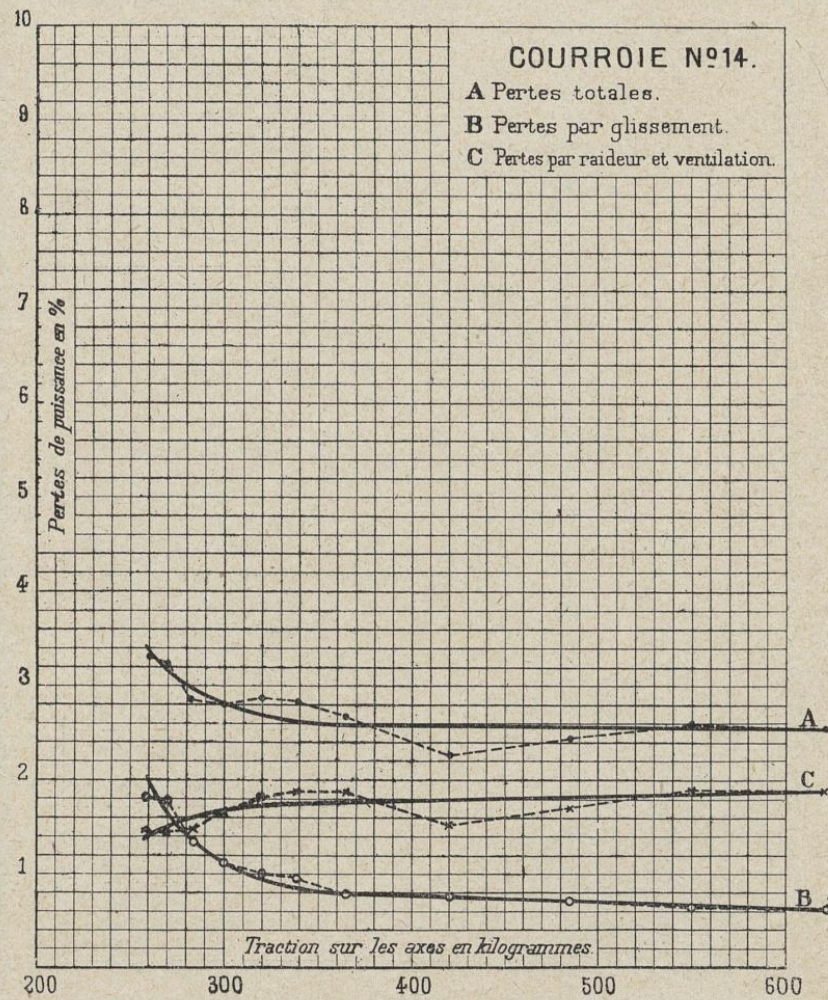
Épaisseur : 5 mm.

Poids de l'unité de longueur : 1 kg. 040.

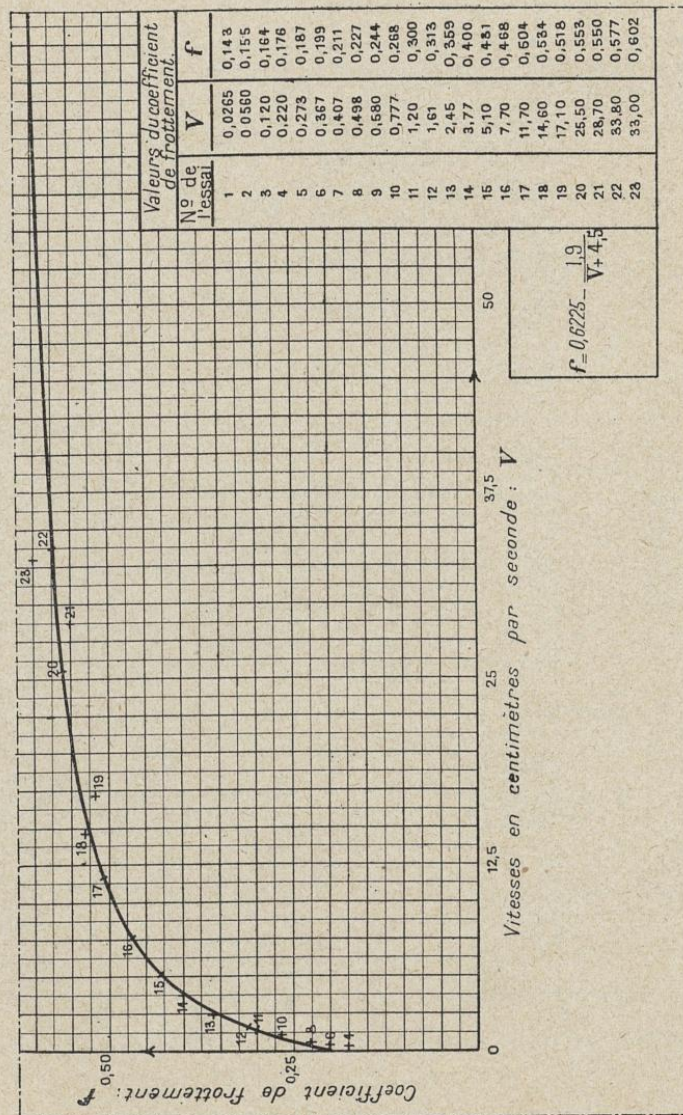
COURROIE N° 14 (brin conduit en dessus)

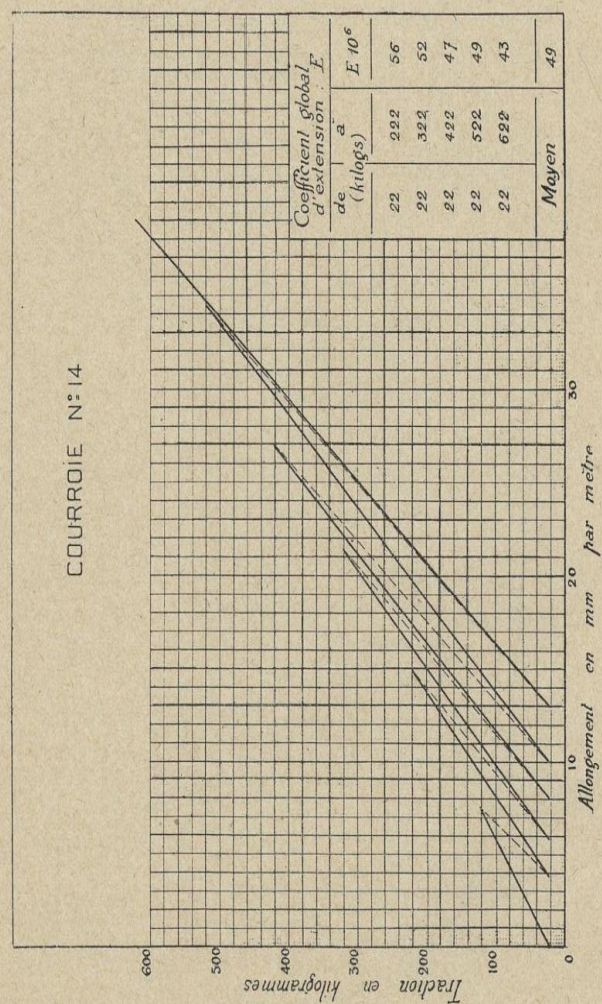
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Ftèche en m/m	Arc embrassé en radians	Indication du dynamomètre D = $\frac{T + t}{2pr}$ kgs	Traction sur les cordons $\frac{9}{2} D = \frac{T + t}{2pr}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	en 0/0				
1	916,5	910,5	6	0,653	38,70	37,95	49,54	48,24	4,27	3,57	3	3,14	309,5	619
2	912,5	906,5	6	0,707	38,75	38,35	49,75	48,50	4,25	3,58	3	3,15	277,5	586
3	912,5	912,5	6,5	0,707	38,75	38,10	49,75	48,50	4,25	3,58	3	3,15	277,5	586
4	919	912,5	7	0,762	38,85	38,25	49,84	48,70	4,41	3,59	4	3,16	279,5	589
5	933,5	928	7,5	0,802	39,75	39,15	51,91	50,52	4,39	3,68	4	3,16	282,5	593
6	933,5	926,5	9	0,962	39,60	38,85	51,72	50,25	4,47	3,84	4	3,16	282,5	593
7	920,5	914	9,5	1,032	40,05	39,30	51,46	49,98	4,48	3,88	4	3,16	282,5	593
8	920,5	909,5	10,5	1,141	39,675	39	50,96	49,52	4,46	3,88	4	3,16	282,5	593
9	922,5	910	12,5	1,355	39,60	39,45	51,63	49,54	4,66	3,86	4	3,17	283	593
40	923,5	907	16,5	1,787	40,05	39,45	51,63	49,54	4,68	3,25	4	3,19	270	570
41	931	914	17	1,826	39,90	39,30	51,86	50,14	4,72	3,32	5	3,20	259	559

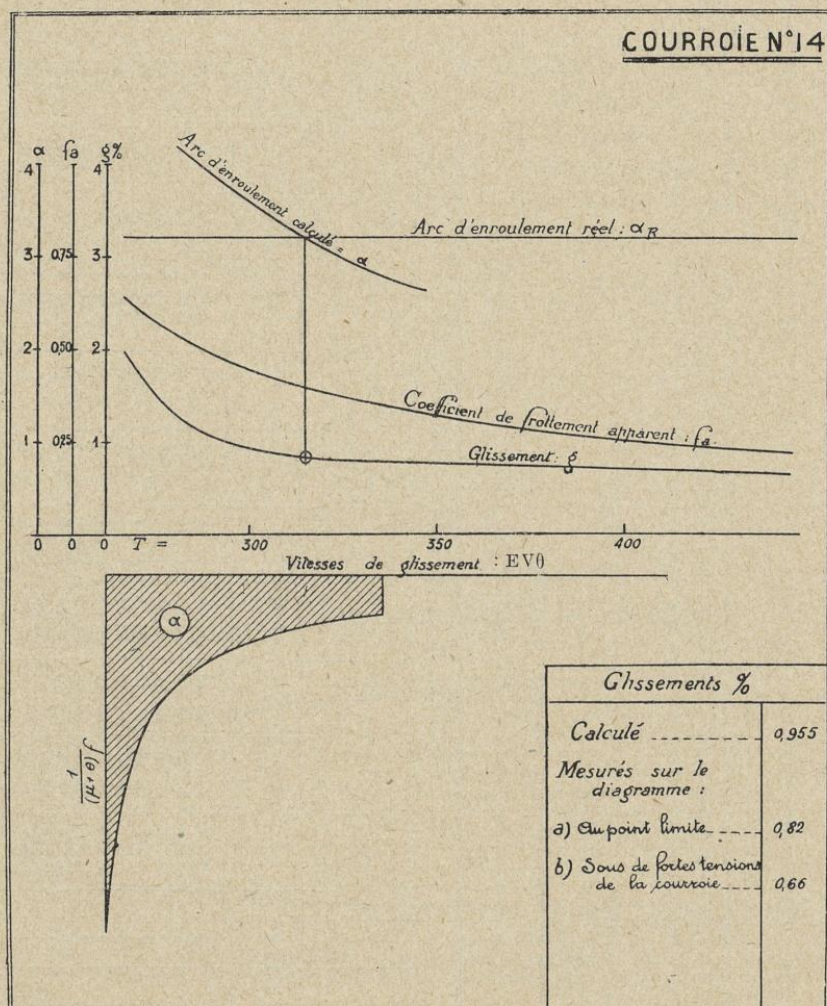
La courroie commençant à s'échauffer l'essai n'a pas été poussé plus loin.



COURROIE N° 14







71.

COURROIE N° 45 (1^{er} essai).

Matière. — Cuir de buffe traité au chrome (1 bain à l'alun de chrome), corroyé à l'émulsion de dégras : huile de poisson, suif et savon.

Constitution de la courroie. — Cette courroie sans fin est formée de 24 bandes de cuir chromé travaillant sur champ. Ces bandes sont réparties en 6 groupes de 4, chaque groupe ayant 18 mm. 5 de largeur et 13 mm. d'épaisseur. Les bandes et les groupes sont réunis par des entretoises métalliques avec interposition entre les groupes de rondelles de cuir chromé qui les maintiennent écartés les uns des autres.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

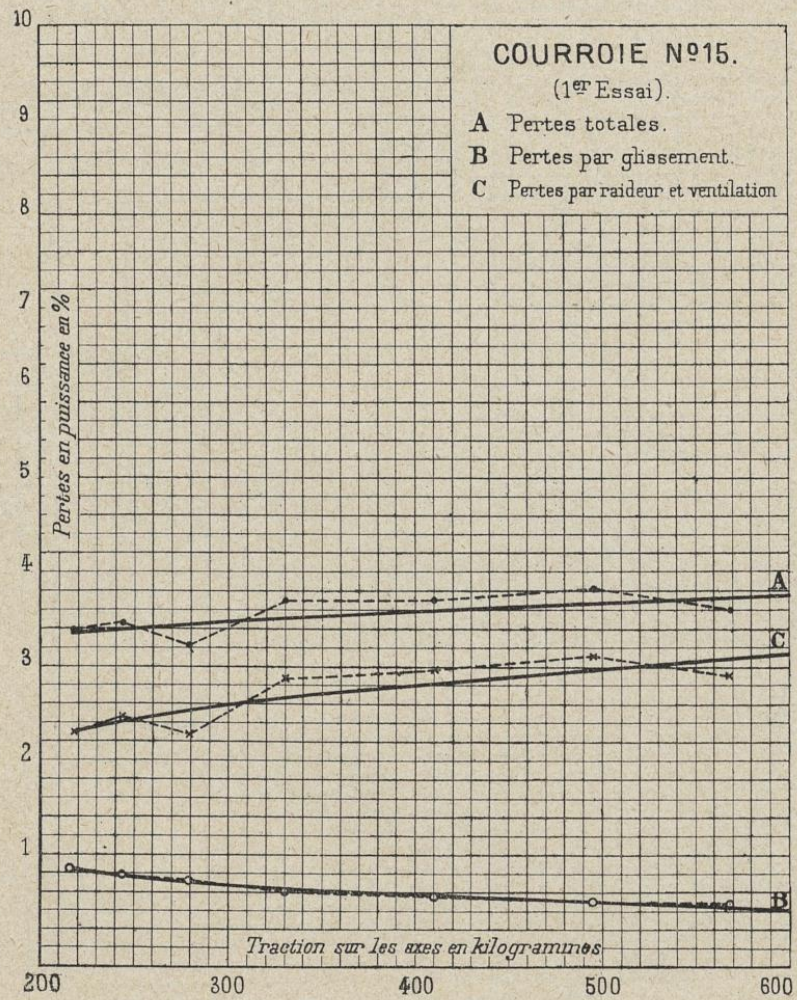
Largeur de la courroie : 450 mm.

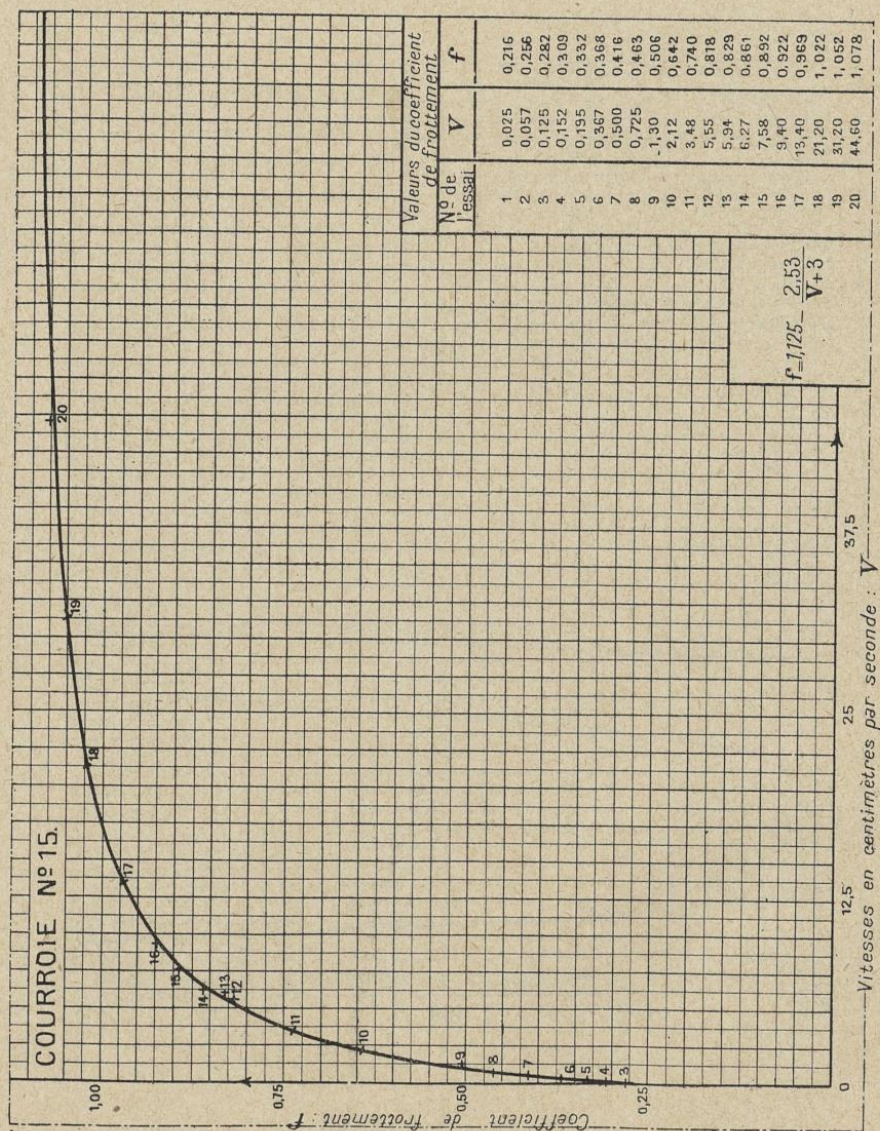
Épaisseur : 43 mm.

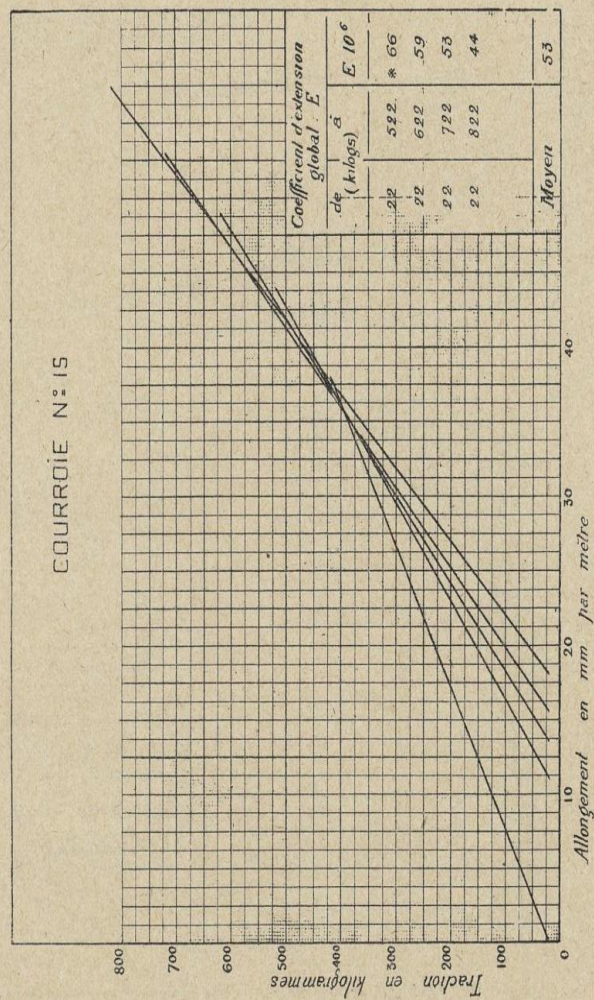
Poids de l'unité de longueur de la courroie : 1 kg. 629.

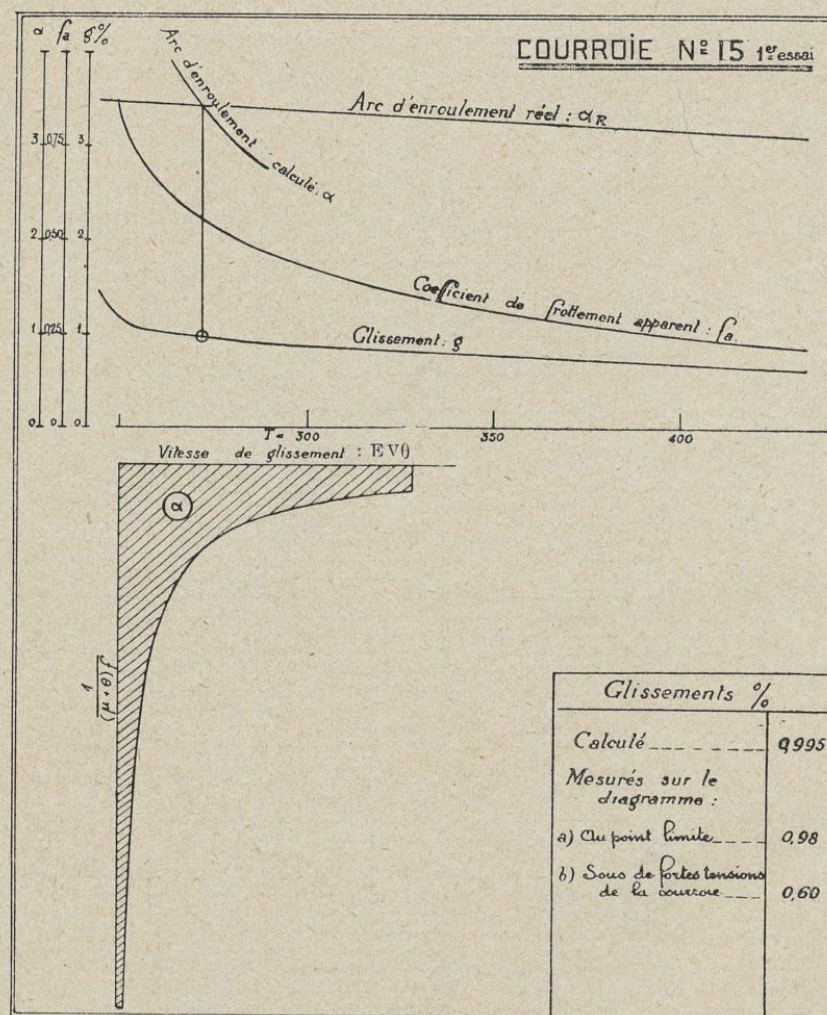
Détails particuliers. — La courroie est nourrie, avant emploi, par produit et procédé spéciaux.

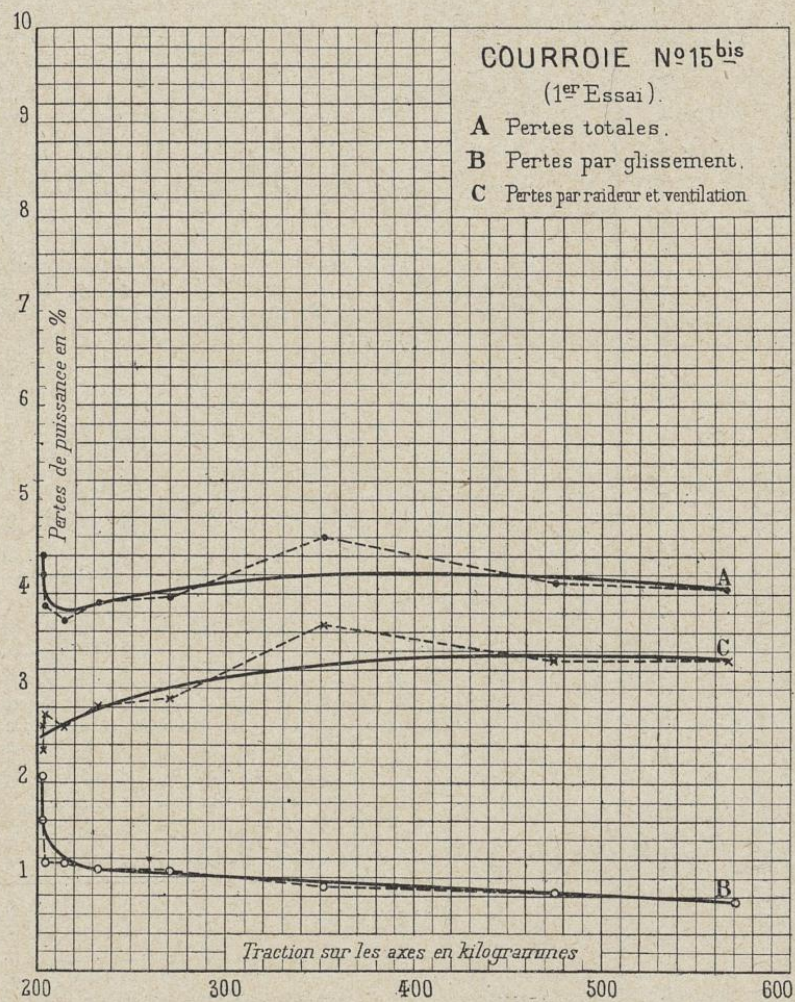
N° des essais	COURROIE N° 45. 1 ^{er} essai (brin conduit en dessus)											
	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Flèche en m/m	Arc embrassé en radians
	moteur	frein	t/m	0.0	moteur	frein	moteur	frein	totale en chevaux	par glissement en 0/0	par radicaux, ventilation en 0/0	
1	936,5	920	6,5	0,702	38,40	36,90	49,28	47,39	4,89	3,84	3,44	4
2	931,5	925	6,5	0,698	37,875	36,60	49,23	47,26	4,99	4,04	3,34	8
3	928,5	924	7,5	0,754	37,50	36,30	48,58	46,67	4,94	3,93	3,48	43
4	924,5	917	7,5	0,814	38,40	37,20	49,56	47,62	1,94	3,91	3,40	25
5	924,5	916	8,5	0,919	38,475	37,50	49,66	47,95	1,71	3,44	2,52	43
6	920,5	914,5	5	0,978	38,25	37,20	49,45	47,34	1,81	3,68	2,70	67
7	914	904,5	9,5	1,039	38,475	37,20	48,71	46,97	1,74	3,57	2,53	118
8	893,5	883	40,5	1,475	38,325	37,425	47,80	46,13	1,67	3,49	2,31	180
9	893	884	41,5	1,229	38,29	37,425	47,84	46,18	1,66	4,18	2,31	99
10	895	885,5	41,5	1,285	38,525	37,425	47,88	46,16	1,72	4,28	2,31	382
												93,5
												94,5
												498
												3,42
												3,50
												187

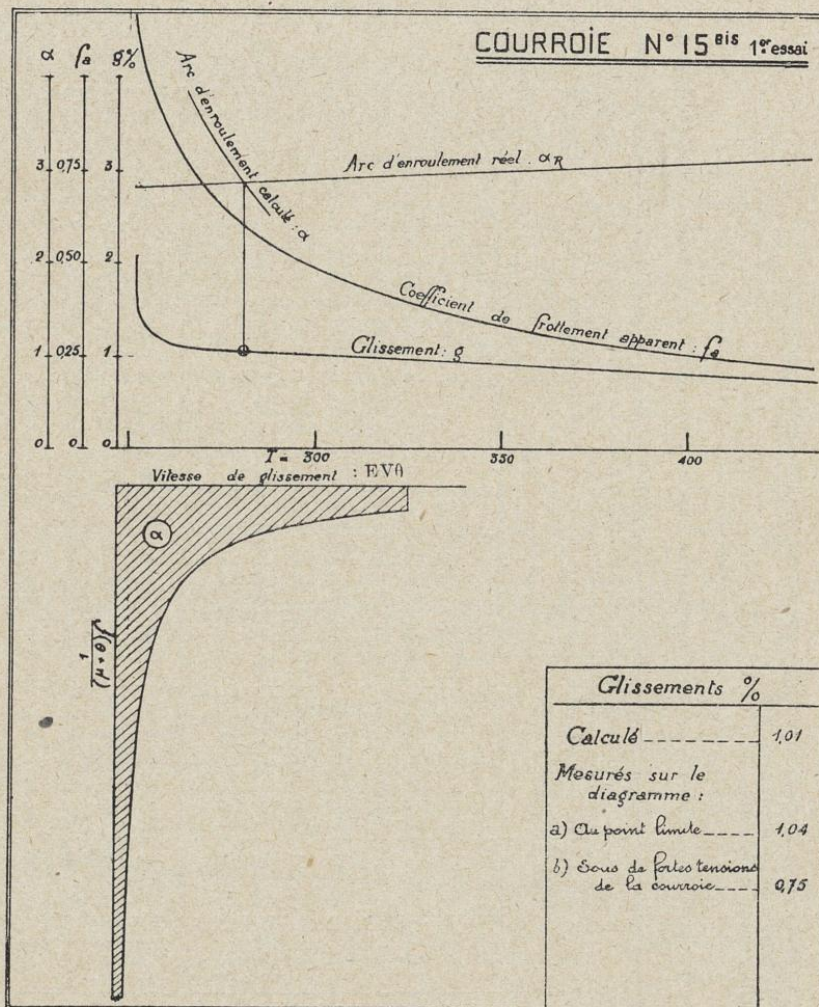


COURROIE N° 15 (1^{er} essai)









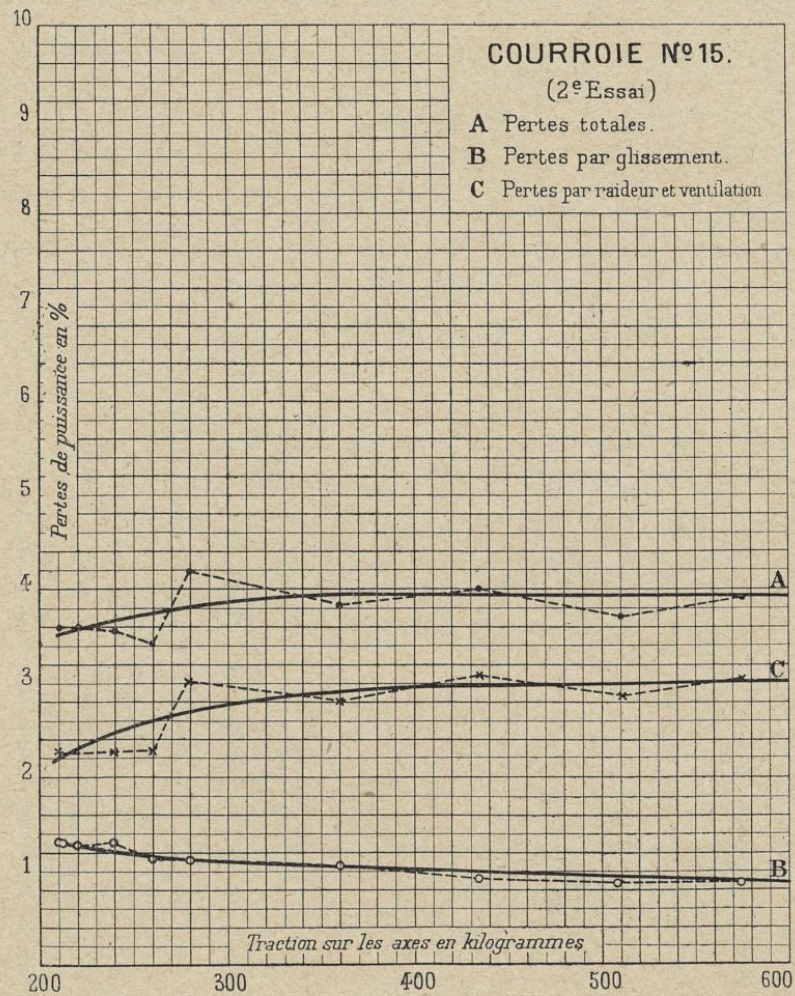
73.

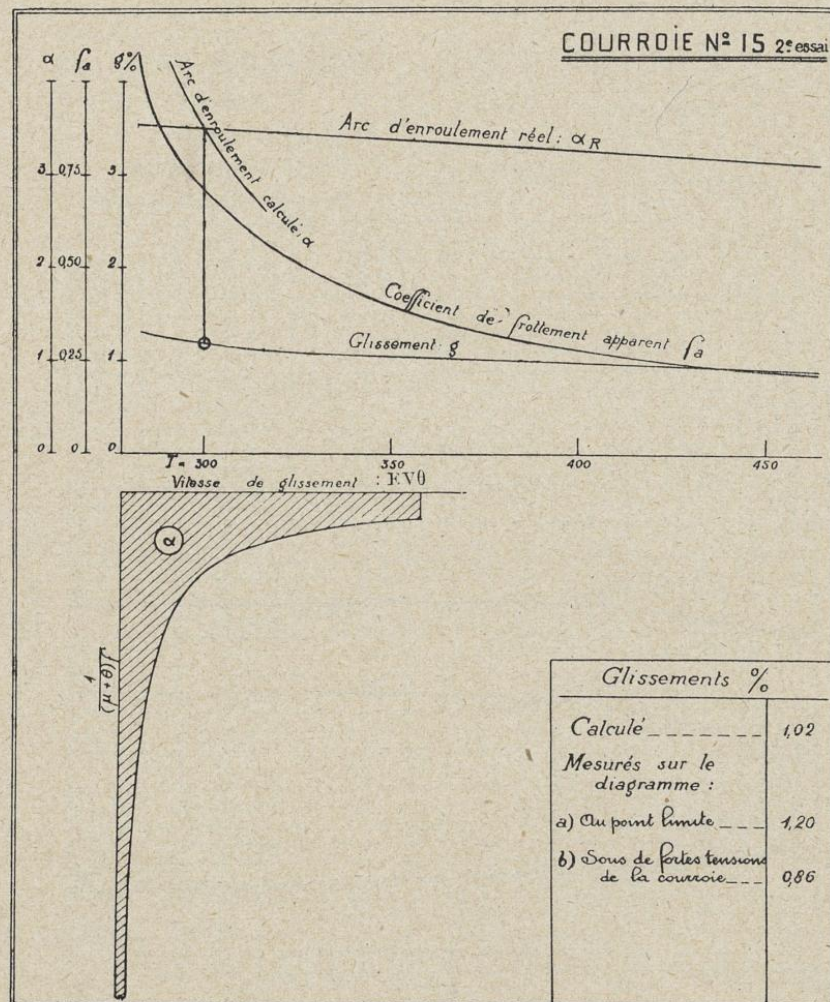
COURROIE No 45. 2° essai.

Même courroie que le no 43, mais alourdie par une surcharge de plomb sur les entretoises.
Le poids de l'unité de longueur passe à 2 kg. 140.
Essai fait avec le brin conduit en dessus.

Les diagrammes nos 4 et 5 de cette courroie sont les mêmes que ceux de la courroie no 43. Voir ces diagrammes pages 126 et 127

Nos des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance totale		Flèche en m/m	Arc em- brassé en radian	Indica- tion du dynamomètre $\frac{D}{2pr^2}$ kgs	Traction sur les axes $\frac{D}{2pr^2}$ kgs	Flèche du brin actif
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	en 0/0	par pli- sement en 0/0	par rayon- ventila- tion en 0/0			
1	925	917	8	0,865	39,15	37,95	50,55	48,58	4,97	3,90	0,86	3,04	7	3,45	0
2	930,5	922,5	8	0,860	39,075	37,95	50,76	48,87	4,89	3,72	0,86	2,86	8	3,45	»
3	934	925,5	8,5	0,910	38,70	37,50	50,46	48,45	2,01	3,98	0,91	3,07	48	3,46	»
4	937	927,5	9,5	1,014	39	37,875	51,01	49,04	1,97	3,86	1,01	2,85	33	3,47	3
5	944,5	933,5	11	1,165	39,3	38,10	51,82	49,65	2,47	4,19	1,16	3,03	68	3,21	7
6	933	922	11	1,179	39,3	38,40	51,49	49,43	1,76	3,44	1,18	2,26	405	3,24	8
7	924	912	12	1,299	39,15	38,25	50,50	48,70	1,80	3,56	1,30	2,26	461	3,29	8
8	920,5	908,5	12	1,304	39	38,10	50,42	48,32	1,80	3,59	1,30	2,29	235	3,38	9
9	937,5	925	12,5	1,333	39,3	38,40	51,43	49,59	1,84	3,58	1,33	2,25	348	3,47	10
10	932	919,5	12,5	1,344	39,45	38,55	51,33	49,48	1,85	3,60	1,34	2,26	398	3,52	10





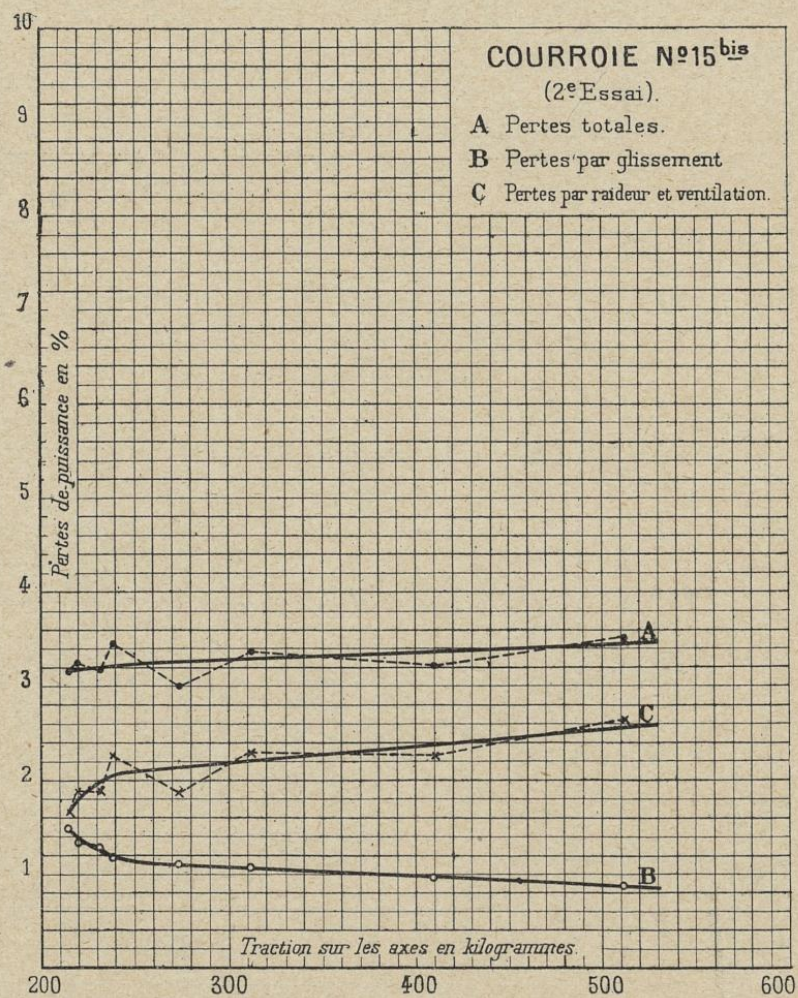
74.

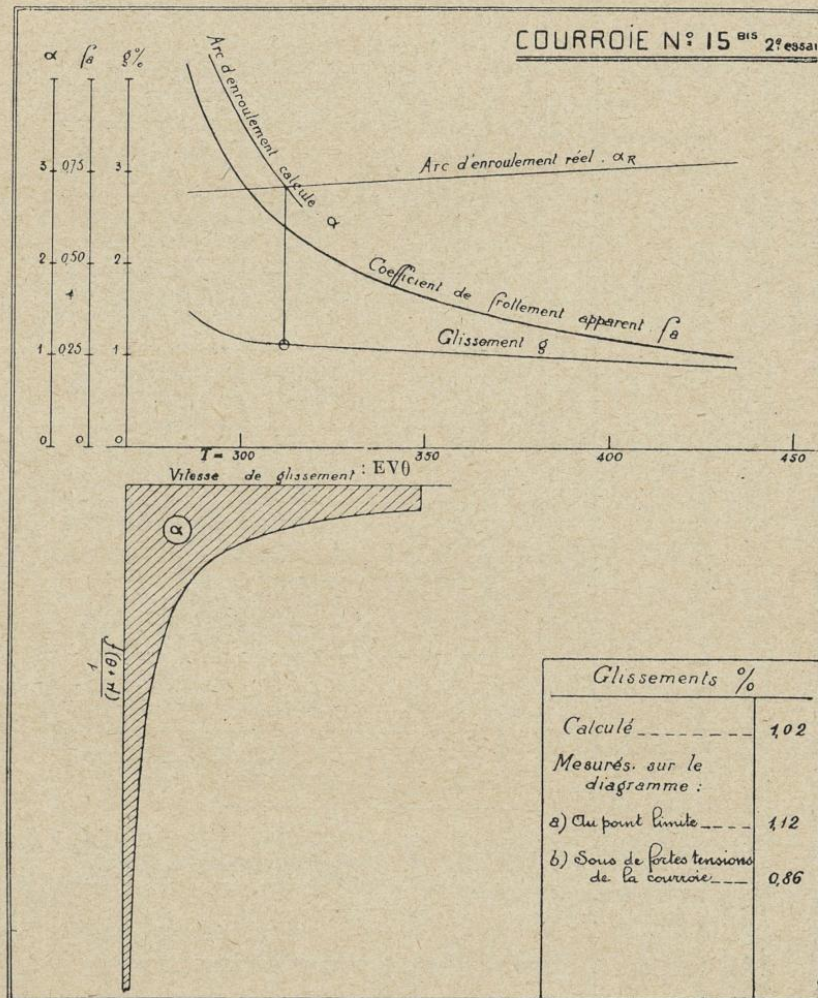
COURROIE N° 15 bis. 2^e essai.

Même courroie que le n° 15 mais alourdie comme dans le cas de l'essai : 15, 2^e essai.
Essai fait avec le brin conduit en dessous.

Les diagrammes nos 4 et 5 de cette courroie sont les mêmes que ceux de la courroie n° 15. Voir ces diagrammes pages 126 et 127.

COURROIE N° 13 bis. — 2° essai Brin conduit en dessous																	
N° des essais	Vitesse t/m		Glissement		Couples kg. m.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc d'enrou- lement en radians	Indica- tion du dynamomètre = D kgs	Traction sur les axes $T + \frac{L}{2D}$ kgs	Flèche du brin actif	
	moteur	frein	t/m	0 0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	totale en 0/0	par glis- sement en 0/0						par raidur, ventila- tion en 0/0
1	945,5	937,5	8	0,846	39,45	38,10	51,07	49,86	1,81	3,50	0,85	2,65	44	3,43	256	512	0
2	938	929	9	0,959	39,45	38,25	51,26	49,61	4,65	3,22	0,96	2,26	27	3,12	205,25	410,5	»
3	937	927	10	1,067	38,85	37,95	50,82	49,11	1,71	3,36	1,07	2,29	61	3,08	156	312	3
4	941	930,5	10,5	1,116	39,30	38,55	51,63	50,08	1,55	3	1,42	1,88	108	3,04	136,75	273,5	6
5	926	915	11	1,188	39,15	38,25	50,61	48,86	1,75	3,46	1,19	2,27	490	2,97	119	238	6
6	927	915	12	1,294	39,30	38,55	50,86	49,24	1,62	3,19	1,29	1,90	262	2,89	115,5	231	7
7	927,5	915	12,5	1,348	39,30	38,55	50,89	49,24	1,65	3,24	1,35	1,89	330	2,83	109,5	219	8
8	935	921	14	1,497	39,375	38,70	51,39	49,76	1,63	3,47	1,50	1,67	402	2,76	107	214	10





75.

COURROIE N° 16.

Matière. — Cuir de pays tanné en fosse à l'écorce de chêne et cuir tanné au chrome par le procédé à deux bains et nourri au suif. Pour la partie tannée le corroyage se fait au moyen de machines perfectionnées; le cuir est nourri en fabrication (7 à 10 0/0 de suif) et rendu inextensible par méthode rationnelle. Pour la partie chromée le cuir est traité avec une nourriture spéciale destinée à le rendre adhérent.

Constitution de la courroie. — Cette courroie sans fin est formée de deux bandes de cuir collées ensemble, sans coutures. La bande extérieure ou bande de traction est en cuir tanné au chêne, côté fleur à l'extérieur. La bande placée à l'intérieur est en cuir chromé nourri en fabrication et égalisé du côté chair.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille sur cuir chromé, côté chair sur les poulies, et brin conduit en dessus.

Rayon des poulies : 130 mm.

Épaisseur de la bande de traction : 6 mm.

Épaisseur de la bande d'adhérence : 4 mm.

Poids au mètre de la courroie : 4 kg. 090.

COURROIE N° 16 (brin conduit en dessus)

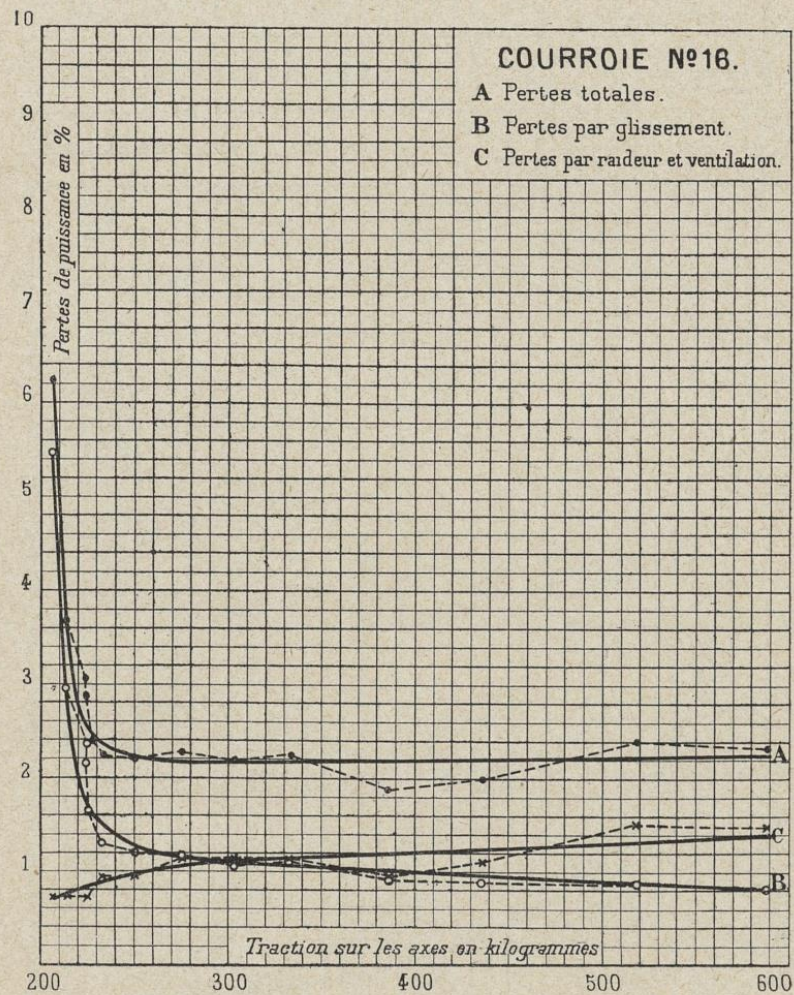
N° des essais	Vitesses t/m		t/m	Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc embrasé en radians	Indica- tion du dynamomètre = $\frac{D}{D}$	Traction sur les axes $\frac{2}{3}D + \frac{t}{2\rho p^2}$ = $\frac{D}{g}$ kgs
	moteur	frein		0 0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	totale en 0 0	par glis- sement en 0/0	par radieur, ventila- tion en 0/0				
1	905,5	898	7,5	0,893	39,45	38,35	49,49	48,33	2,34	0,83	1,51	0	3,44	588		
2	896	888	8	0,893	39,40	38,40	48,78	47,60	2,42	0,89	1,53	3	3,44	519		
3	902	894	8	0,887	39,30	38,35	49,49	48,49	1,90	0,89	1,43	40	3,45	438		
4	905	896,5	8,5	0,939	39,675	39,30	50,12	49,18	1,94	0,94	1,40	43	3,45	493		
5	904	894	10	1,06	39,45	39	49,79	48,67	1,12	1,11	1,44	20	3,46	334		
6	901,5	892	9,5	1,054	39,45	39	49,65	48,56	1,09	1,05	1,45	35	3,47	451,5		
7	904,5	894	10,5	1,161	39,30	38,85	49,62	48,49	1,13	1,08	1,42	47	3,49	375		
8	903	892	11	1,218	39,375	39	49,64	48,56	1,18	1,22	0,96	66	3,20	275		
9	906	894	12	1,325	39,075	38,70	49,42	48,53	1,12	1,32	0,95	98	3,25	250		
10 (a)	908,5	889	15	1,657	39,60	38,50	50,03	48,83	1,20	1,40	0,74	146	3,28	233		
11 (a)	908,5	889	19,5	2,146	39,60	38,50	50,22	48,77	1,45	1,66	0,74	198	3,33	225		
12 (a)	912	880,5	21,5	2,337	39,15	38,35	49,84	48,30	1,84	2,15	0,73	230	3,39	214		
13 (b)	914,5	871,5	27	2,962	39,45	38,45	49,82	47,97	3,09	3,96	0,75	264	3,50	206		
14 (c)	922	871,5	50,5	5,48	38,25	37,35	49,23	46,17	6,53	5,48	0,74	380	3,50	103		

(a) Très fort flottement du brin passif.
(b) Brin passif en partie stabilisé.
(c) Fort flottement du brin passif.

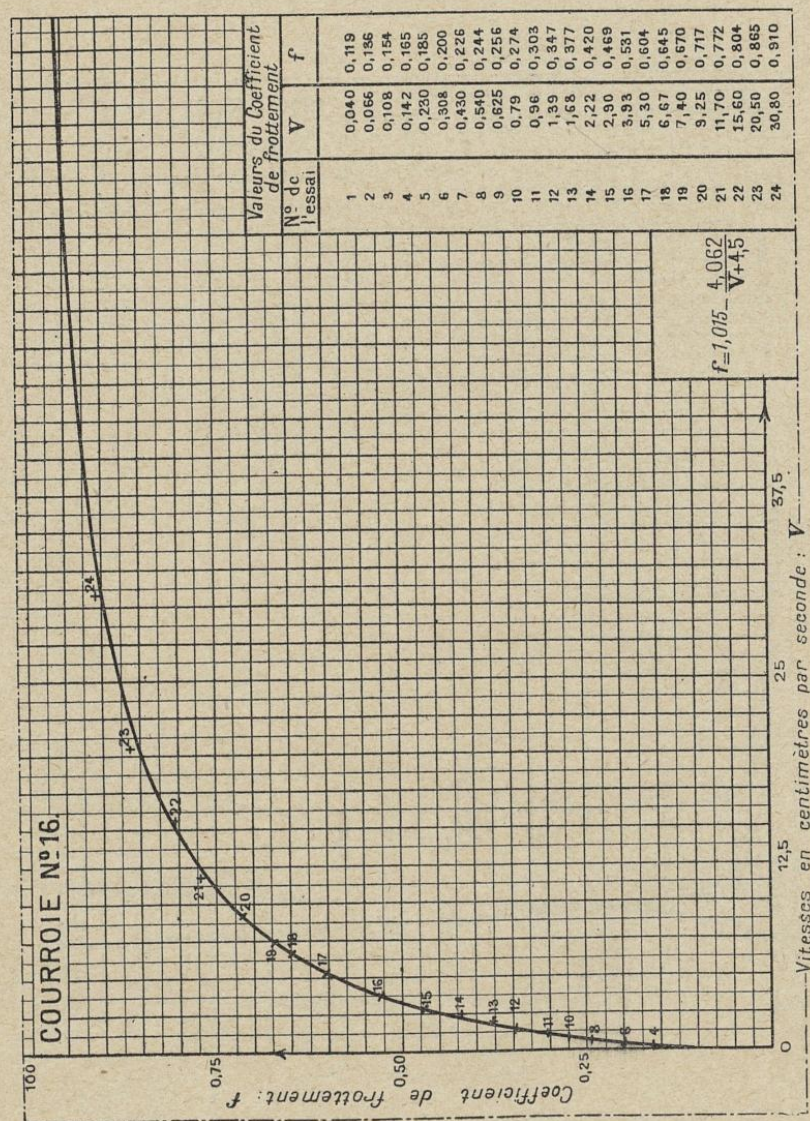
(a) Très fort flottement du brin passif.

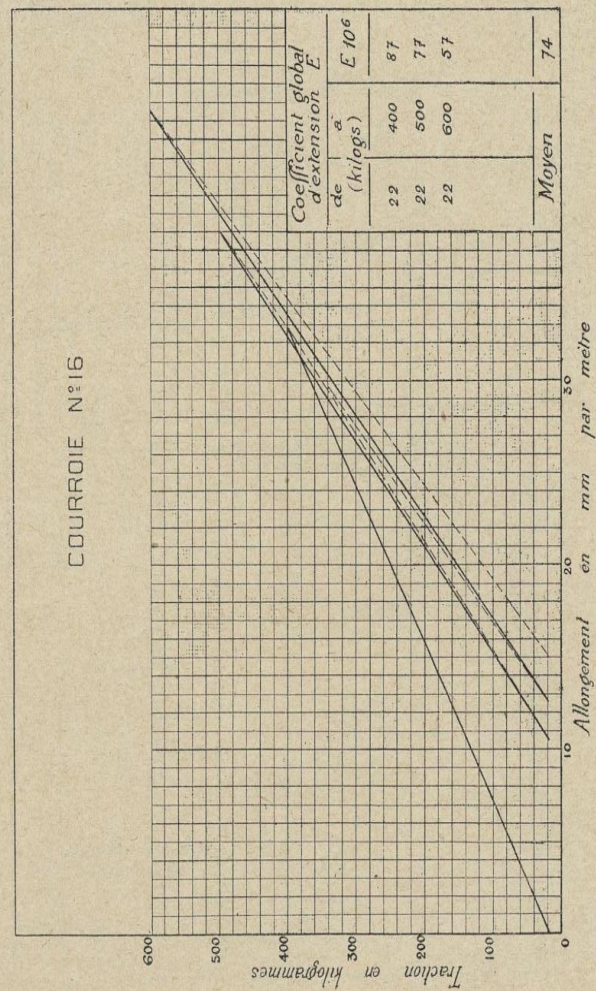
(b) Brin passif en partie stabilisé.

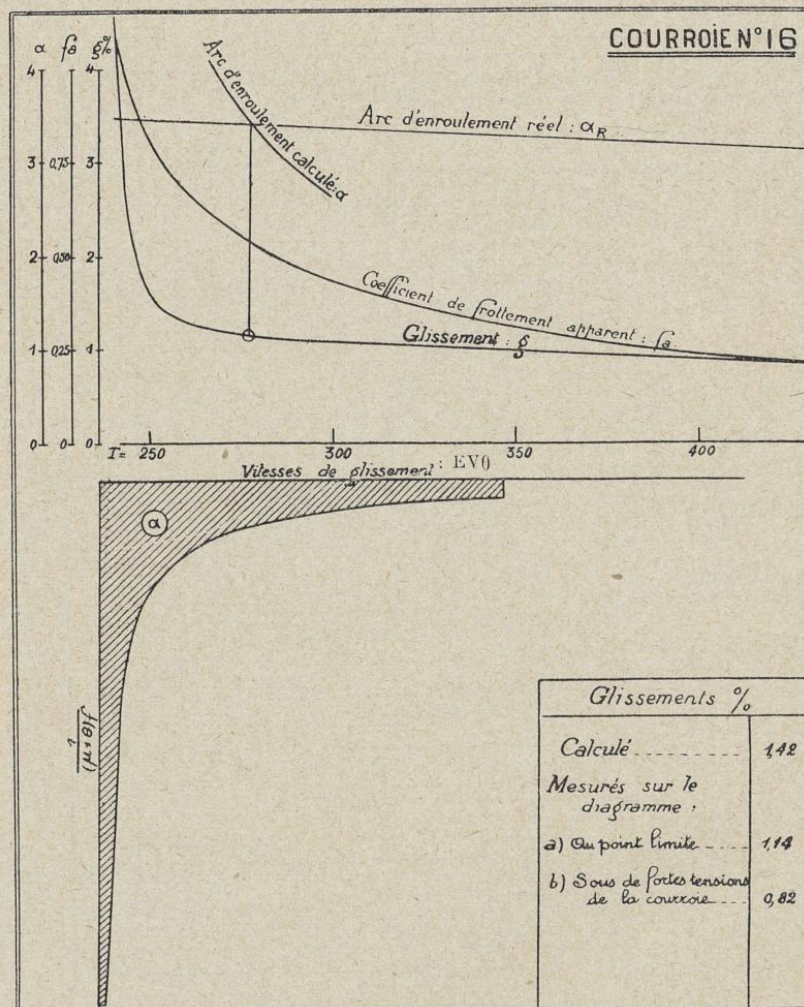
(c) Fort flottement du brin passif.



COURROIE N° 16







76.

COURROIE N° 47.

Matériau. — Cuir de pays (abats français), tanné en fosse à l'écorce de chêne, à grain serré. Le corroyage se fait au moyen de machines perfectionnées. Le cuir est nourri en fabrication (7 à 10 0/0 de suif) et rendu inextensible par méthode rationnelle. Le cuir est étiré sur cadre en croupons.

Constitution de la courroie. — Courroie plate double, sans fin. La courroie n'est pas cousue. Les deux bandes de cuir sont collées chair contre chair, la fleur à l'extérieur ; la courroie est garnie à base de gélatine, comme pour les jonctions.

Le collage est fait avec une colle spéciale à base de gélatine, comme pour les jonctions ; la surface est effleurée.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille côté fleur sur les poulies ; la surface est effleurée.

Le brin conduit est en dessous.

Largeur de la courroie : 400 mm.

Épaisseur : 8 mm. ($4 + 4$).

Poids de l'unité de longueur de la courroie : 0 k. 763.

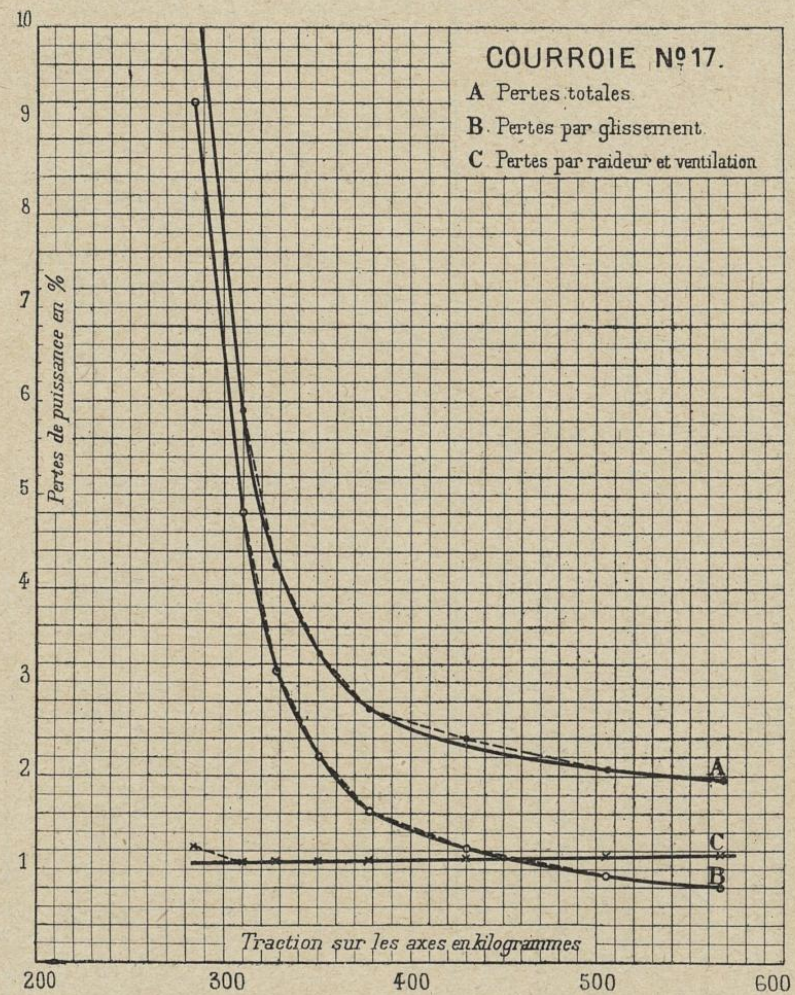
Détails particuliers : — Cette courroie n'est pas renourrie avant emploi.

Résistance à la traction : 4 k. 500 par mm².

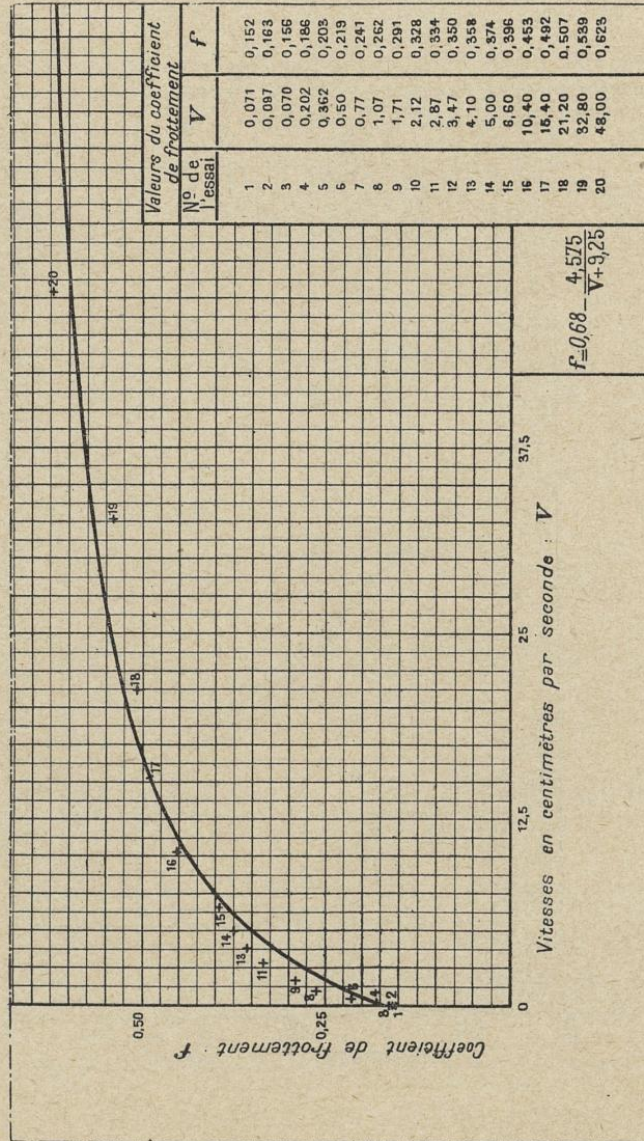
COURROIE N° 47 (brin conduit en dessous)

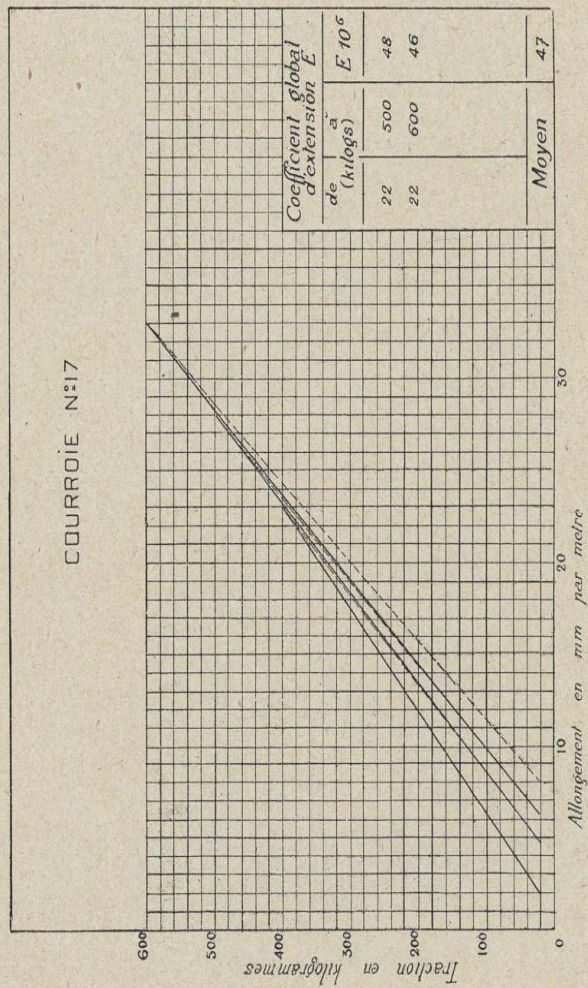
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m.-kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Arc embrasé en radians	Indica- tion du dynamomètre = D kgs	Traction sur les axes $\frac{D}{2} + \frac{f}{2}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale en chevaux	par glis- sement en 0/0	par raideur, ventila- tion en 0/0	Fleche en m/m		
1	914,5	907,5	7,5	0,820	39,45	38,70	49,98	49,08	0,98	1,96	4,04	0	983	566
2	917,5	908,5	8,5	0,927	39,45	39,70	50,72	49,73	1,03	2,08	4,15	2	982,5	565
3	921,5	910,5	41,5	4,248	39,60	39,45	50,94	49,44	1,21	2,38	4,13	7	982,5	565
4	920,5	905,5	45,5	4,630	39,30	38,85	50,50	49,44	1,39	2,75	4,12	40	989	578
5	924,5	900,5	20,5	2,226	39,45	39,70	50,72	49,03	1,69	3,33	4,10	43	989	578
6	920	894	29	3,152	39,45	39,70	50,72	48,51	2,46	4,26	4,11	45	989	578
7	922	877,5	44,5	4,826	39,45	39,70	50,72	47,44	2,98	5,91	4,83	17	989	578
8 (a)	921,5	836,5	85	9,224	38,55	38,025	49,59	44,40	5,19	10,47	1,25	22	989	578

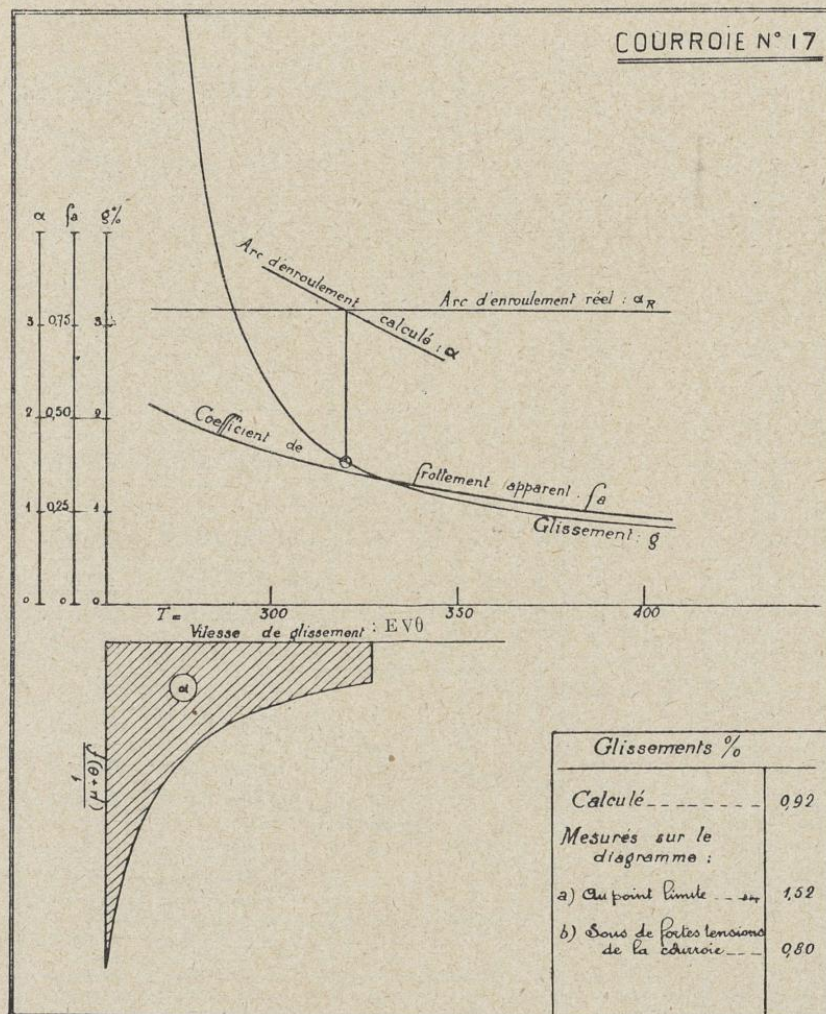
(a) Le glissement s'accroît graduellement pendant la mesure.



COURROIE N° 17







COURROIE N° 18.

77.

Matière. — Mélange de cuir de buffle et de cuir du pays traité au chrome (1 bain d'alun de chrome). Le cuir est corroyé à l'émulsion de dégras : huile de poisson, suif et savon

Constitution de la courroie — Cette courroie, sans fin, est formée de 29 bandes de cuir chromé travaillant sur champ réparties en 6 groupes, dont 5 de 5 bandes et 4 de 4 bandes. Des rivets spéciaux en métal réunissent les bandes et les groupes, avec interposition entre ces derniers de rondelles de cuir qui les maintiennent écartés les uns des autres.

Mode de travail et dimensions. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

travail et dimensions. — La courroie travaillant le
Largeur moyenne des bandes : 3 mm., 5.

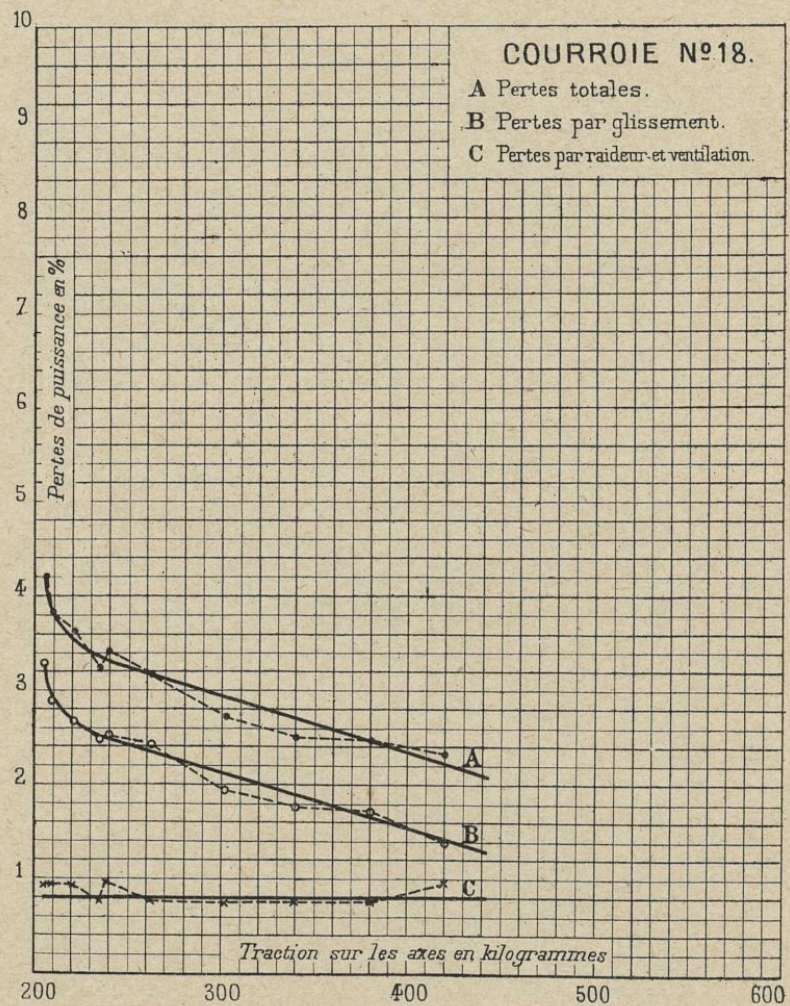
Epaisseur des bandes et de la courroie : 8 mm.
Largeur de la courroie : 400 mm.

Poids de l'unité de longueur de la courroie : 0 kg., 663.

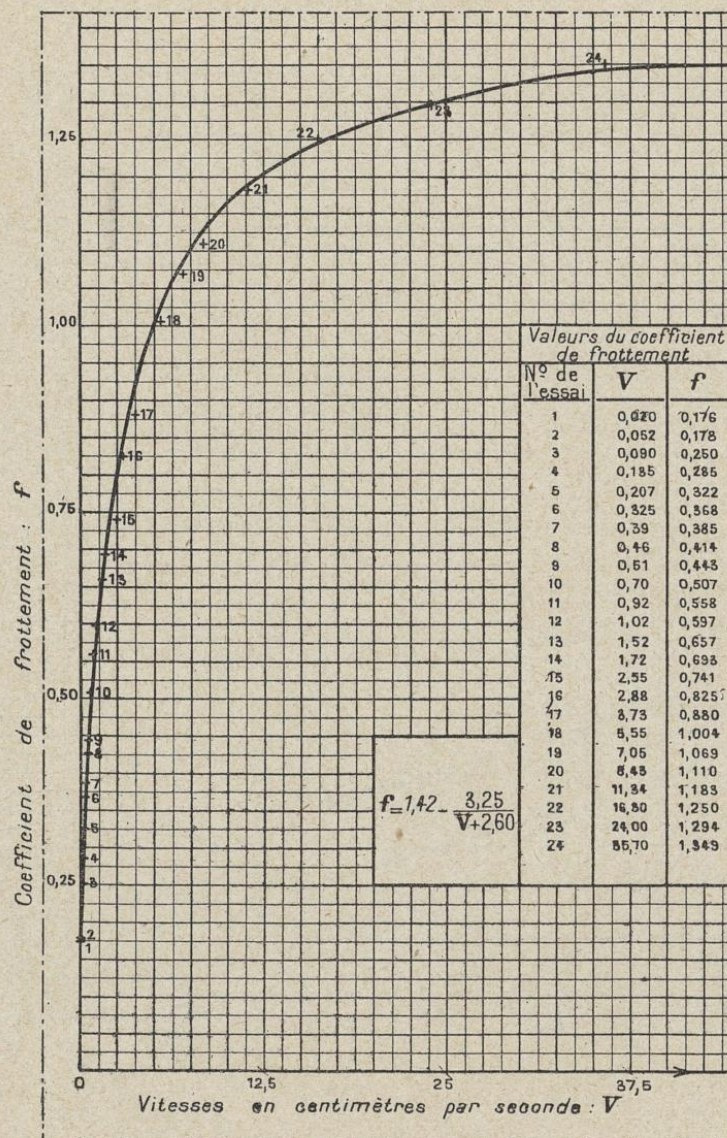
Détails particuliers. — La courroie est nourrie avant emploi par produit et procédé spéciaux.

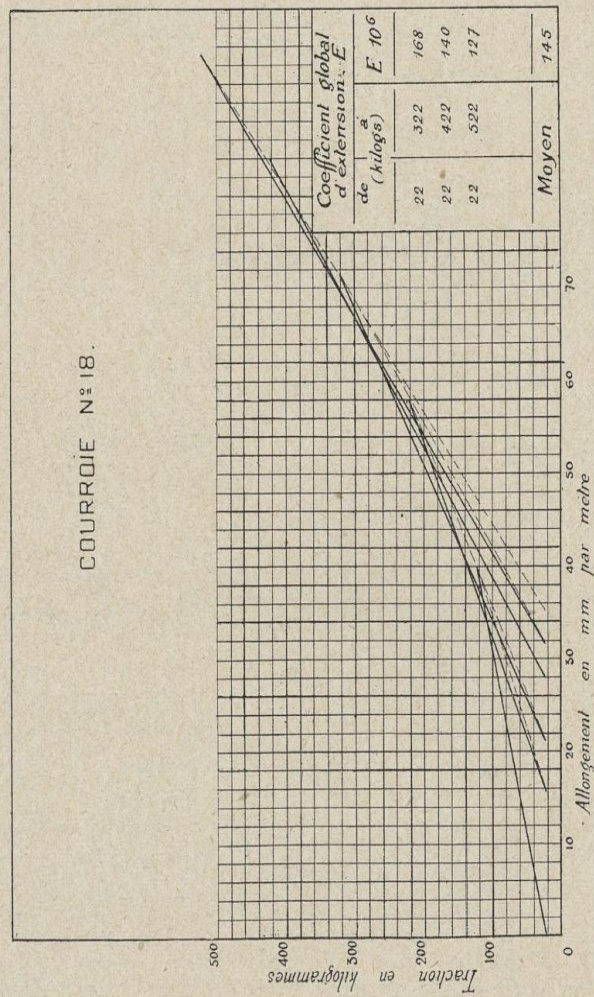
COURROIE N° 18 (brin conduit en dessus)

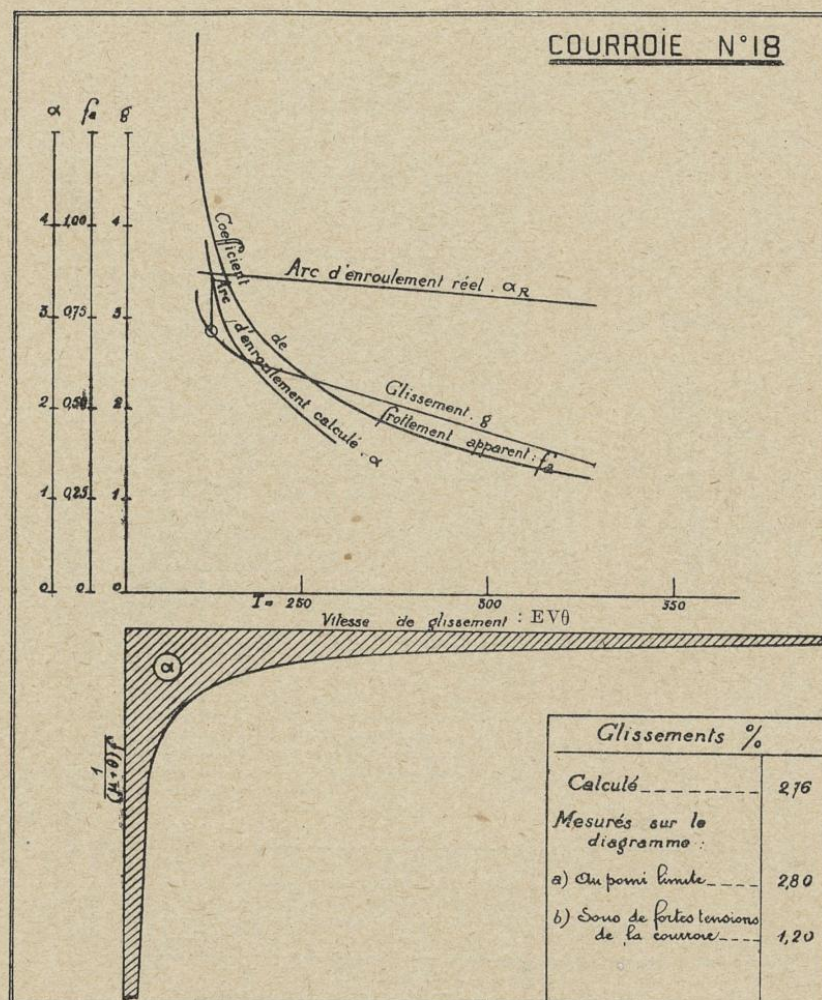
COURROIE N° 18 (brin conduit en dessus)																
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couplets m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Arc embras- ment en radians	Indica- tion du dynamo mètre = D kgs	Traction sur les axes $T + \frac{D}{2}$ = g kgs			
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glis- sement en 0/0				par ven- tila- tion en 0/0	Fleche en m/m	
4	915	902,5	12,5	4,37	39,45	38,775	50,04	48,85	4,46	2,32	4,37	0,95	0	3,44	209,5	419
	909	893,5	15,5	4,705	39,15	38,85	49,68	48,46	4,22	2,56	4,71	0,75	2	3,44	490	380
	912	896	16	4,75	39	38,70	49,65	48,44	4,22	2,50	4,75	0,75	3	3,43	469,5	379
	914	896	48	5,97	39	38,70	49,76	48,44	4,35	2,71	5,97	0,74	45	3,47	400,5	361
	916	894	52,5	5,40	38,85	38,55	49,68	48,44	4,67	3,11	5,40	0,96	37	3,47	433,5	364
	916,5	894	52,5	5,45	38,775	38,40	49,61	47,92	4,69	3,44	5,45	0,96	57	3,50	419	238
6 bis	900,5	878,5	22	5,44	38,70	38,40	48,53	47,09	4,56	3,21	5,44	0,77	57	3,50	417	234
	898,5	874,5	24	5,67	38,85	38,475	48,75	46,97	4,76	3,63	5,67	0,94	42	3,52	410	239
	901,5	875,5	26	5,88	39,075	38,70	49,48	47,39	5,05	3,82	5,88	0,93	36	3,54	408	240
	898,5	869	26,5	5,28	39,225	38,85	49,20	47,39	5,07	4,21	5,28	0,93	337	3,46	402	204



COURROIE N° 18







78.

COURROIE N° 19.

Matériau. — Tissu élastique formé d'une chaîne en poil de chameau et d'une trame en coton. Matelas en tissu de coton spongieux.

Constitution de la courroie. — La courroie comporte une bande de traction et un matelas.

La bande de traction est composée de 4 toiles superposées, réunies par des fils de liège en colon formant coutures.

Le matelas, continu, garnit la face en contact avec les poulies; il est tissé fin à même la bande de traction.

La courroie est renforcée sur les bords par des cordes de coton tressées destinées à la protéger dans le cas de frottement contre un corps dur (roue, etc.).

Après tissage, la courroie est imprégnée avec de l'huile de lin bouillie, séchée, puis peinte avec du vernis au goudron.

La courroie est peu étirée en cours de fabrication. Ses deux bouts sont réunis par une agrafe métallique.

Mode d'emploi et dimensions de la courroie. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

Largeur de la courroie : 164 mm. — Epaisseur totale : 9 mm. 1/4. — Epaisseur utile : 6 mm. 1/4. — Epaisseur du matelas : 3 mm. — Poids de la courroie : 0,95.

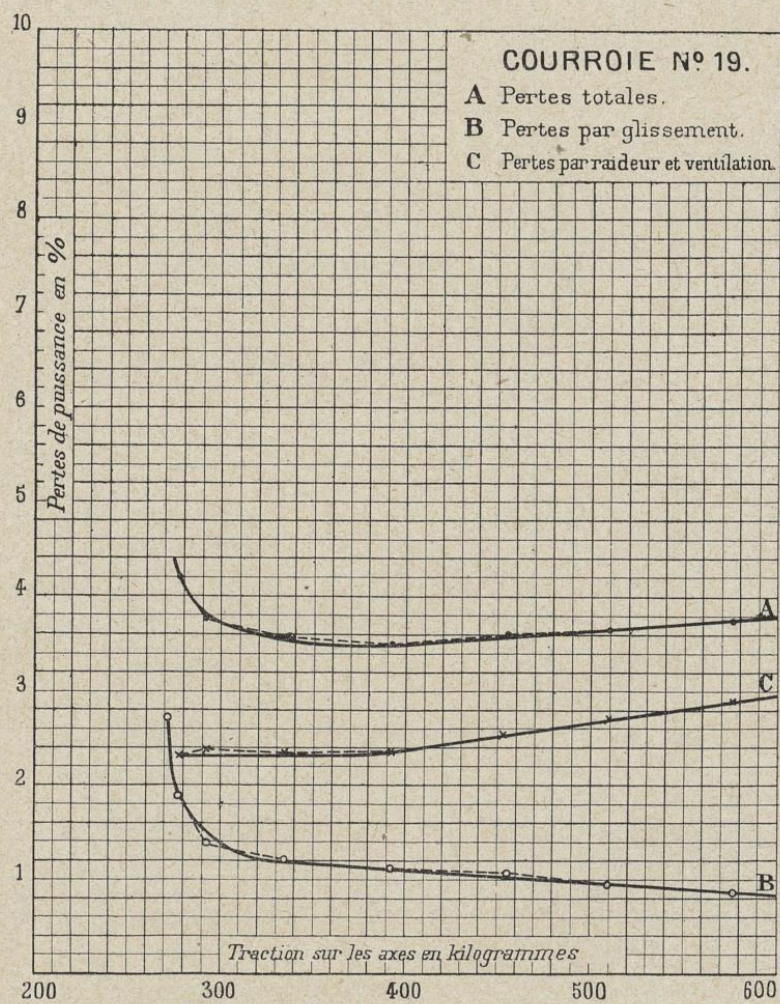
Détails particuliers. — Densité de la courroie : 0,95.

Résistance à la traction équivalente à celle du cuir. La puissance transmise est portée exceptionnellement à 60 chevaux.

Remarque. — Pour cette courroie on n'a pu faire que l'essai de détermination des pertes de puissance (§ 53 (2°)).

COURROIE N° 19 (brin conduit en dessus)

N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Comptes m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance totale		Flèche par ventila- tion en m/m	Arc embrasé en radians	Indica- tion du dynamomètre = D kgs	Traction sur les axes $T + \frac{t}{2} = \frac{D}{2}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	en chevaux	en 0/0				
1	930,5	922,5	8	0,860	46,05	44,70	39,82	57,57	2,25	3,76	2,90	3,45	283,4	576
2	935,5	926,5	9	0,962	46,875	45,60	61,22	58,98	2,24	3,66	2,70	3,45	254,5	509
3	937	927	10	1,067	46,95	45,75	61,41	59,20	2,21	3,60	2,53	3,46	227,5	455
4	935,5	925	10,5	1,122	47,025	45,60	61,41	59,27	2,14	3,48	2,36	3,47	196,4	392
5	939,5	928	11,5	1,224	47,175	46,05	61,87	59,66	2,21	3,57	2,35	3,48	167,4	334
6	930	917	13	1,398	46,725	45,60	60,66	58,37	2,29	3,78	2,38	3,20	146,4	292
7	927	909,5	17,5	1,888	47,025	45,90	60,85	58,28	2,57	4,22	2,33	3,24	148,5	277
8	932,5	907	23,5	2,735	46,95	»	61,12	»	»	»	»	3,26	136,4	272
9	913	890,5	22,5	2,461	41,025	39,9	52,29	49,60	2,69	5,14	2,46	3,27	117,73	235,5
10	917	886,5	30,5	3,326	38,025	37,05	48,68	45,85	2,83	5,81	3,33	3,30	108,5	217
11	927	899,5	27,5	2,967	33,75	32,70	43,68	41,06	2,62	6,00	2,97	3,31	95,4	190



79.

COURROIE N° 20.

Même courroie que le n° 19 sauf que le matelas est rainuré; il se compose de huit bandes de coton de 15 mm. de large et de 3 mm. d'épaisseur.

Largeur de la courroie : 450 mm. — Épaisseur totale : 40 mm. — Épaisseur utile : 7 mm. — Épaisseur du matelas : 3 mm. — Poids de l'unité de longueur de la courroie : 4 kg. 340.

La courroie travaille le brin conduit en dessus.

La puissance transmise a été portée jusqu'à 66 chevaux.

Remarque. — Pour cette courroie on n'a pu faire que l'essai de détermination des pertes de puissance (§ 53 (2°)).

COURROIE N° 20 (brin conduit en dessous) Essai à 66 chevaux															
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Arc embrasé en radians	Indication du dynamomètre $\frac{2D}{T+D}$ en kgs	Traction sur les axes $\frac{2D}{T+D}$ en kgs	
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glissement en 0/0	par ventilation en 0/0				
1	935	926,5	8,5	0,909	50,85	49,50	66,37	64,02	2,35	3,54	0,91	2,63	3,44	293,5	337
2	935	925,5	9,5	1,016	50,40	49,05	65,79	63,37	2,42	3,68	1,02	2,66	3,45	296	342
3	930	920,5	9,5	1,022	50,925	49,80	66,11	63,99	2,43	3,21	1,02	2,49	3,46	217	434 (a)
3 bis	934,5	921,5	10,5	1,074	50,70	49,50	65,93	63,68	2,25	3,41	1,07	2,34	3,47	216,5	433
4	935,5	925	10,5	1,122	50,55	49,50	66,24	63,92	2,29	3,46	1,12	2,34	3,47	190,5	381
5	936	924,5	11,5	1,229	50,55	49,35	66,05	63,88	2,17	3,29	1,23	2,06	3,49	166,5	333
6	933,5	924	12,5	1,339	50,40	49,50	65,68	63,45	2,23	3,40	1,34	2,06	3,23	146,5	293
7	934	919,5	14,5	1,552	50,55	49,50	65,91	63,54	2,37	3,60	1,55	2,05	3,29	137	274
8	937	920	17	1,814	50,55	49,65	66,12	63,77	2,53	3,55	1,81	1,74	3,02	132,75	265,5
9	935	917	18	1,925	50,55	49,65	65,98	63,56	2,42	3,67	1,93	1,74	3,35	132	265 (b)
10	943	913	30	3,482	45,30	44,40	59,63	56,59	3,04	5,40	3,482	1,92	3,34	123	124 (c)
11	944	926	45	4,594	38,70	37,725	50,84	48,77	2,07	4,07	4,59	2,48	3,32	109,5	219 (d)
12	943,5	928,5	45	4,59	38,40	37,575	50,58	48,70	1,88	3,72	4,59	2,43	3,34	106,5	213 (e)

(a) Arrêt pour refaire l'agrafe qui cède. Courroie raccourcie de 85 mm. environ.
(b) Courroie instable.
(c) Courroie très instable. Un patinage pendant la mesure.
(d) La courroie patine un instant pendant le rapprochement des dynamos puis reprend.
(e) Courroie très stable.

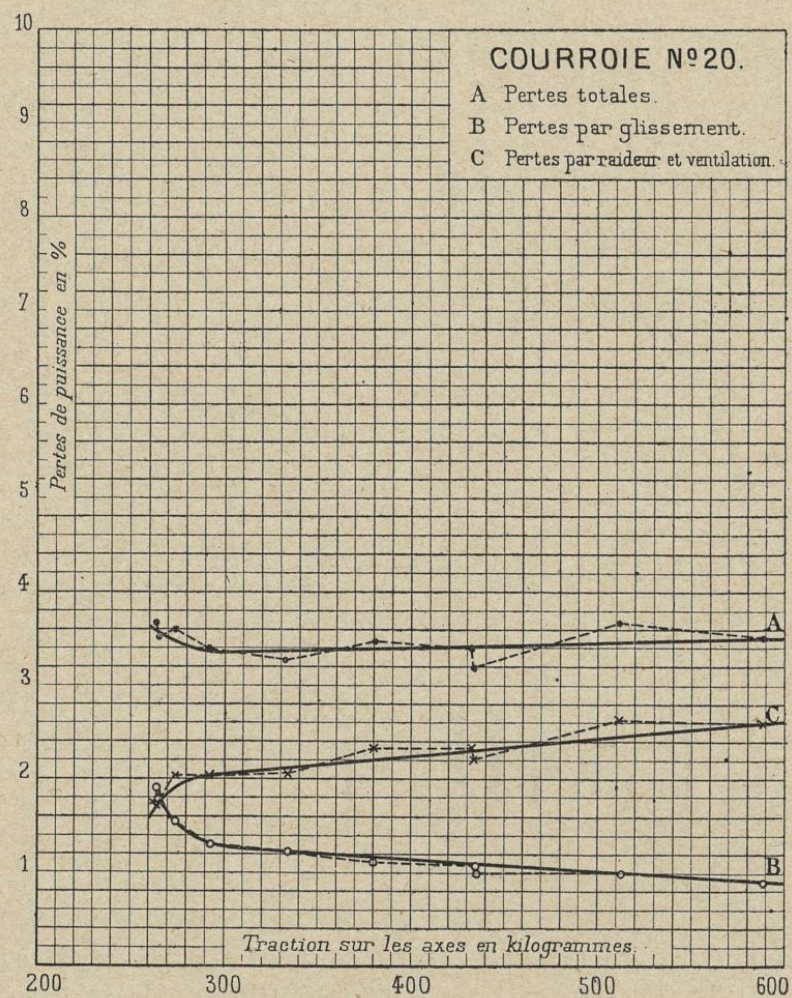
(a) Arrêt pour refaire l'agrafage qui cède. Courroie raccourcie de 85 mm. environ.

(b) Courroie instable.

(c) Courroie très instable. Un patinage pendant la mesure.

(d) La courroie patine un instant pendant le rapprochement des dynamos puis reprend.

(e) Courroie très stable.



80.

COURROIE N° 20 bis.

Même courroie que le n° 20, mais la puissance transmise n'a pas dépassé 50 chevaux.

La courroie travaille le brin conduit en dessus.

Remarque. — Pour cette courroie on n'a pu faire que l'essai de détermination des pertes de puissance (§ 53 (2°)).

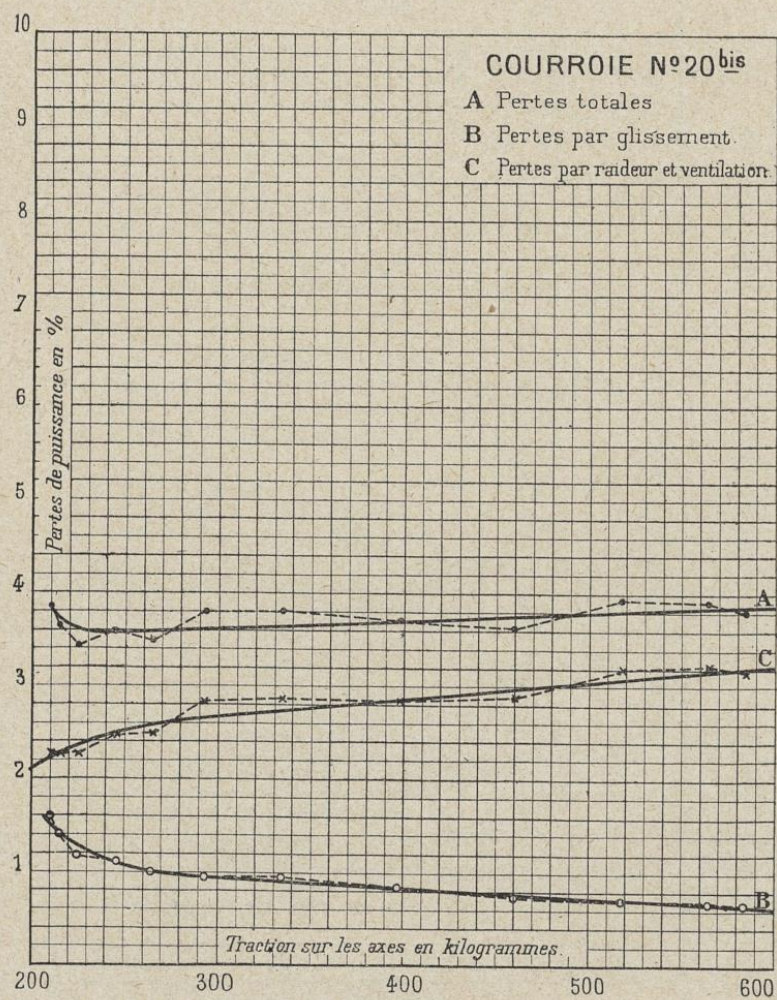
Note. — Le brin conduit est en dessus contrairement au cas général des numéros « bis ».

COURROIE N° 20 bis (brin conduit en dessus).
Essai à 50 chevaux

N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Fleche en m/m	Arc embrasé en radians	Indica- tion du cylindre mètre = D	Traction les axes $\frac{1}{2} D = \frac{l}{2pr^2}$ g
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glis- sement en 0/0				
1 bis	892,5	886	6	0,67	37,8	36,6	47,07	45,27	4,80	3,82	3	3,14	292	384
2	925,5	918	6,5	0,70	39,375	38,10	50,87	48,88	4,99	3,91	4	3,14	282,5	365
3	932,5	926	7	0,73	39,525	38,25	53,44	51,05	2,09	3,93	5	3,15	259,5	349
4	935	927	7,5	0,75	38,775	37,65	50,45	48,62	4,83	3,63	6	3,15	230,5	319
5	935	927	8	0,86	39,075	37,95	51	49,14	1,89	3,71	7	3,15	199	288
6	935	924	9	0,96	39,225	37,875	50,80	48,86	1,94	3,82	8	3,17	167,5	255
7	929,5	920	9,5	1,02	38,25	37,10	51,20	49,25	1,95	3,81	9	3,18	146,5	235
8	935,5	925,5	10,5	1,12	38,85	37,875	50,44	48,64	1,77	3,51	10	3,20	132,5	205
9	936,5	925,5	11	1,17	38,925	37,95	50,83	49	1,83	3,60	11	3,22	122,5	245
10	939	926,5	13	1,38	39	38,40	50,99	49,23	1,76	3,45	12	3,25	112	224
11	938	923	15	1,60	39	38,10	51,12	49,25	1,87	3,66	13	3,30	107	214
12	934,5	920,5	16	2,30	37,0	35,10	51,07	49,09	1,98	3,88	14	3,45	105	210
13	953,5	939,5	20,5	2,70	34,45	32,4	38,8	36,80	0,88	2,40	15	3,45	105	210
14	953,5	939,5	21	2,70	34,45	32,4	38,8	36,80	0,88	2,40	16	3,45	105	210
15	956,5	934,5	21	0,21	3,90	2,35	5,24	3,40	1,81	0,21	17	3,45	205	300
									1,81	0,21	18	3,45	205	300

(a) A chaque passage de l'agraphe la courroie décolle de la poulie.

(b) Marche presque à vide.



81.

COURROIE N° 21.

Matériau. — Cuir de pays traité à trois bains : chlorure de sodium et acide sulfurique, acide chlorhydrique et bichromate de potasse, hyposulfite de soude.

Constitution de la courroie. — La courroie est formée de 38 bandes de cuir chromé travaillant sur champ, cousues ensemble.

Mode d'emploi et dimensions de la courroie. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

Largeur de la courroie : 145 mm.

Épaisseur : 12 mm.

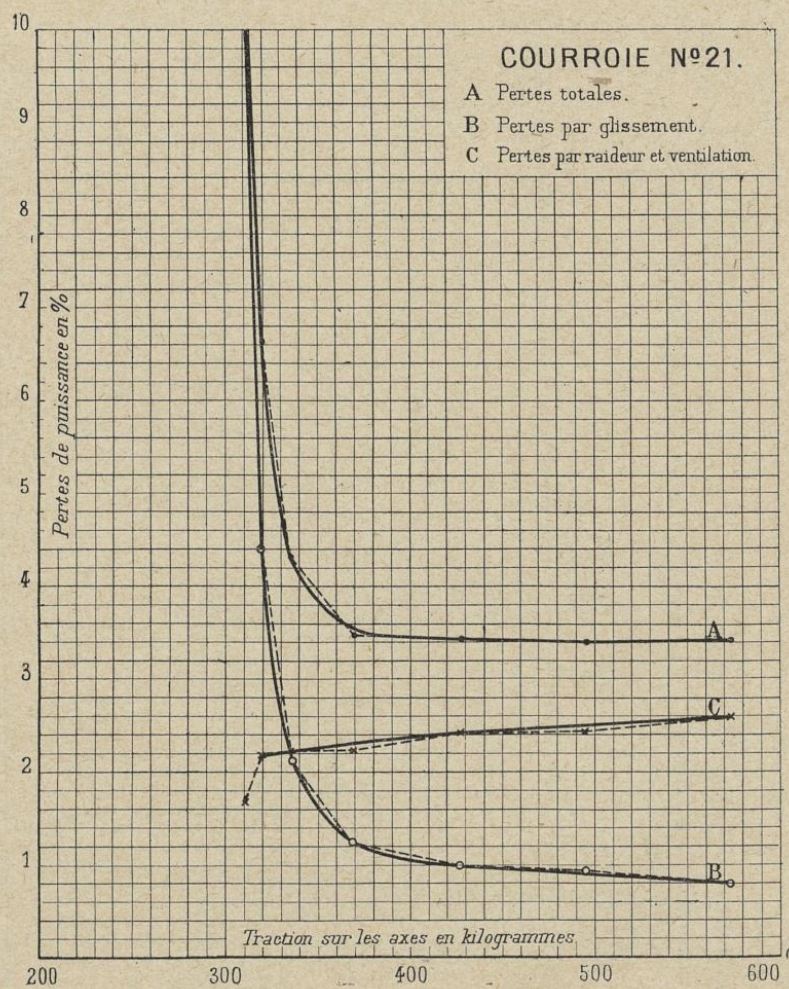
Poids de l'unité de longueur de la courroie : 4 kg. 636.

COURROIE N° 21 (brin conduit en dessus)

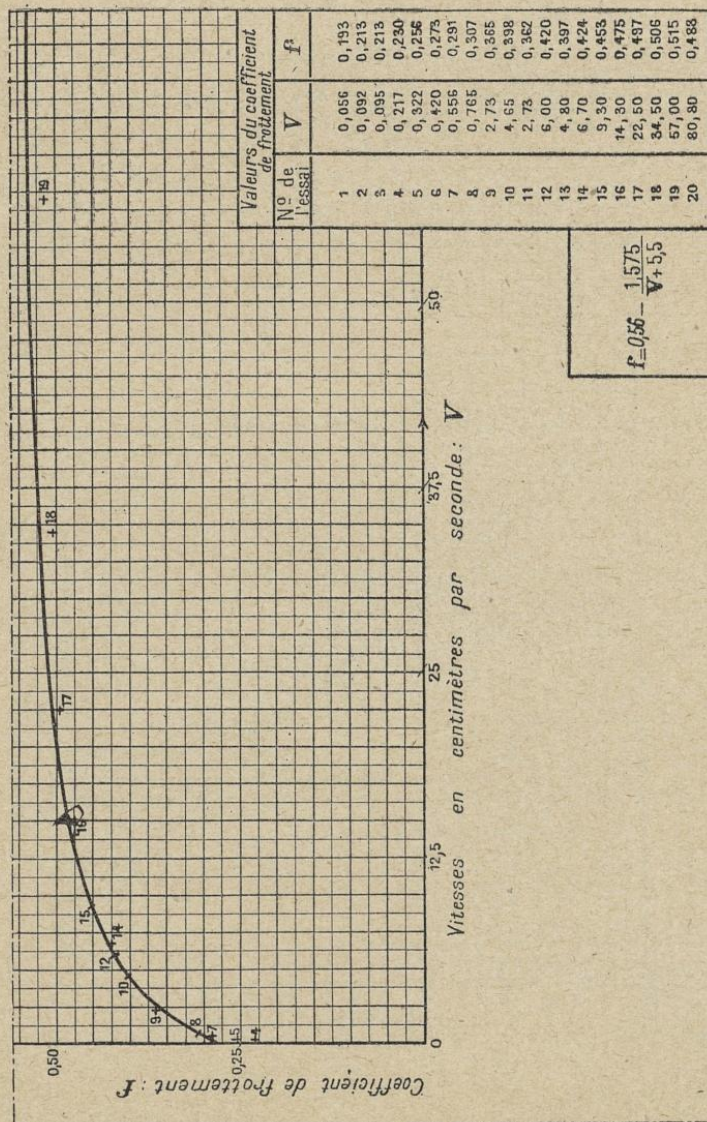
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Flèche en m/m	Arc embrasé en radians	Indication du dynamomètre = D kg.	Traction sur les axes $\frac{D}{2} = \frac{P}{2}$ kg.
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glissement en 0/0	par glissement en 0/0			
1	923	945,5	7,5	0,813	39,45	38,40	50,83	49,08	1,75	3,44	2,63	3,45	287	374
2 (a)	920,5	942	8,5	0,923	39,375	38,40	50,60	48,89	1,71	3,38	2,46	3,45	248	496
3	924,5	942,5	9	0,977	39,375	38,40	50,65	48,92	1,73	3,42	2,44	3,45	213	426
4	921	909,5	41,5	4,249	39,30	38,40	50,53	48,76	1,77	3,50	2,25	3,46	183	370
5	926	906,5	49,5	2,106	39,45	38,53	51	48,78	2,22	4,35	2,11	3,47	168	336
6	925	884	41	4,432	39	38,10	50,36	47,02	3,54	6,63	2,20	3,47	100	320
7	922,5	820	102,5	11,111	39	38,25	50,22	43,79	6,43	12,80	1,69	3,47	151	302
													151	302

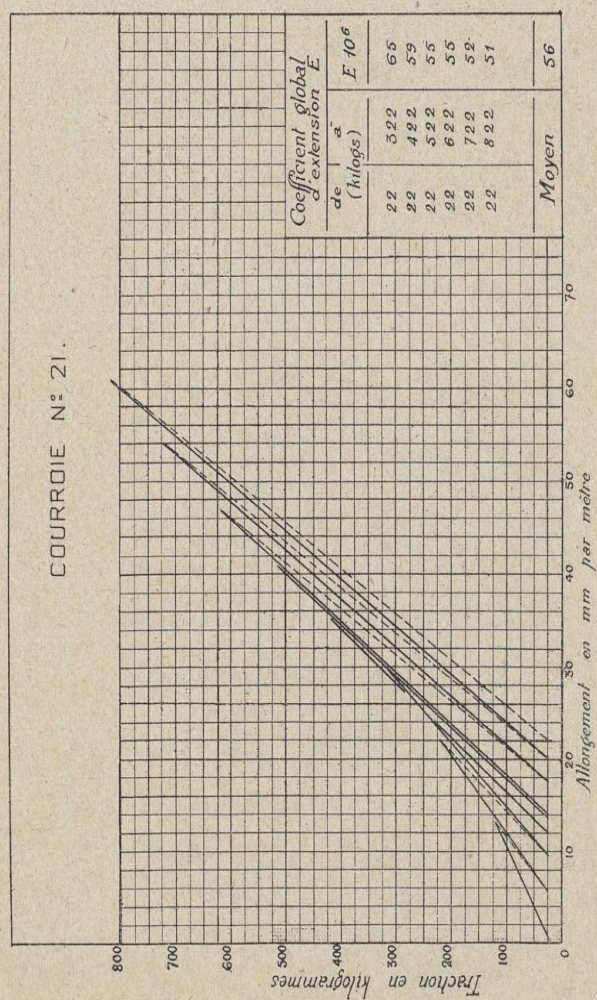
(a) Léger battement du brin conducteur.

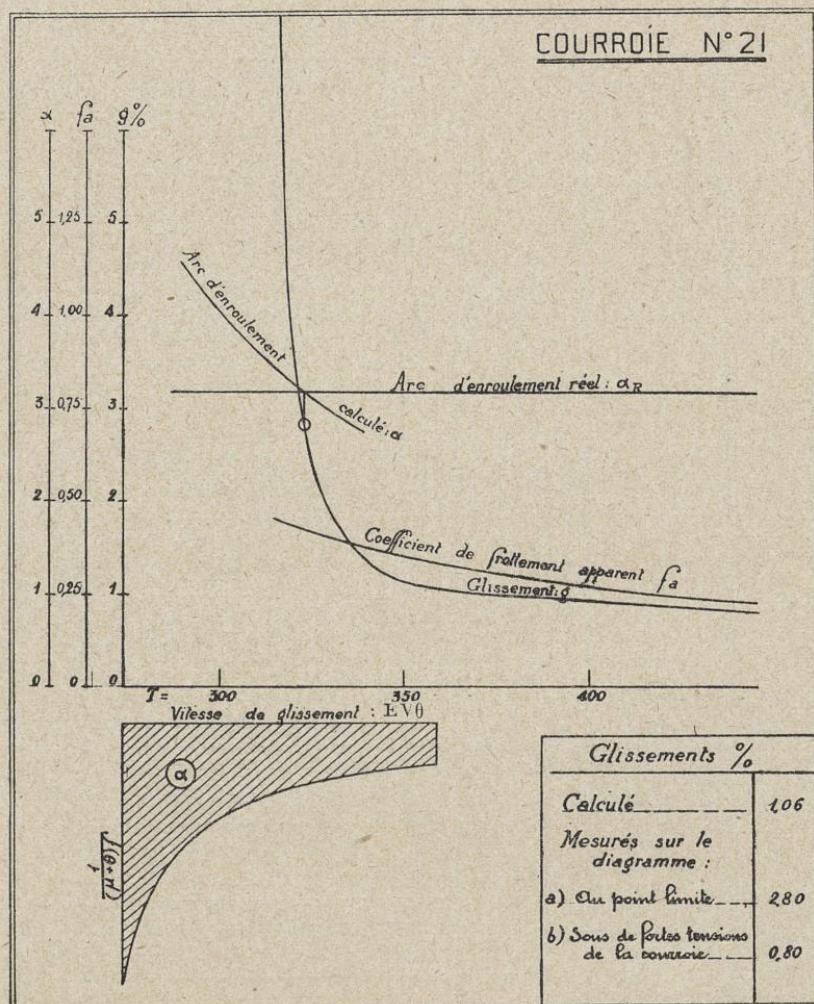
(b) Entre 6 et 7 : marche à vide, 5 minutes.



COURROIE N° 21







82.

COURROIE N° 22.

Matériau. — Cuir de bœuf, tanné au chène et corroyé à l'émulsion de dégras.

Constitution de la courroie. — Courroie simple plate, sans fin.

Mode d'emploi et dimensions de la courroie. — La courroie travaille le brin conduit en dessus, côté chair sur les poulies.

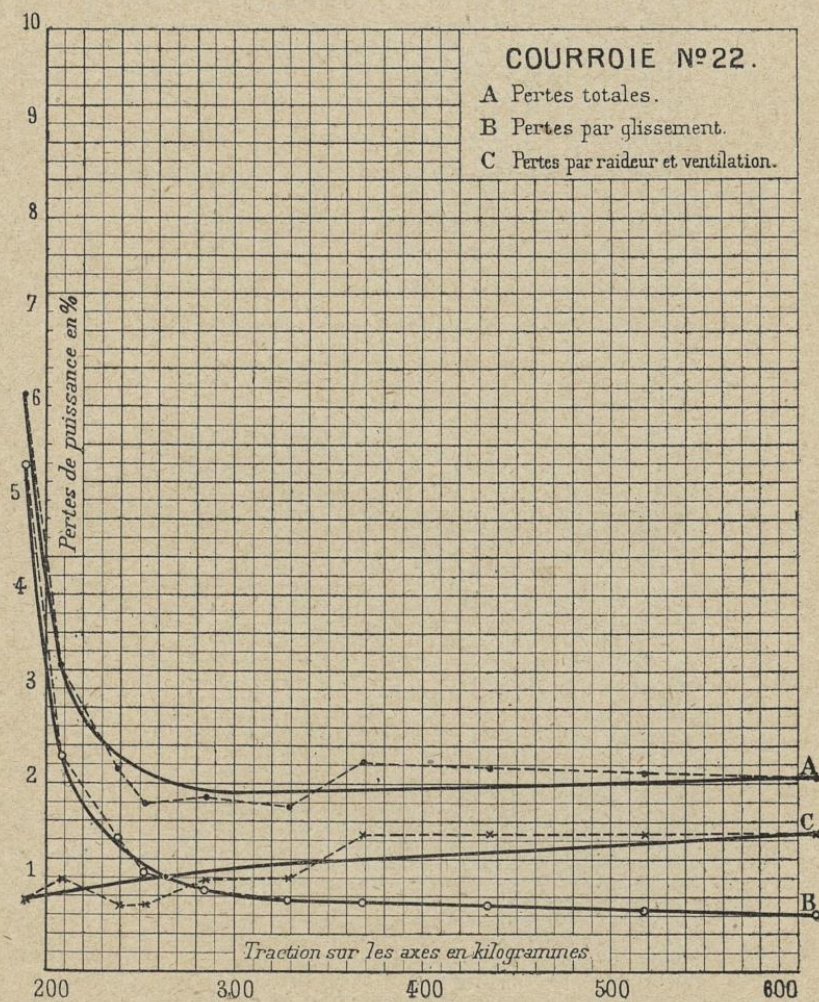
Largeur de la courroie : 175 mm.

Épaisseur : 6 mm.

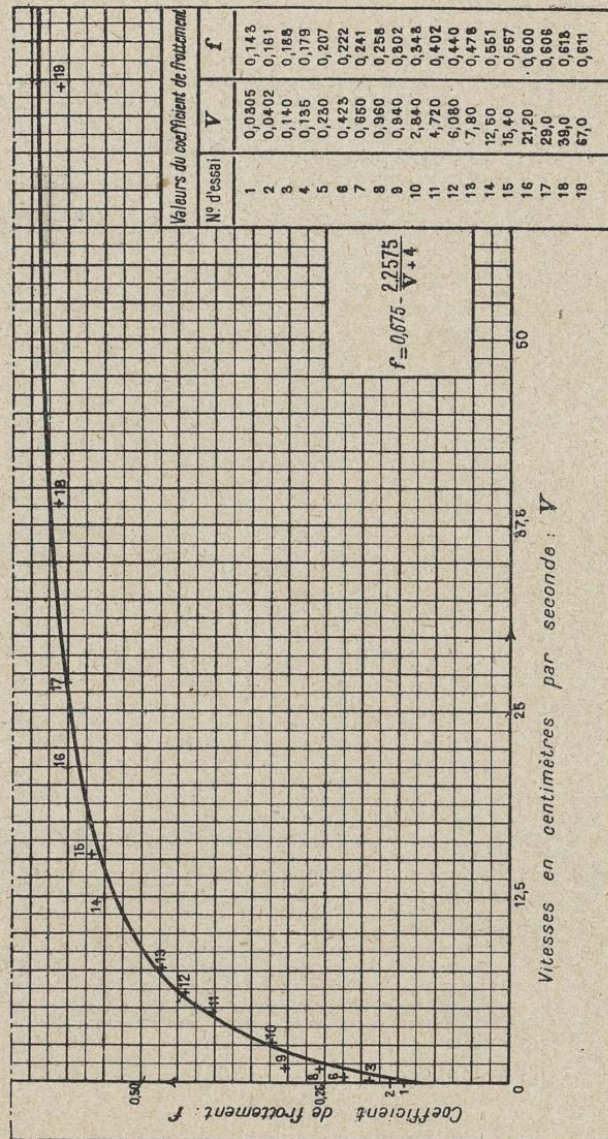
Poids de l'unité de longueur de la courroie : 1 kg. 007.

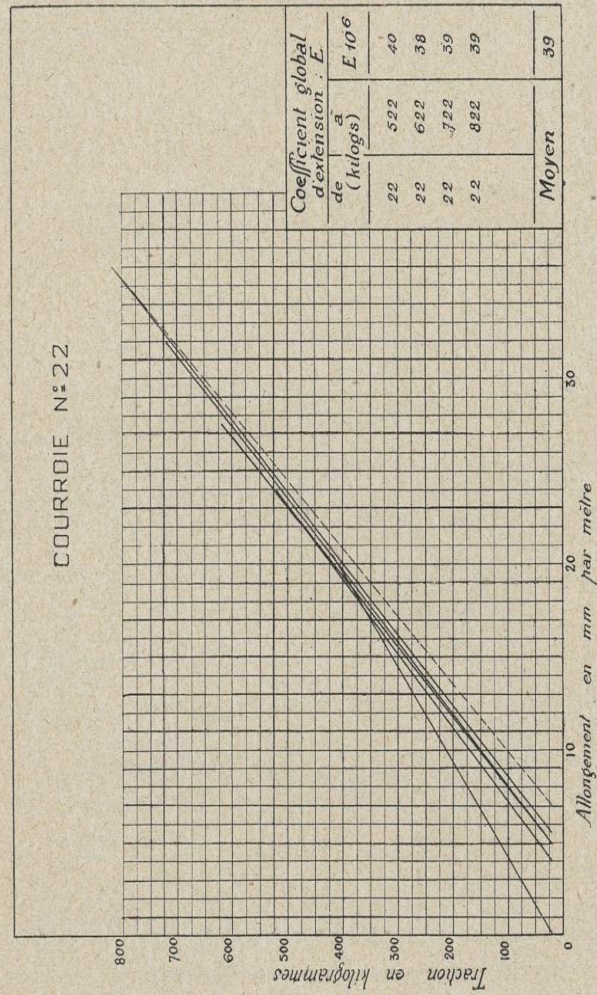
La puissance transmise n'a été que de 40 chevaux environ.

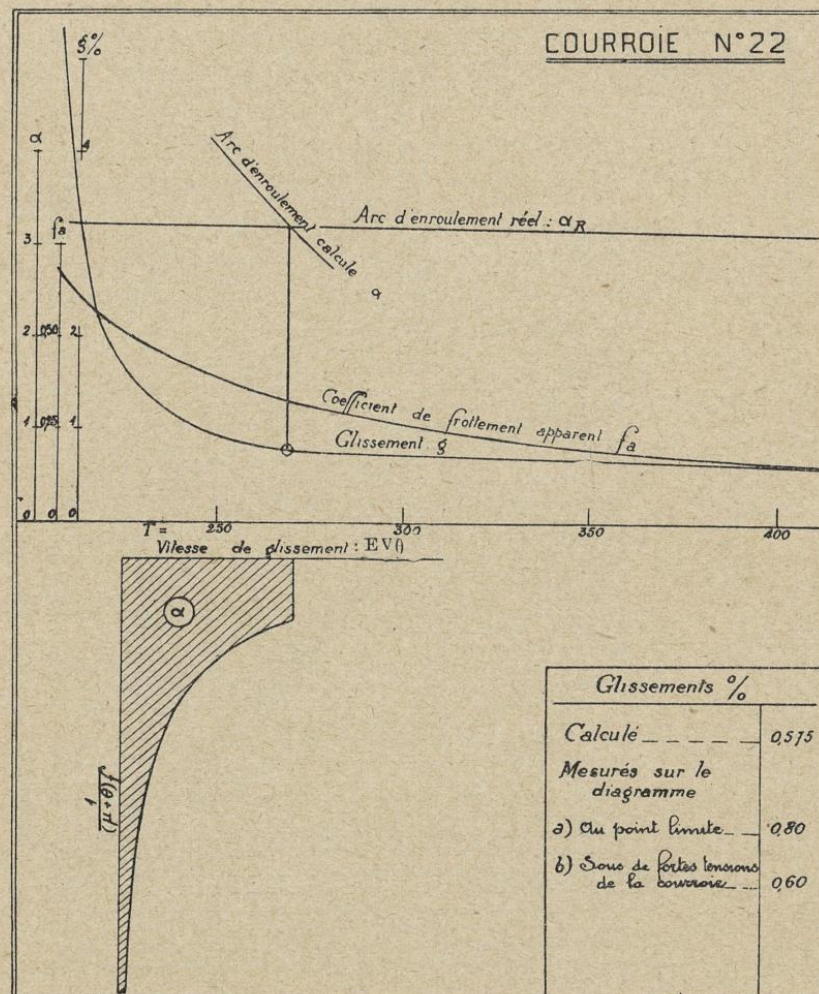
COURROIE N° 22 (brin conduit en dessus)																
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Puissances en chevaux		Couples m. kg.		Perte de puissance			Arc embrasé en radians	Indica- tion du dynamo- mètre = D	Traction sur les axes $T = \frac{2P}{g}$ kgs		
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	en chevaux	en 0/0				par gis- sement en 0/0	par matur, ventila- tion en 0/0
1	924	915,5	5,5	0,597	39,54	38,72	30,75	30,30	0,82	2,07	0,60	1,47	3	3,14	609	
2	949,5	943,5	6	0,653	39,09	38,26	30,45	30	0,83	2,12	0,65	1,47	5	3,15	518	
3	933	926,5	6,5	0,697	33,66	38,80	30,45	30	0,86	2,17	0,70	1,47	9	3,15	435	
4	935,5	928,5	7	0,748	39,77	38,89	30,45	30	0,88	2,21	0,73	1,46	4	3,16	217,5	
5	921	914	7	0,760	38,96	38,28	30,30	30	0,73	1,75	0,66	1,46	4	3,16	328	
6	918	910,5	8	0,871	39,02	38,30	30,30	30,45	0,72	1,85	0,87	0,98	20	3,16	426,25	
7	917	907,5	9,5	1,036	39,08	38,39	30,30	30,525	0,69	1,77	1,04	0,73	53	3,17	283,5	
8	924,5	908,5	13	1,441	39,17	38,33	30,45	30,225	0,84	2,44	1,41	0,73	45	3,18	238,5	
9	921	900	21	2,280	38,96	37,69	30,30	30	1,27	3,26	2,28	0,98	64	3,20	207,5	
10	921	871,5	49,5	5,375	38,48	36,13	29,925	29,70	2,35	6,41	5,37	0,74	93	3,23	190	
Expériences à 35 HP																
11	928	913,5	14,5	1,452	33,27	34,43	27,225	27	0,84	2,38	1,56	0,82	27	3,46	231	
12	931	905	26	2,793	33,09	33,83	27	26,775	1,26	3,59	2,79	0,80	52	3,49	201,5	
13	927	877,5	49,5	5,340	34,94	32,71	27	26,70	2,23	6,38	5,34	1,04	93	3,25	175,5	



COURROIE N° 22







83.

COURROIE N° 24.

Matière. — Tissus de coton superposés et cousus. Après couture la matière est imprégnée d'huile de lin bouillie, séchée, puis pointée à l'huile de lin et au siccatif.

Constitution de la courroie. — La courroie sans fin est formée de six épaisseurs de tissu de coton superposées, cousues avec du fil de coton de grande résistance; les coutures sont écartées de 7 à 10 mm.

La courroie est peu étirée en cours de fabrication.

Mode d'emploi et dimensions de la courroie. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

Largeur de la courroie : 430 mm.

Épaisseur : 8 mm.

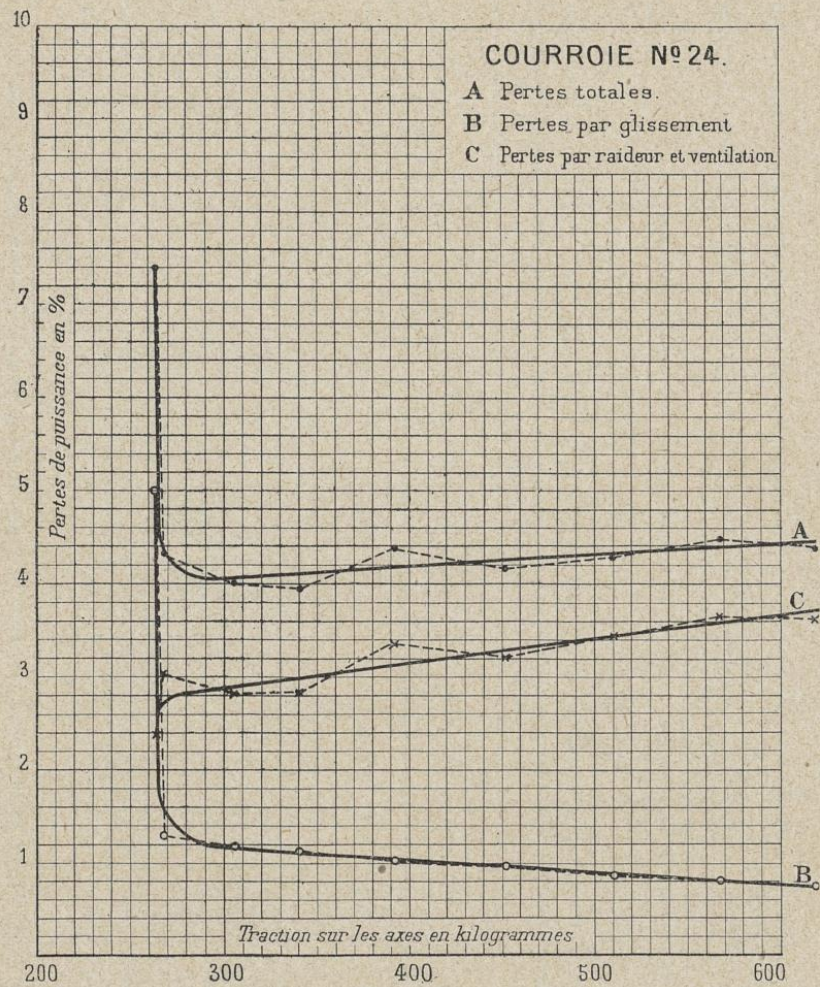
Poids de l'unité de longueur : 1 kg. 403.

Détails particuliers. — Résistance à la traction : 5 kg. par mm².

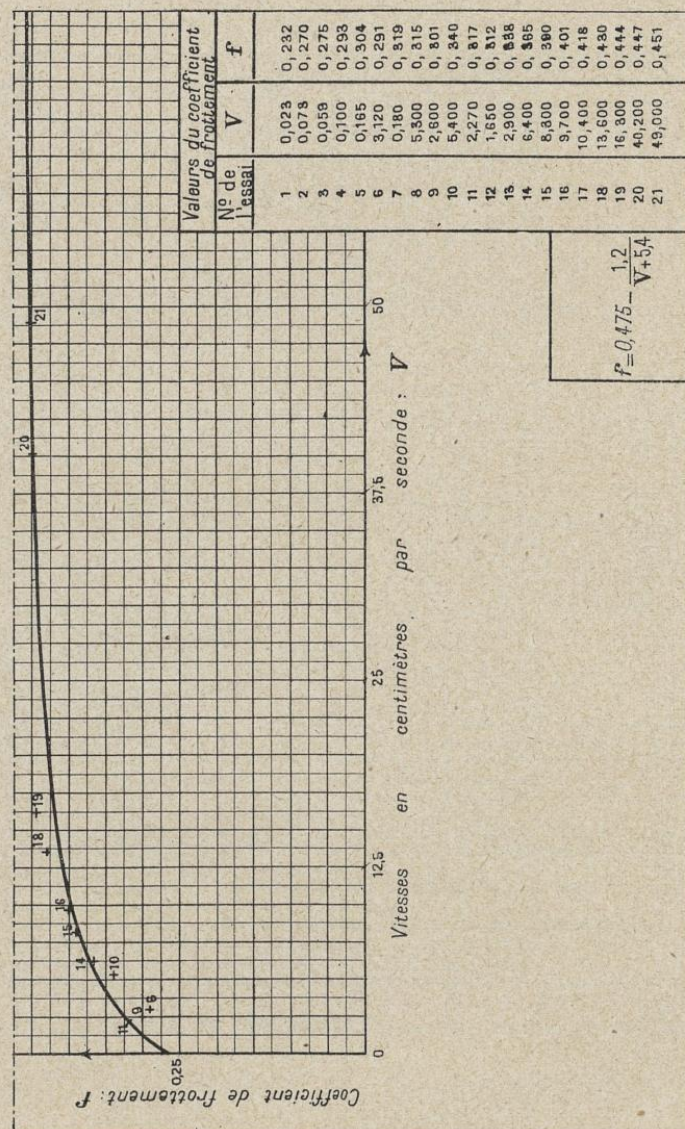
COURROIE N° 24 (brin conduit en dessus)

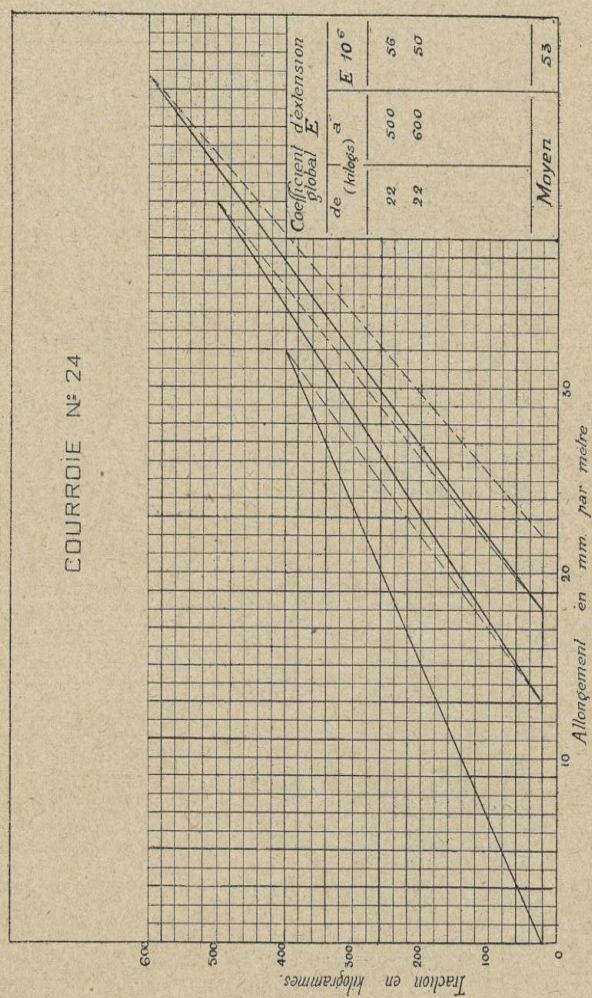
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puisances en chevaux		Perte de puissances		Flèche en m/m	Arc embras- sé en radians	Indica- tion du dynamomètre $\frac{D}{2}$ kg	Traction sur les cylindres $\frac{D}{2} + \frac{l}{2}$ kg
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	en 0/0	par glissement en 0/0	par raidier, en 0/0			
1	927	920	7	0,755	38,925	37,50	50,37	48,16	4,39	0,76	3,63	3,14	309	618
2	927	919,5	7,5	0,809	38,475	37,05	45,79	47,56	4,48	0,81	3,07	3,15	283,5	567
3	928,5	920,5	8	0,862	39,025	37,60	50,75	48,57	4,30	0,86	3,44	3,16	283	566
4	929	921,5	9	0,915	39,575	38,15	51,20	49,08	4,39	0,91	3,71	3,17	282	564
5	930,5	923	9,5	0,968	39,625	38,20	51,64	49,58	4,39	0,96	3,85	3,18	282	564
6	933,5	923	10,5	1,021	39,225	38,40	51,42	49,09	3,97	1,02	3,85	3,17	496	392
7	932,5	921,5	11	1,074	39,15	38,025	50,96	48,92	4,48	1,07	3,82	3,18	340	340
8	924	909,5	12	1,127	39,15	37,80	50,14	47,97	4,33	1,13	3,03	3,20	452,5	305
9	930	883,5	16,5	1,303	38,85	37,875	50,44	46,71	7,39	5	2,39	3,20	434	268
10 (a)	920,5	868	52,5	5,70	39,75	38,70	51,08	47,62	8,20	5,70	2,50	3,21	432	264
									6,77		1,07		435,5	271

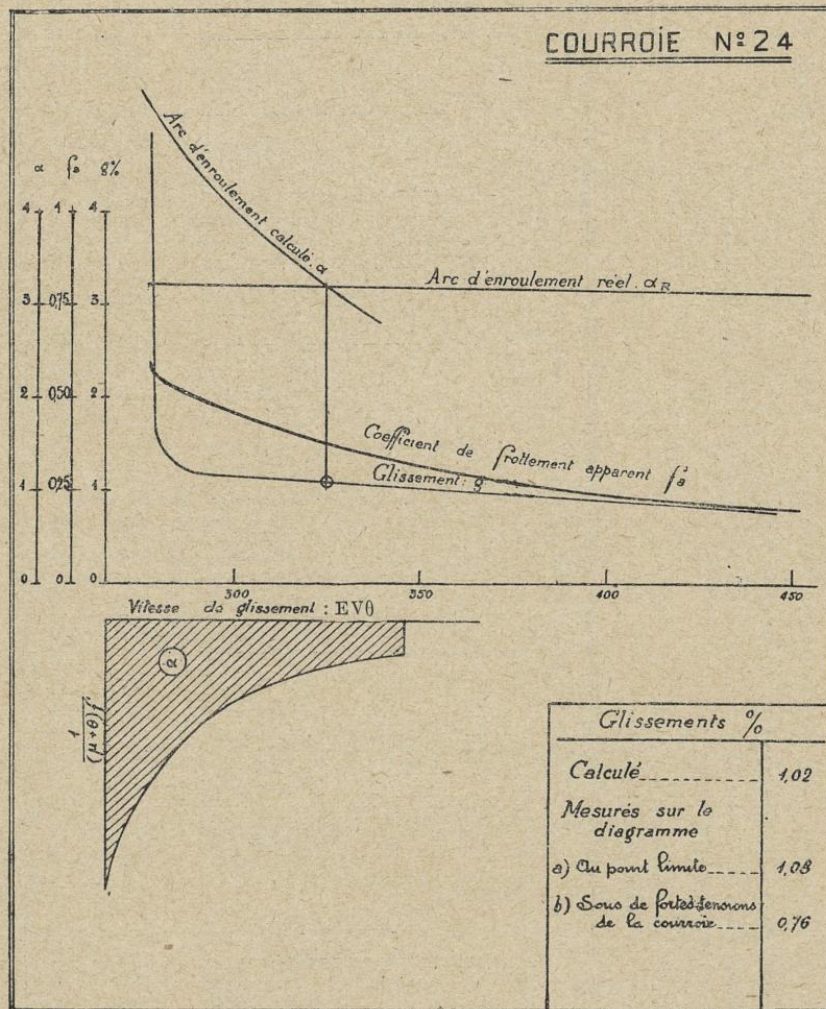
(a) La mesure du couple résistant est impossible par suite de l'instabilité de la balance du frein (battement de la courroie et augmentation progressive du glissement pendant la mesure).



COURROIE N° 24







84.

COURROIE N° 25.

Matériau. — La courroie est constituée par un tissu de coton replié plusieurs fois sur lui-même et enduit de gomme.

Constitution de la courroie. — Courroie continue comportant 4 plis.

Mode d'emploi et dimensions de la courroie. — La courroie travaille le brin conduit en dessus.

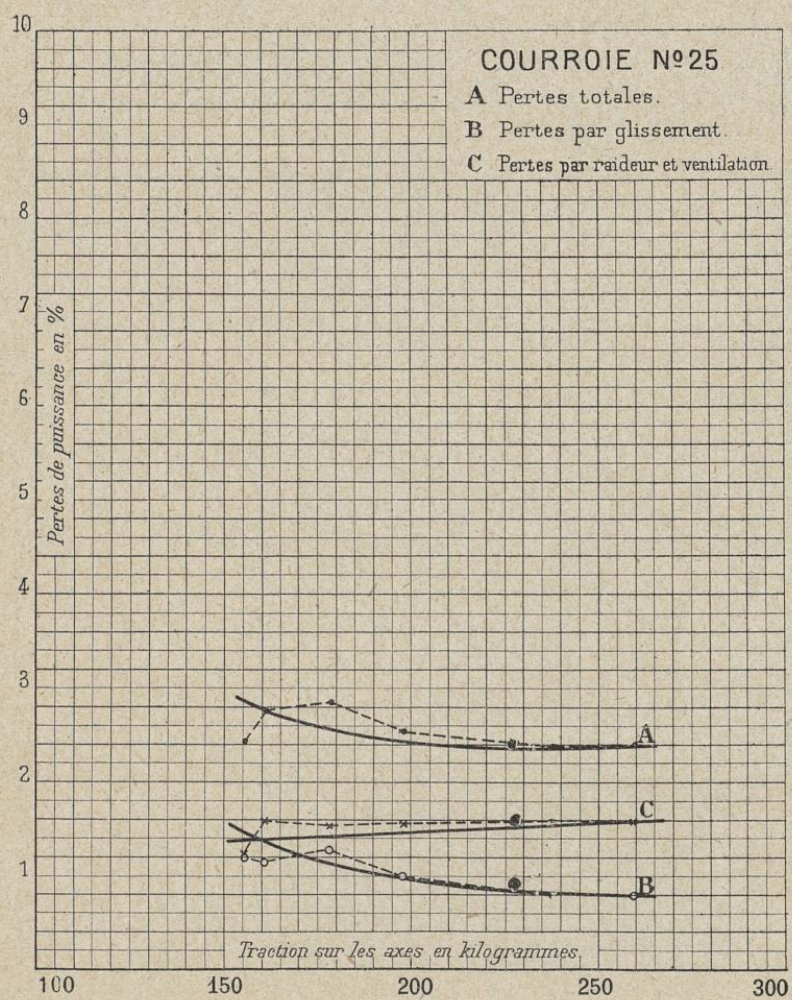
Largeur de la courroie : 400 mm.

Épaisseur : 5 mm.

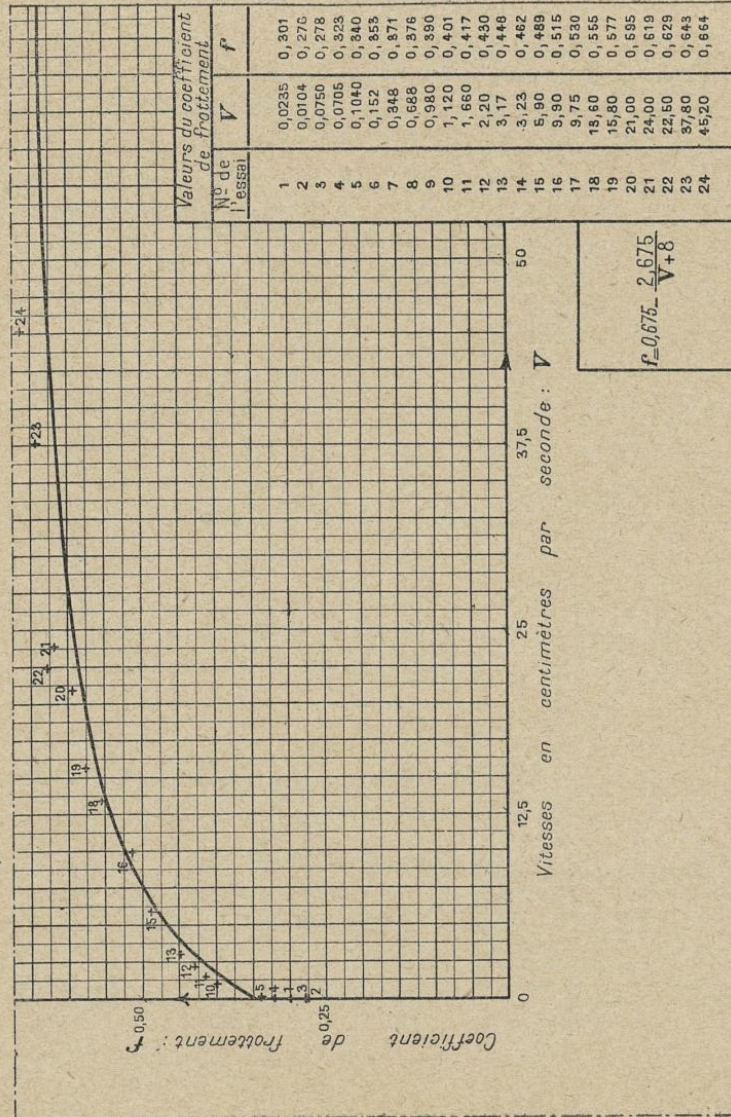
Poids de l'unité de longueur : 0 kg. 528.

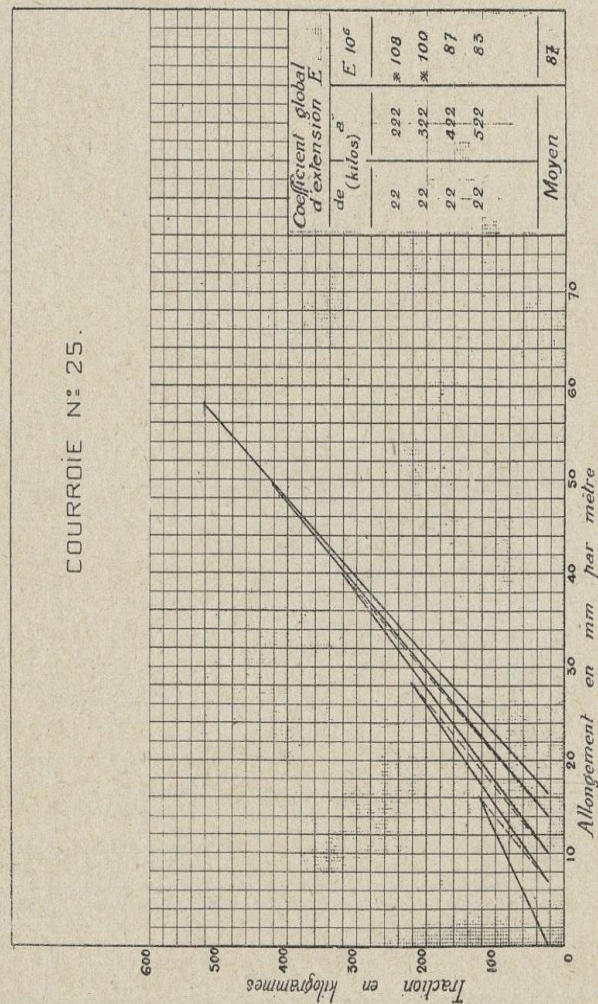
La puissance transmise n'a été que de 30 chevaux.

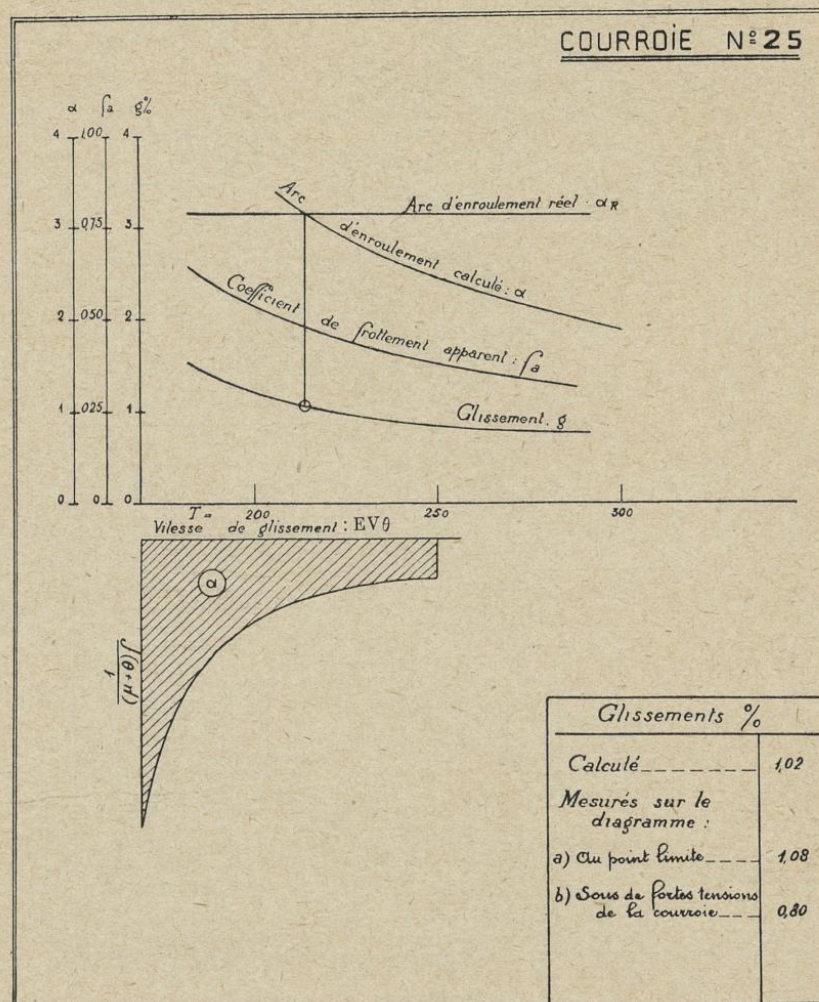
COURROIE N° 25 (brin conduit en dessus)											
N° des essais	Vitesse t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance		Traction sur les axes $\frac{D}{2} = \frac{T + P}{2g}$ kgs
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale en chevaux	par glis- sement en 0/0	
1	933,5	926	7,5	0,803	23,325	22,95	30,40	29,67	0,73	2,40	3,14
2	933,5	926	7,5	0,803	23,475	23,10	30,59	29,86	0,73	2,39	3,15
3	930	920,5	9,5	1,022	23,625	23,25	30,67	29,88	0,79	2,58	3,15
4	929	917	12	1,292	23,55	23,175	30,54	29,67	0,87	2,85	3,16
5	940	929	11	1,170	23,40	23,025	30,71	29,86	0,85	2,77	3,17
6	940	928,5	11,5	1,223	23,55	23,25	30,90	30,14	0,76	2,46	3,18
Expériences à 22 HP											
7	567,5	562	5,5	0,969	27,75	27,30	21,98	21,42	0,56	2,55	3,14
8	567	561	6	1,058	27,825	27,30	22,02	21,38	0,64	2,91	3,15
Essais effectués à 30 HP et 22 HP avec travail maximum de la courroie : 0 kg. 400 par mm ² action de la force centrifuge comprise.											Indica- tion dynam- mètre = D kgs
											429,5
											414
											498
											478
											464
											78
											156
											253
											220



COURROIE N° 25



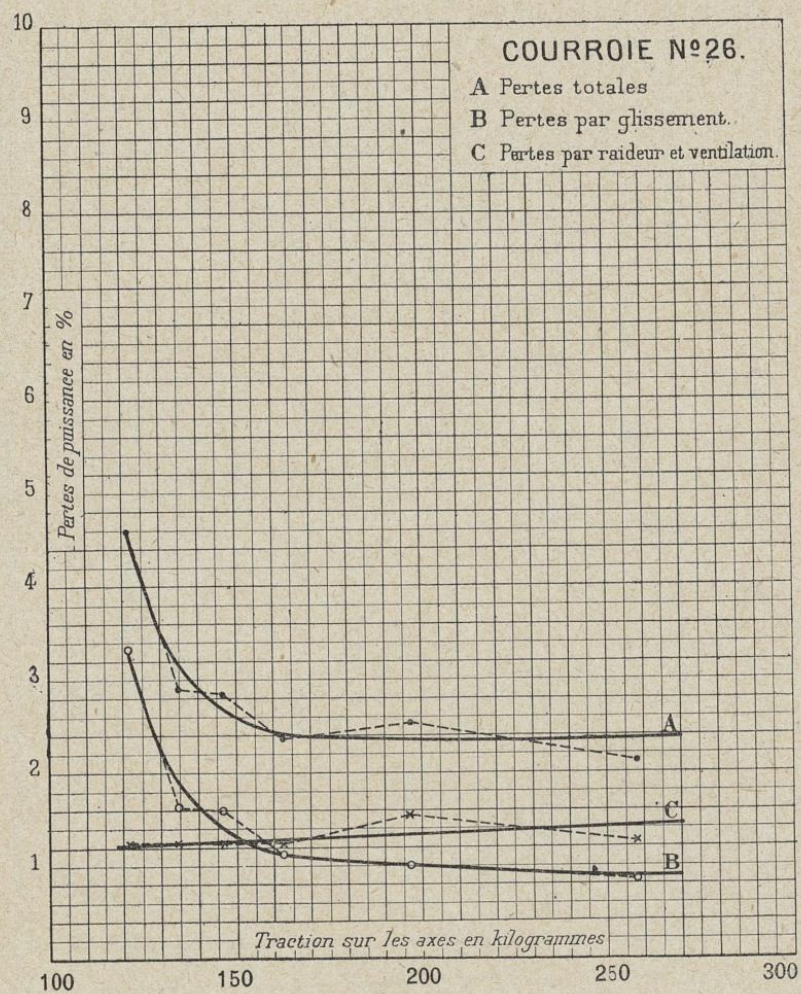




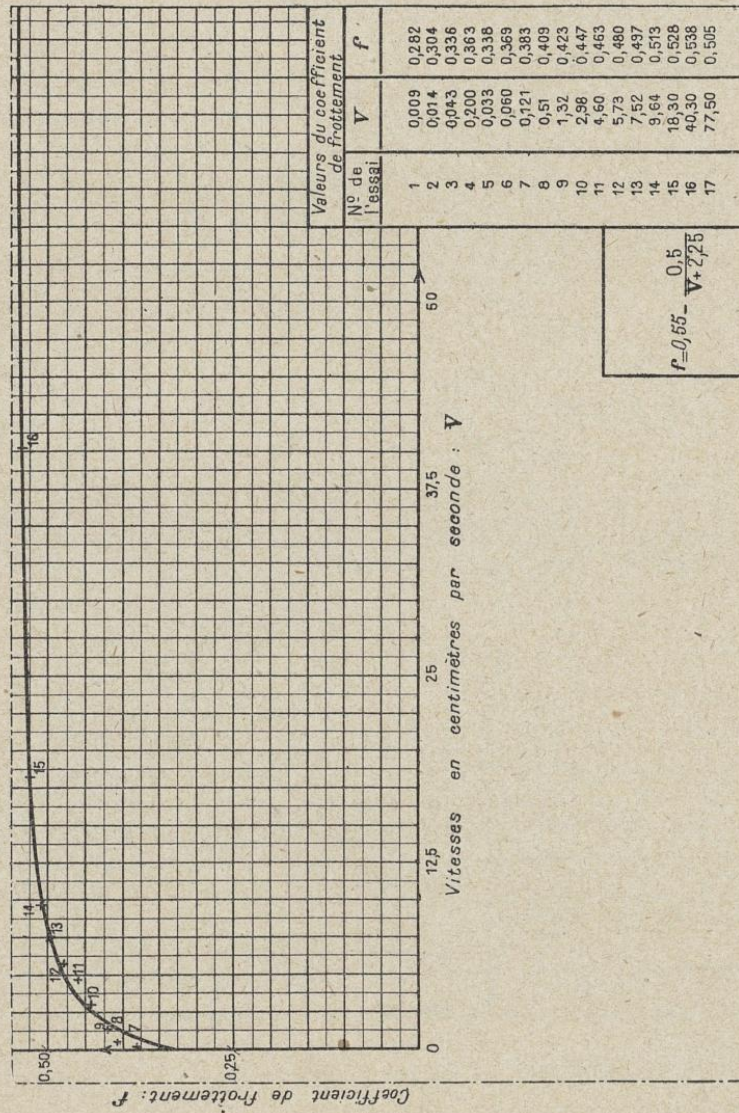
COURROIE N° 26.

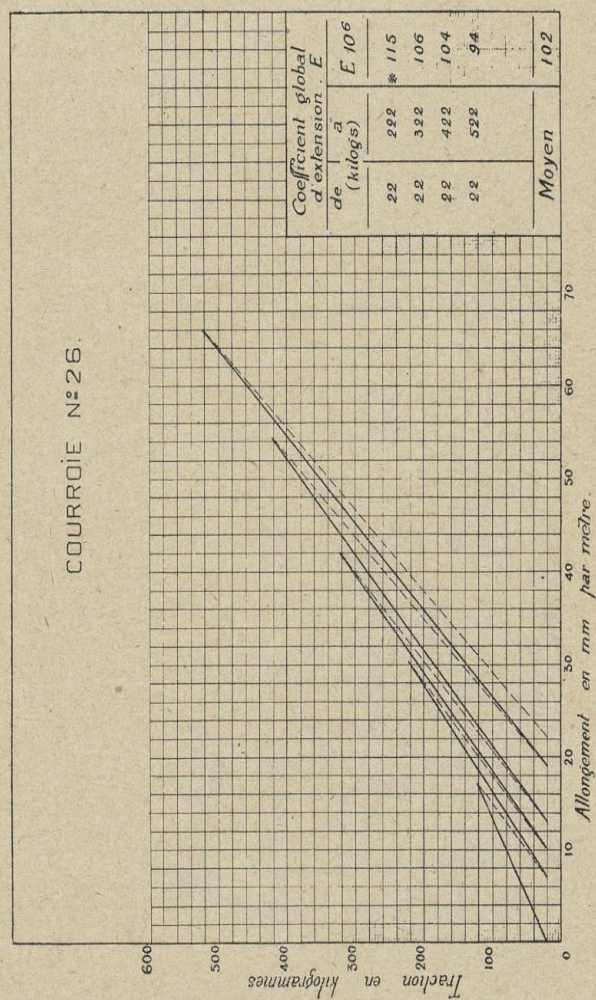
Courroie du même type que le n° 25 ; mêmes caractéristiques sauf le poids de l'unité de longueur qui est : 0 kg. 536.

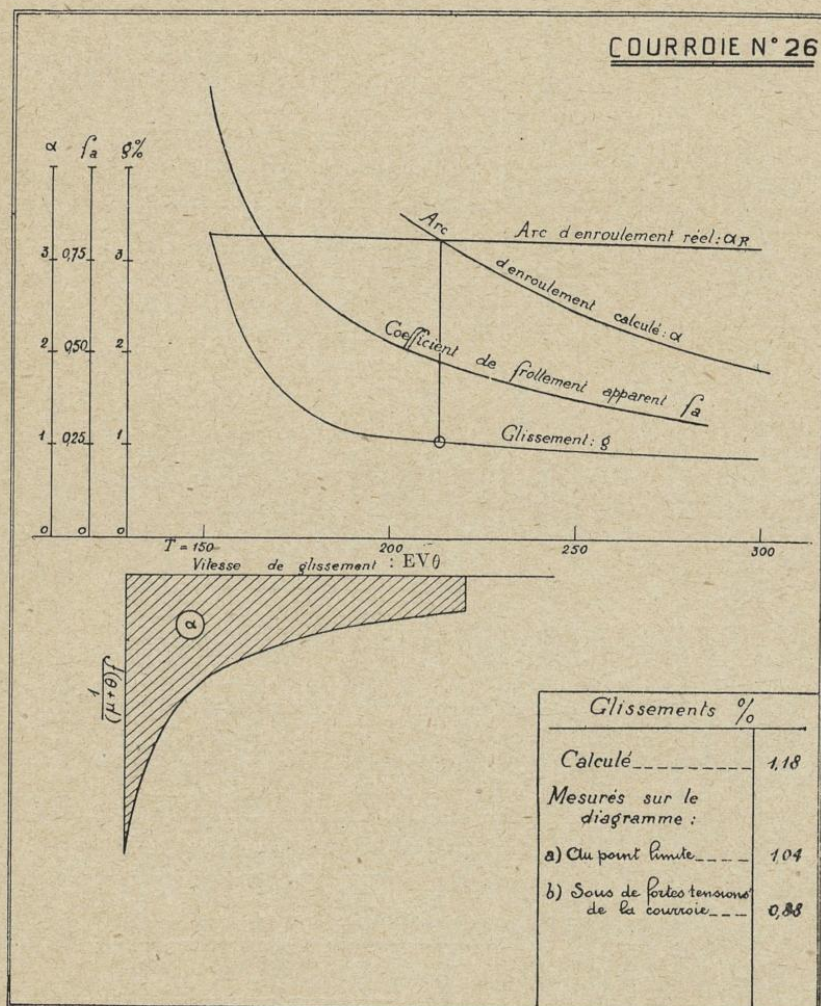
COURROIE N° 26 (brin conduit en dessus)																
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc embras- sé en radians	Indien- tion du dynam- omètre = $\frac{D}{2\rho r^2}$ kgs	Traction sur les axes $\frac{2D}{T+l} = \frac{2\rho r^2}{t}$ kgs	
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glis- sement en 0/0	par rais- sement en 0/0					
																en chevaux
1	926,5	918,5	8	0,863	23,25	22,95	30,07	29,43	0,64	2,13	0,86	1,27	3	3,44	429	258
2	922,5	913,5	9	0,976	23,625	23,25	30,42	29,65	0,77	2,53	0,98	1,55	12	3,45	98,5	197
3	923	912,5	10,5	1,138	23,55	23,25	30,34	29,62	0,72	2,37	1,14	1,23	26	3,17	81,5	163
4	930	915	15	1,613	23,55	23,25	30,57	29,70	0,87	2,85	1,61	1,24	46	3,19	73,5	147
5	929	913,5	15,5	1,668	23,325	23,025	30,25	29,36	0,89	2,94	1,67	1,27	71	3,21	67,5	135
6	929	898	31	3,337	23,325	23,025	30,25	28,86	1,39	4,60	3,34	1,26	144	3,28	61	122



COURROIE N° 26







86.

COURROIE N° 27.

Matière. — Cuir de zébu chromé, graissé au tonneau et cuir vert (parcheminé).

Constitution de la courroie. — La courroie sans fin, est formée de trois épaisseurs de cuir à savoir, deux bandes de cuir travaillé au chrome entre lesquelles est insérée une bande mince de cuir vert perforé. Les trois éléments sont collés sur toute leur surface et cousus à trois rangs de lanières parcheminées encastées.

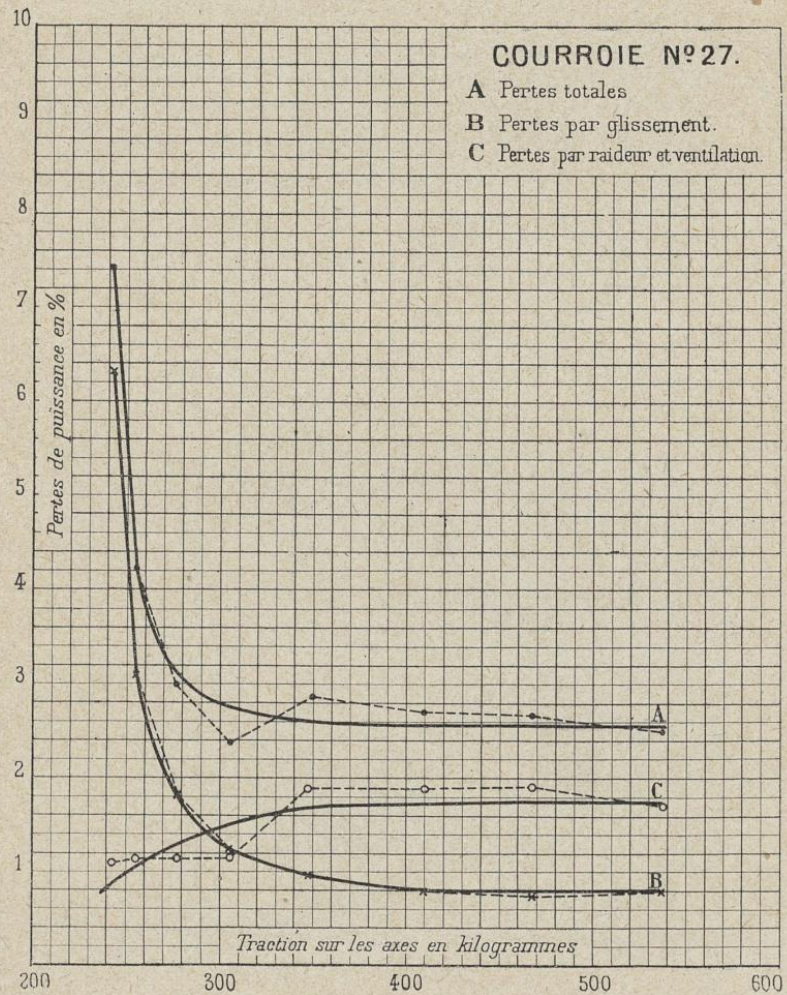
Mode d'emploi et dimensions de la courroie. — La courroie travaille le côté chair sur les poulies et le brin conduit en dessus. Largeur : 167 mm.

Épaisseur : 7 mm.

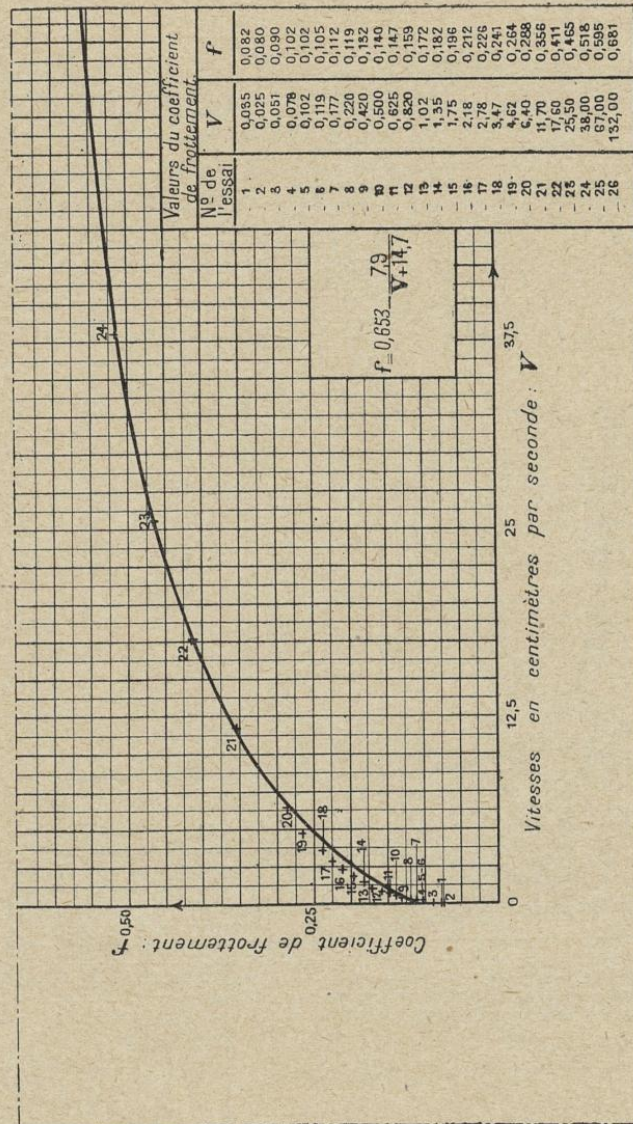
Poids de l'unité de longueur de la courroie : 4 kg. 233.

Détails particuliers. — La courroie a été nourrie à l'émulsion de dégras avant l'essai.

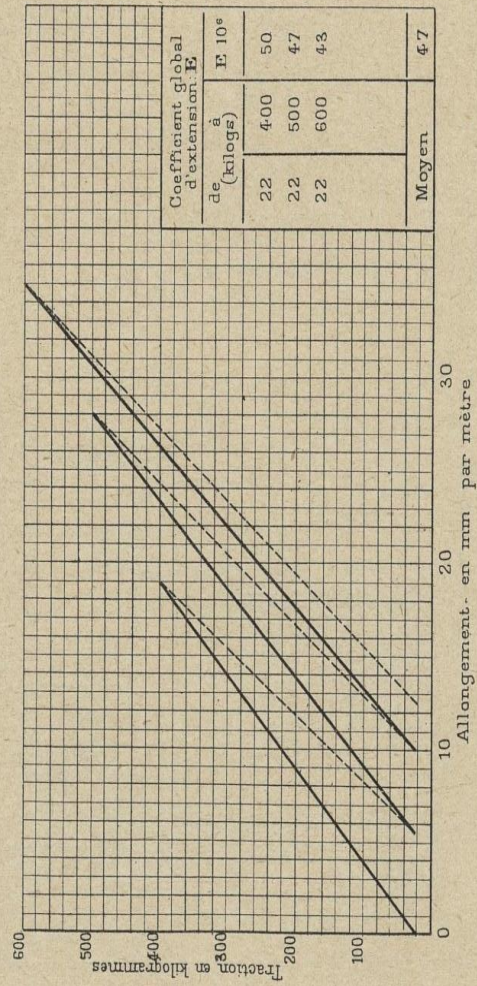
COURROIE N° 27 (brin conduit en dessus)																
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Pertes de puissance			Flèche en m/m	Arc d'enrou- lement en radians	Indica- tion du dynamo- mètre = D kgs	Traction sur les axes $T = \frac{D}{2\pi r}$ kgs	Observations
	moteur	frein	t/m	o/o	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glis- sement en o/o	par radia- tion en o/o					
									en chev- vaux							
1	932,5	925	7,5	0,804	39,075	36,40	50,87	49,59	4,28	2,52	4,72	3	3,14	269,25	538,5	
2	932	925	7,5	0,754	38,70	37,95	50,35	49	4,35	2,68	4,93	8	3,15	234,25	468,5	
3	929	924,5	7,5	0,807	39	38,25	50,58	49,21	4,37	2,74	4,90	14	3,15	205,25	410,5	
4	932	923	9	0,956	39	38,25	50,74	49,29	4,45	2,86	4,89	23	3,16	174,25	348,5	
5	929,4	918	11,5	1,237	38,70	38,25	50,22	49,02	4,20	2,39	4,15	35	3,17	153	306	Flottement du brin pas- sif.
6	923	906	17	1,842	39	38,55	50,25	48,75	4,50	2,985	4,84	47	3,19	139	278	Brin passif stable.
7	919,5	891	28,5	3,10	38,85	38,40	49,87	47,76	2,41	2,23	3,40	1,13	3,20	128,25	256,5	Léger flottement du brin passif, courroie tiède.
8	923	864,5	58,5	6,34	38,70	38,25	49,87	46,16	3,71	7,44	6,34	1,10	3,21	121,5	243	Flottement du brin pas- sif, courroie chaude.
9	929,5	790	139,5	15	39	36,75	50,6	47,7	Le glissement s'accroît et le cou- ple diminue graduellement.			92	3,23	116	232	

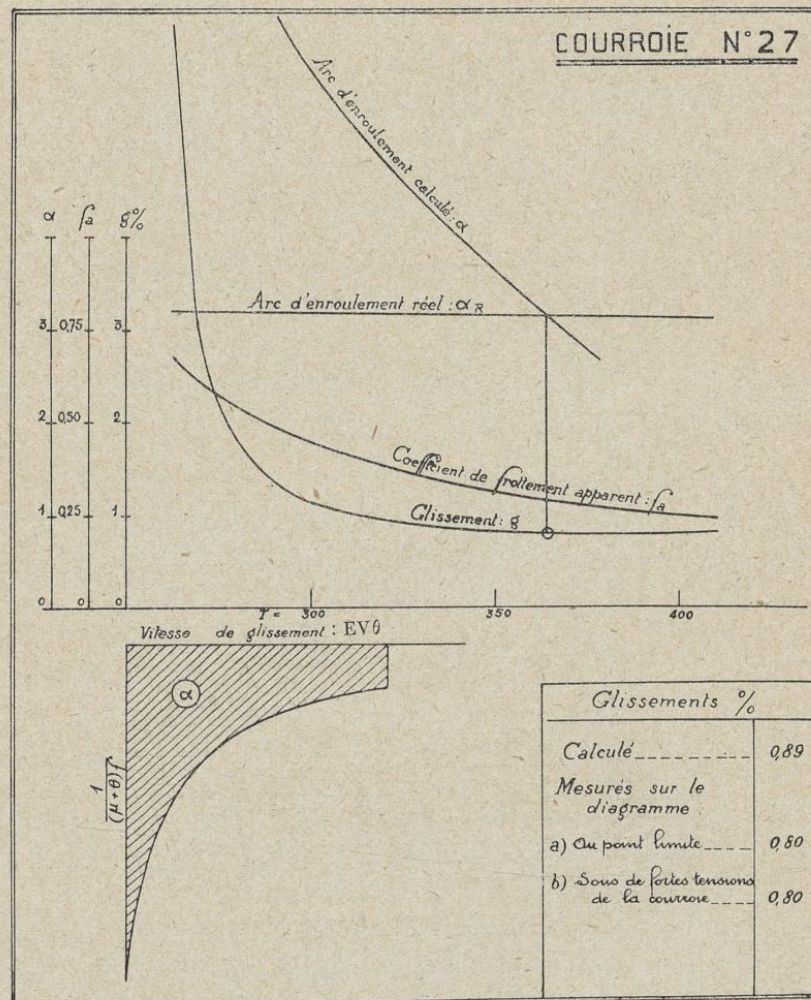


COURROIE N° 27



COURROIE N° 27.





87.

COURROIE N° 31 (1^{er} essai).

Matériau. — Cuir de bœuf indigène, tanné végétalement et cuir vert (parcheminé).

Constitution de la courroie. — Elle est formée de trois épaisseurs de cuir : deux bandes de cuir tanné entre lesquelles est placée une bande mince de cuir vert perforée. Ces trois éléments sont collés et cousus à trois rangs de lanières de cuir vert encastrées.

Mode d'emploi et dimensions de la courroie. — La courroie travaille le brin conduit en dessus et le côté fleur en contact avec la poulie.

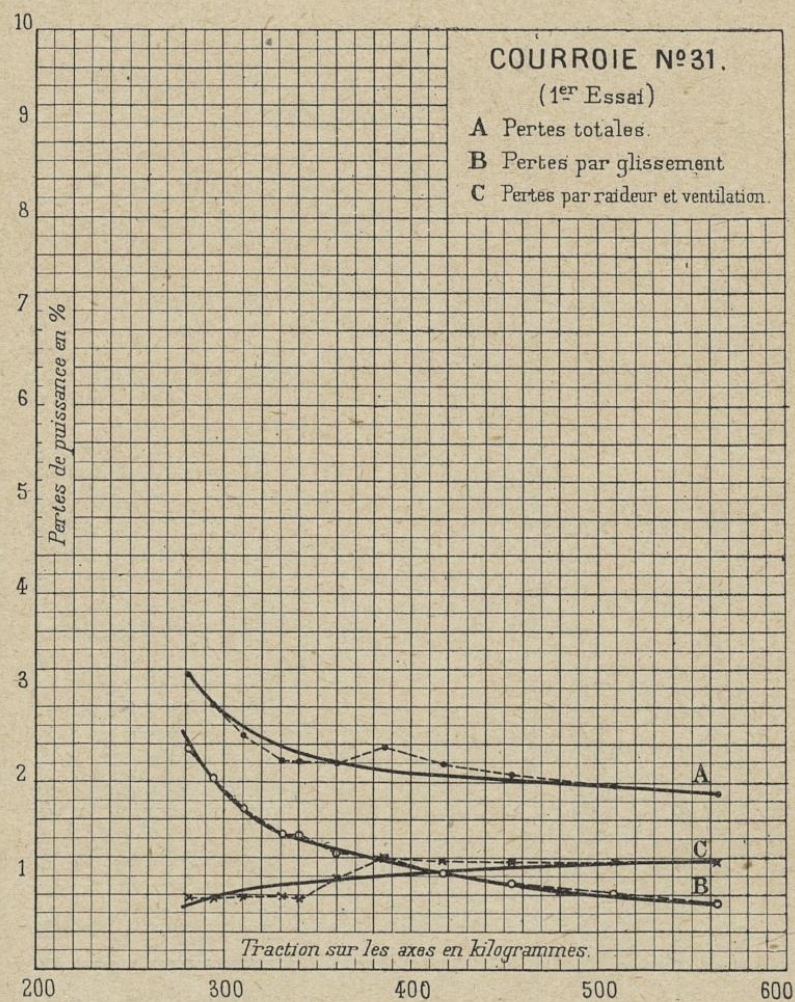
Largeur de la courroie : 168 mm.

Épaisseur : 8 mm.

Poids de l'unité de longueur de la courroie : 4 kg. 496.

COURROIE N° 31 (1^{er} essai). — Brin conduit en dessus

COURROIE N° 31 (1 ^{er} essai). — Brin conduit en dessus																
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc embras- sé en radians	Indica- tion du dynamomètre = $\frac{2D}{D}$ = D kgs	Traction sur les axes $\frac{2D}{D}$ = D kgs	
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale		par glis- sement en 0/0					par raideur, ventila- tion en 0/0
									en	en 0/0						
1	922	915,5	6,5	0,705	38,25	37,80	49,23	48,31	0,92	1,87	0,70	1,17	281,25	562,5		
2	925	917,5	7,5	0,814	38,40	37,95	49,59	48,61	0,98	1,98	0,81	1,17	281,25	508		
3	928,5	920	8,5	0,915	38,25	37,80	49,58	48,55	1,03	2,08	0,92	1,17	281,25	454		
4	929	919,5	9,5	1,023	38,40	37,95	49,59	48,55	1,09	2,19	1,02	1,17	281,25	434		
5	929	918,5	10,5	1,124	38,25	37,65	49,59	48,55	1,16	2,29	1,12	1,17	281,25	493		
6	925	913,5	11,5	1,243	38,025	37,65	49,10	48,01	1,092	2,22	1,24	0,98	281,25	380		
7	927	913,5	13,5	1,456	38,55	38,25	49,89	48,78	1,11	2,22	1,46	0,76	281,25	360		
8	929,5	916	13,5	1,452	38,40	38,10	49,83	48,72	1,11	2,23	1,45	0,78	281,25	331		
9	929,5	913,5	16	1,721	38,175	37,865	49,54	48,30	1,24	2,50	1,72	0,78	281,25	314,5		
10	929,5	910,5	19	2,044	38,40	38,10	49,83	48,43	1,40	2,81	2,04	0,78	281,25	295		
11	936	914	22	2,330	38,40	38,10	50,18	48,52	1,56	3,31	2,33	0,96	281,25	282,5		



88.

COURROIE N° 31 (2^e essai).Même courroie que le n° 31 1^{er} essai.

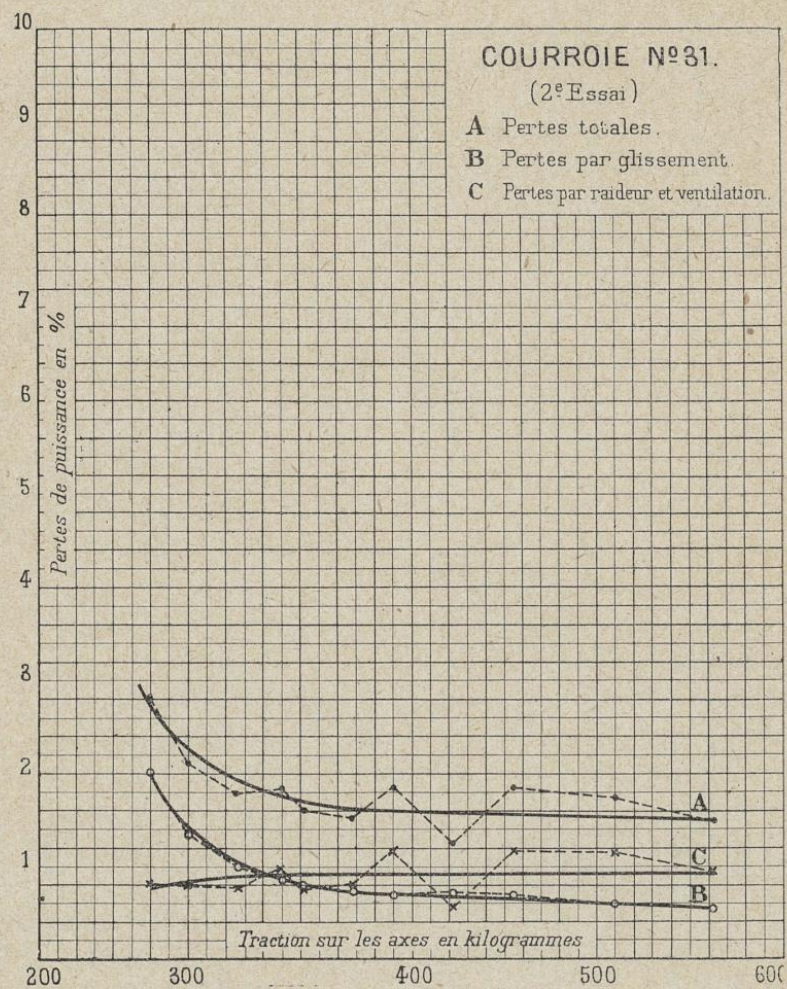
La courroie travaille dans les mêmes conditions.

Cette courroie a été soumise au deuxième essai après plusieurs jours de repos et après un nouveau graissage. Le 4^{er} essai avait été effectué sur la courroie neuve légèrement graissée.

Les diagrammes nos 4 et 5 de cette courroie sont les mêmes que ceux de la courroie n° 31. Voir ces diagrammes pages 191 et 192.

COURROIE N° 31 (2^e essai). — Brin conduit en dessous

COURROIE N° 31 (2 ^e essai). — Brin conduit en dessus																	
N° des essais	Vitesses t/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Flèche en m/m	Arc embrasé en radians	Indica- tion du dynamomètre $= D \frac{T + t}{2pr^2}$ kgs	Traction sur les poulies $= \frac{T + t}{2pr^2}$ kgs		
	moteur	frein	t/m	0/0	moteur	frein	frein	moteur	frein	en chevaux	totale					par glis- sement en 0/0	par ven- tila- tion en 0/0
1	928	923	5	0,539	38,25	37,875	49,55	48,80	0,75	4,54	0,54	12	3,15	162			
2	928	926	5	0,539	38,40	37,95	49,29	49,06	0,88	4,75	0,56	12	3,15	162			
3	928	926	6	0,697	38,40	37,95	49,09	49,06	0,93	4,86	0,70	11	3,15	162			
4	925	919	6	0,702	38,55	38,325	49,81	49,47	0,64	4,28	0,70	15	3,16	195			
5	925	919	6	0,702	38,70	38,25	50	49,07	0,93	4,86	0,70	21	3,16	195			
6	920	913	7	0,761	38,55	38,25	49,51	48,75	0,76	4,54	0,76	24	3,17	184,25			
7	925	917,5	7	0,814	38,40	38,10	49,59	48,80	0,79	4,59	0,81	27	3,17	171,5			
8	924	916	8	0,866	38,40	37,725	49,15	48,24	0,91	4,85	0,87	40	3,18	164,75			
9	925	915	9	1,022	38,40	37,95	49,61	48,72	0,89	4,79	1,03	54	3,19	153,25			
10	925	912,5	12	1,351	38,25	37,95	49,39	48,34	1,05	2,43	1,35	56	3,19	140,5			
11	924,5	902,5	19	2,052	38,25	37,95	49,21	47,81	2,84	2,06	0,78	88	3,25	129,25			
12	920	892	28	3,043	38,25	37,165	49,13	46,88	4,58	3,04	1,34	138	3,27	122,5			



89.

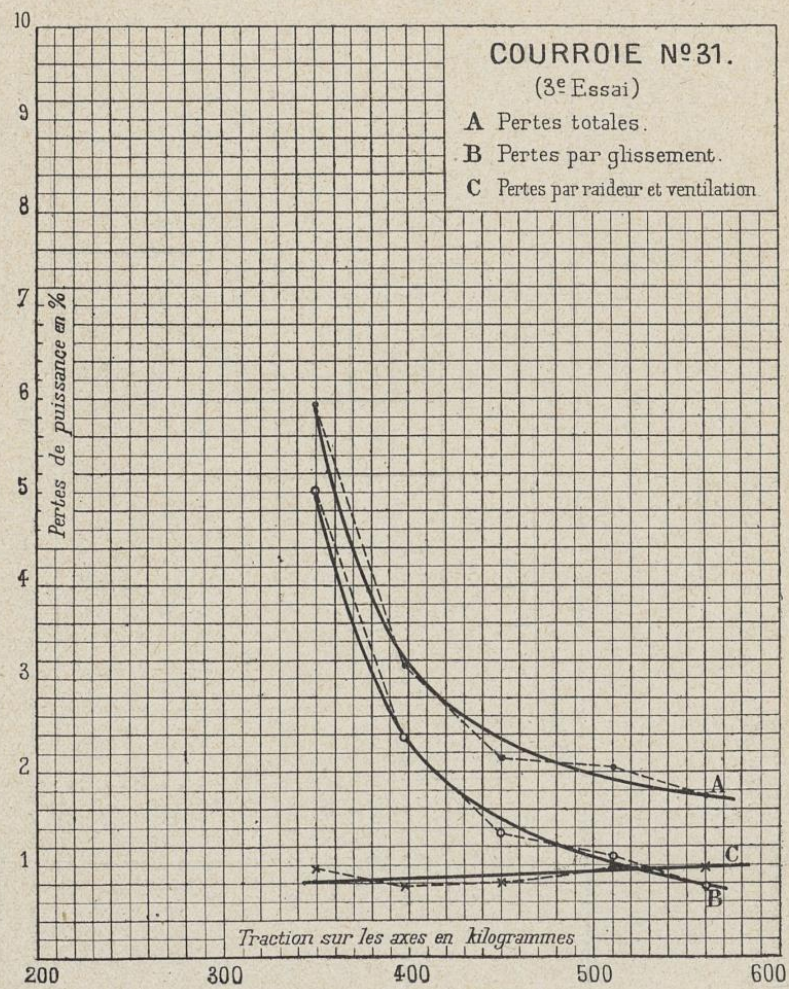
COURROIE N° 31 (3^e essai).

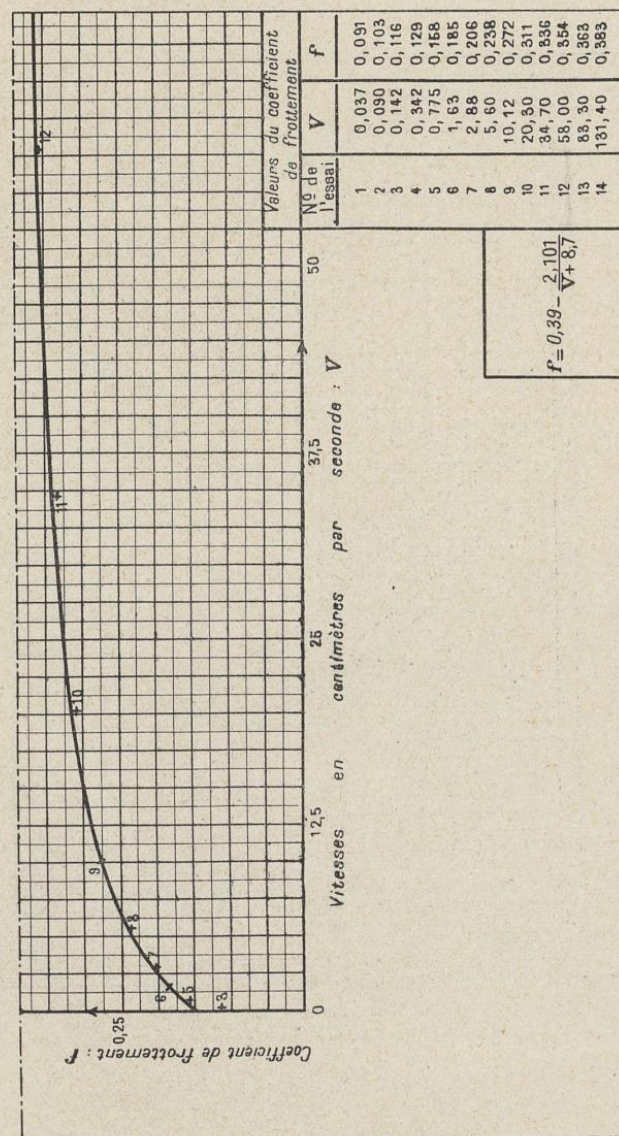
Même courroie que le n° 31. 4^{er} essai.
La courroie travaille dans les mêmes conditions que dans le premier essai, mais elle a été effleurée.

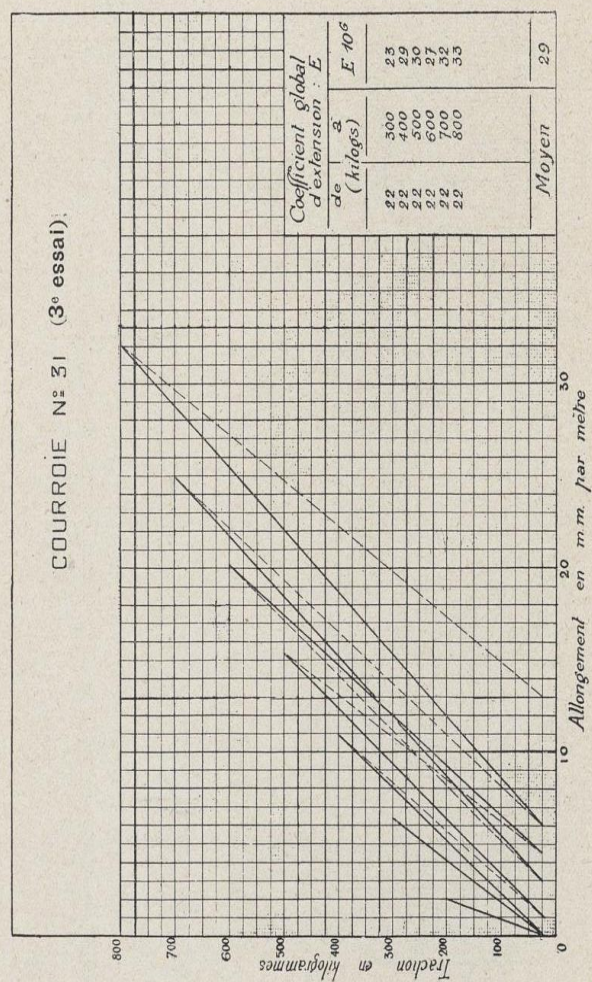
Les diagrammes nos 4 et 5 de cette courroie sont les mêmes que ceux de la courroie n° 31. Voir ces diagrammes pages 191 et 192.

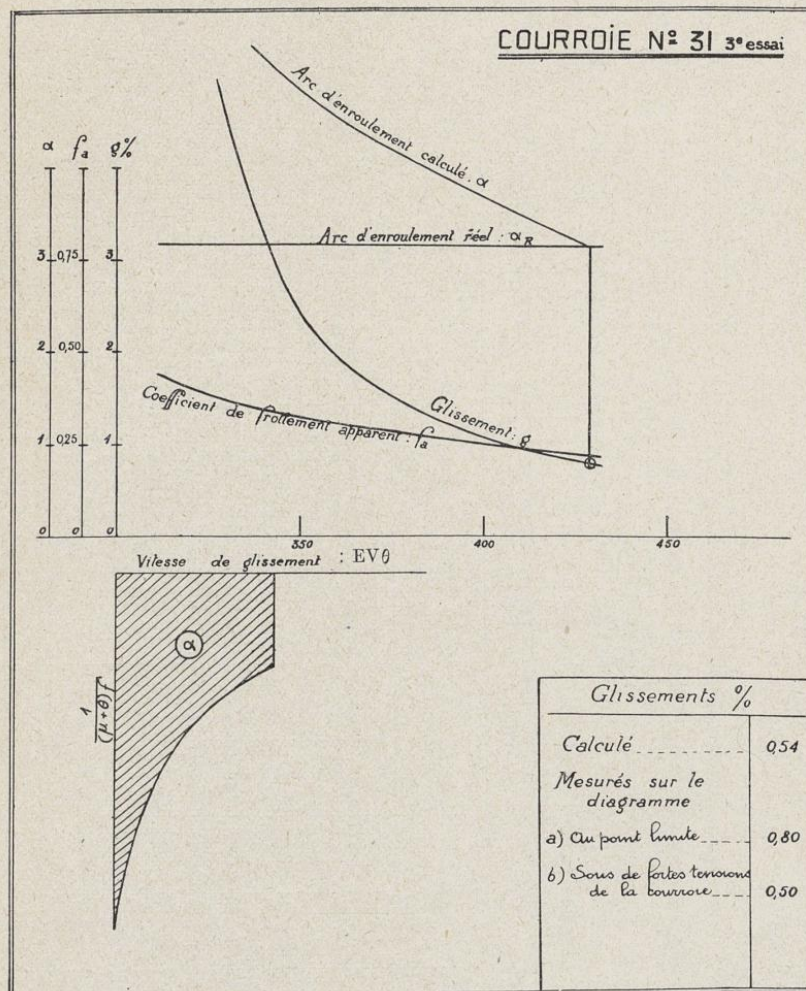
N° des essais	COURROIE N° 31 (3 ^e essai). — Brin conduit en dessus											
	Vitesses l/m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Traction sur les axes $\frac{F+T}{2D} = \frac{g}{g}$ kgs
	moteur	frein	t. m	0/0	moteur	frein	moteur	frein	totale	par glissement en 0/0	par raideur, ventila- en 0/0	
1	921	914	7	0,76	38,40	38,025	49,37	48,52	0,85	4,72	0,76	9
2	924	914	10	1,08	38,40	38,025	49,53	48,52	4,01	2,04	4,08	43
3	923,5	914	12,5	1,35	37,95	37,65	48,93	47,88	4,05	2,15	4,35	48
4	929	907	22	2,37	38,55	38,25	49,99	48,43	4,56	3,12	2,37	28
5	925	879	46	4,97	38,025	37,65	49,10	46,20	2,90	5,91	4,97	28
6 (a)	929,5	793	136,5	44,69	38,40 34,05	38,40 34,05	49,85 44,18	»	»	»	»	»

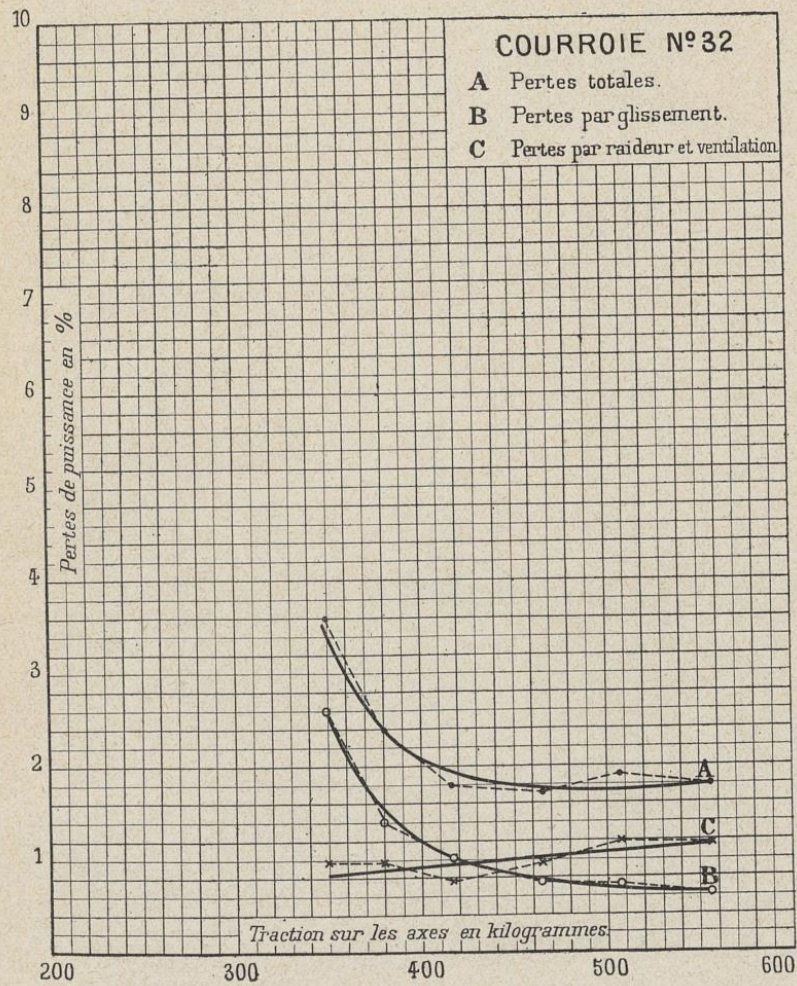
(a) Battement du brin passif et glissement croissant empêchant de faire des mesures correctes.



COURROIE N° 31 (3^e essai)







91.

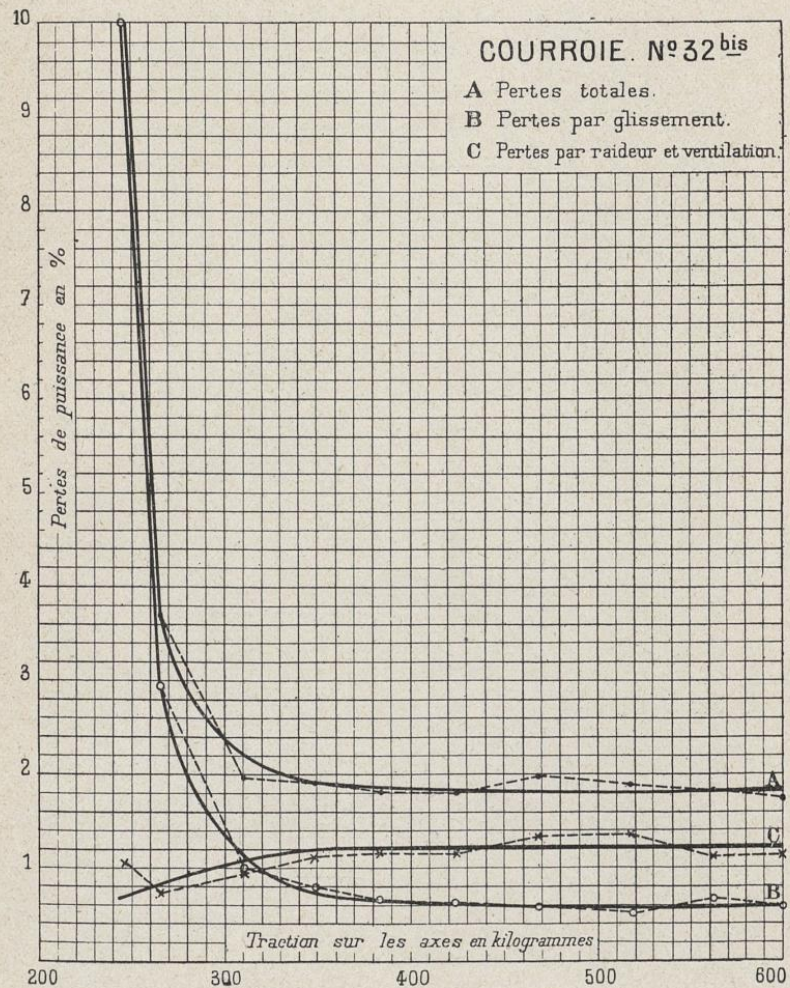
COURROIE N° 32 bis.

Même courroie que le n° 32. Mais la courroie est essayée après avoir été légèrement graissée.

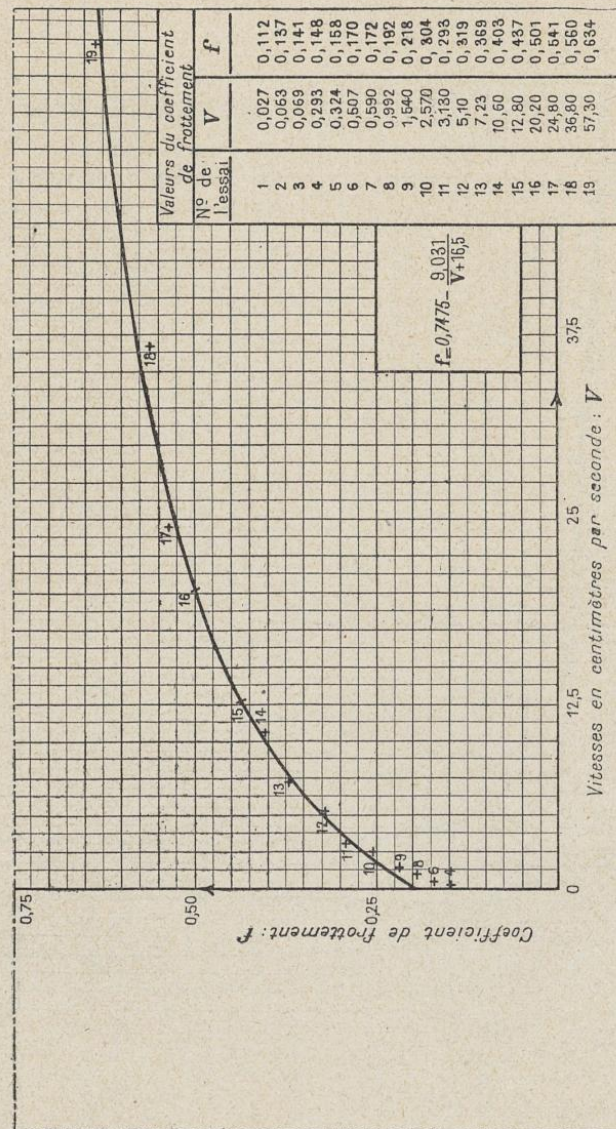
Noter : le brin conduit est en dessus contrairement au cas général des numéros bis.

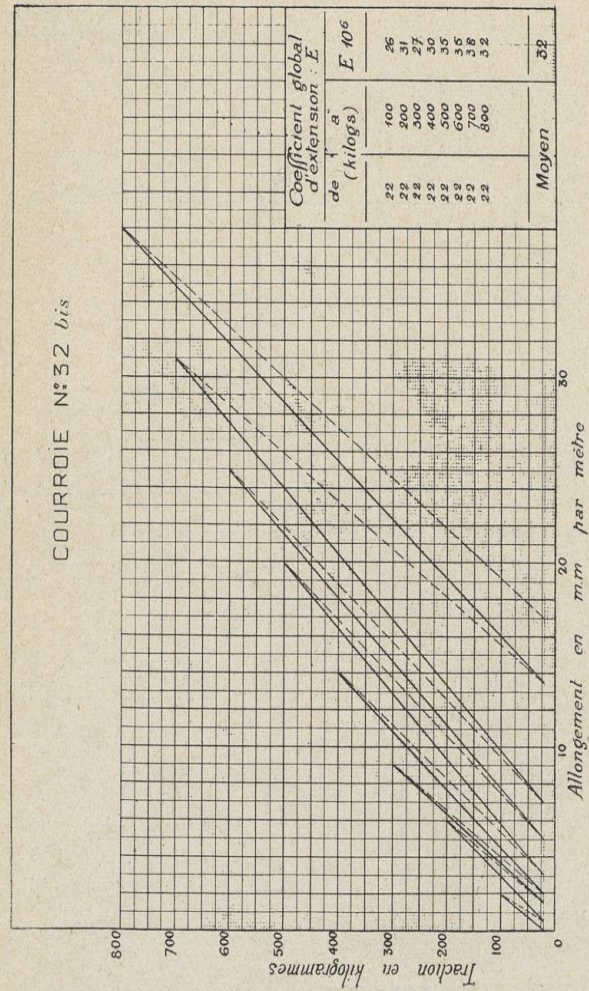
Les diagrammes nos 4 et 5 de cette courroie sont les mêmes que ceux de la courroie n° 32. Voir ces diagrammes pages 202 et 203.

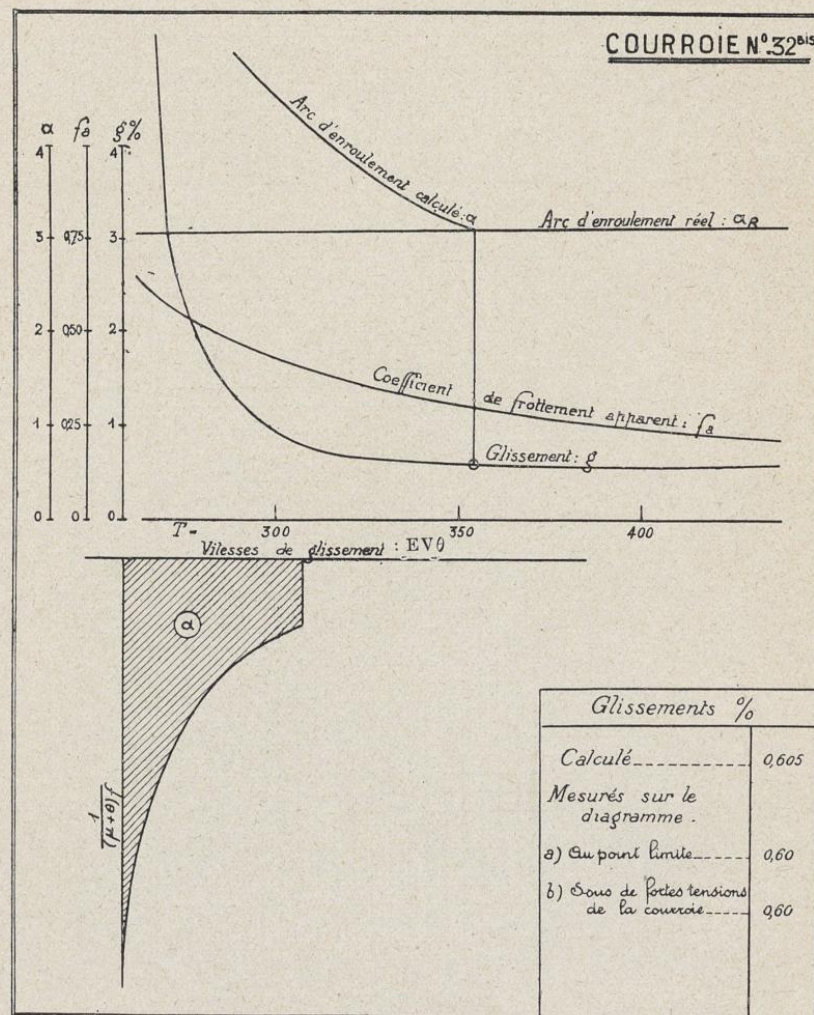
COURROIE N° 32 bis (enduile de dégras). — Brin conduit en dessus														
N° des essais	Vitesses t m		Glissement		Couples m. kg.		Puissances en chevaux		Perte de puissance			Arc d'enrou- lement en radians	Indica- tion du dynamomètre = D kgs	Traction sur les axes $\frac{T+L}{2D} = \frac{g}{g}$ kgs
									totale	par glis- sement en 0/0	par raid- leur, ventila- tion en 0/0			
	moteur	frein	l/m	0/0	moteur	frein	en chevaux	en 0/0						
1	932,5	927	5,5	0,590	38,10	37,65	49,60	48,72	0,88	4,77	0,59	1,18	2	600,5
2	938,5	932	6,5	0,693	38,40	37,95	50,31	49,38	0,93	4,85	0,69	1,16	6	560,5
3	939,5	934,5	5	0,532	38,25	37,725	50,17	49,21	0,96	4,91	0,53	4,38	10	516,5
4	940,5	934,5	6	0,638	38,025	37,5	49,92	48,92	1,00	2,00	0,64	1,36	16	467,5
5	937	931	6	0,640	38,40	37,95	50,23	49,32	0,94	4,81	0,64	1,17	20	424
6	944,5	935	6,5	0,690	38,25	37,8	50,27	49,34	0,93	4,85	0,69	1,16	20	384
7	939	931,5	7,5	0,799	39	38,55	51,12	50,43	0,99	4,94	0,80	4,44	21	347,5
8	945	935,5	9,5	11,005	38,55	38,475	50,86	49,85	1,04	4,99	4,01	0,98	24	310
9	949	921	28	29,50	37,95	37,65	50,28	48,41	1,87	3,72	2,95	0,77	53	266
10	952,5	856,5	96	100,8	37,20	36,75	49,46	43,94	5,52	44,46	40,08	4,08	65	246



COURROIE N° 32 bis







92.

TABLEAU COMPARATIF
DES VALEURS DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT

f_e , valeur minima expérimentale.

f_{bh} , valeur minima au départ mesuré sur l'hyperbole.

f_a , valeur du coefficient de frottement apparent calculé pour le point limite.

Numéros des Courroies	f_e	f_{bh}	f_a
2.	0,259	0,32	0,77
2 bis.	0,259	0,32	0,72
3.	0,069	0,135	0,23
4.	0,152	0,205	0,53
5.	0,088	0,12	»
6.	0,126	0,155	0,305
7.	0,142	0,18	0,45
8.	0,165	0,165	0,60
8 bis.	0,165	0,165	0,50
9.	0,172	0,17	0,61
9 bis.	0,172	0,17	0,59
12.	0,149	0,20	0,26
13.	0,133	0,20	0,27
14.	0,143	0,20	0,39
15.	0,216	0,27	0,56
1° { 15 bis. } 1 ^{er} essai	0,216	0,27	0,59
15.	0,216	0,27	0,71
2° { 15 bis. } 2 ^e essai	0,216	0,27	0,60
16.	0,119	0,11	0,54
17.	0,152	0,17	0,355
18.	0,176	0,176	0,97
21.	0,193	0,28	0,42
22.	0,143	0,11	0,33
23.	0,207	0,27	0,33
24.	0,232	0,26	0,38
25.	0,301	0,345	0,48
26.	0,282	0,33	0,48
27.	0,082	0,135	0,285
31-1	0,091	0,15	0,22
31-2	0,091	0,15	0,24
31-3	0,091	0,15	0,22
32.	0,112	0,195	0,31
32 bis.	0,112	0,195	0,30

N. B. — Quelques courroies pour lesquelles les essais ont été incomplets sont omises dans ces tableaux.

93. TAUX DE TRAVAIL DU CUIR AU POINT LIMITE (1)

(Pour les observations sur les résultats des essais, se reporter au début du chap. V, page 51).

N° de la courroie	Valeur de T_1 au point limite en kilogr.	Section de la courroie en cm^2 S	Section de la courroie en cuir extensible S_e	Section de la courroie en cuir inexten- sible S_i	Taux de travail par cm^2 $\frac{T_1}{S_e}$	Taux de travail par cm^2 $\frac{T_1}{S_i}$	Taux de travail par cm^2 $\frac{T_1}{S}$
2	258	14,04	»	»	»	»	18,4
2 bis	261	14,04	»	»	»	»	18,6
3	401,5	9,60	»	»	»	»	41,8
4	322,5	8	»	»	»	»	40,3
5	255,7	7,705	»	»	»	»	33,2
6	348	10,5	3	7,5	0	46,4	33,1
7	290	9,25	3	6,25	0	46,4	31,4
8	285	14,40	»	»	»	»	19,9
8 bis	303	14,40	»	»	»	»	21
9	276	13,60	»	»	»	»	20,3
9 bis	281	13,60	»	»	»	»	20,7
12	397	13,6	»	»	»	»	29,2
13	400	15	»	»	»	»	26,7
14	315	8,75	»	»	»	»	36
15 (1 ^{er} essai)	271	14,3	»	»	»	»	19
15 bis (1 ^{er} essai)	289	14,3	»	»	»	»	19,6
15 (2 ^e essai)	300	14,3	»	»	»	»	21
15 bis (2 ^e essai)	312	14,3	»	»	»	»	21,8
16	278	13	5,2	7,8	0	35,7	21,4
17	320	8	»	»	»	»	40
18	225	8	»	»	0	»	28,1
21	323	17,4	»	»	»	»	18,6
22	269	10,5	»	»	»	»	25,6
24	325	12	»	»	»	»	27,1
25	214	5	»	»	»	»	42,8
26	213	5	»	»	»	»	42,6
27	364	11,69	»	»	»	»	31,1
31 (3 ^e essai)	429	13,44	»	»	»	»	31,9
32 bis	350	11,76	»	»	»	»	29,8

(1) Toutes les courroies décrites dans le texte ne figurent pas dans ce tableau.
De légères divergences de section avec le texte des descriptions tiennent à ce que dans ces dernières on a pris les dimensions données par les constructeurs.

CHAPITRE VI

CALCUL PRATIQUE DES COURROIES

94. — Les observations que nous venons de développer ne présenteraient qu'un intérêt purement spéculatif si nous n'en déduisions pas des procédés permettant de calculer les dimensions à adopter pour une courroie réalisant une transmission de puissance donnée, en partant des résultats d'essais obtenus avec une courroie du même type. Nous allons donc exposer comment l'on doit procéder :

Une remarque d'abord s'impose : *les bases dont nous pouvons disposer sont un peu particulières*. Les essais de fonctionnement et les déterminations de coefficients de frottement ont été faits en employant un seul type de poulie caractérisé par le diamètre, le bombé et la nature de la surface du limbe. La mesure du coefficient d'extension a été exécutée sur la courroie même ; les résultats qu'elle donne supposent donc que l'élasticité de la courroie demeure la même quelles que soient les dimensions en largeur et épaisseur de la courroie à l'aide desquelles une même section est réalisée.

Nonobstant ces restrictions, ces bases sont peut-être suffisantes : les propriétés de la courroie que nous utilisons, à savoir le coefficient de frottement et l'élasticité ne sont influencées que d'une manière secondaire par des modifications de ses dimensions qui ne sont pas trop considérables. Il en est peut-être autrement du rendement parce qu'intervient la raideur de la courroie sur laquelle agit fortement l'épaisseur.

Nous admettrons donc que les essais déterminent le coefficient de frottement et l'élasticité de la courroie avec une généralité telle que les valeurs obtenues sont applicables à toute courroie du même type, quelles que soient son épaisseur et sa largeur. Partant ensuite des valeurs du coefficient de frottement et de l'élasticité, nous nous proposons de calculer une courroie réalisant une transmission de puissance déterminée. Quels sont les éléments du problème ?

95. — Nous supposons fixés la puissance à transmettre en chevaux P , le diamètre des poulies et la vitesse angulaire de rotation des arbres, d'où la vitesse linéaire de la courroie V , que nous supposons exprimée en mètres par seconde, puis la tension utile $\theta = T_1 - T_0 = \frac{P \times 75}{V}$. Nous avons à calculer la section de la courroie s , c'est-à-dire sa largeur l et son épaisseur e .

Dans ce but, il nous faut encore *fixer deux limites empiriques : le taux de*

travail maximum admis pour la matière de la courroie τ et la réserve angulaire de sécurité α' (§ 7). La valeur de ce dernier élément choisie, la section de la courroie doit être telle que l'arc $\alpha_R - \alpha'$ permette de réaliser la tension utile θ sans que le taux de travail dans le brin le plus chargé dépasse τ , soit $T_1 \leq \tau s$.

96. — Supposons que nous ayons construit pour une série de valeurs de la vitesse linéaire de la courroie $V_1, V_2, \dots, V_n$ et pour une série de sections $s_1, s_2, \dots, s_n$ caractérisées par exemple par les largeurs $l_1, l_2, \dots, l_n$ obtenues en supposant l'épaisseur constante, les diagrammes représentant les angles α_c (§ 17) en fonction de T_1 pour une valeur déterminée de la puissance transmise, par exemple pour 10 chevaux. Dans cet ensemble les groupes de tracés correspondant aux diverses valeurs de l ne sont pas identiques parce qu'à deux valeurs différentes de l correspondent des valeurs différentes du poids de l'unité de longueur de la courroie p et du coefficient d'extension E .

1° Dans chaque groupe de tracés caractérisé par une valeur de l plaçons par interpolation la courbe représentative de α_c en fonction de T_1 qui correspond exactement à la vitesse V ; elle est comprise entre les deux courbes du groupe correspondant aux vitesses $V_i < V$ et $V_{i+1} > V$.

2° Cela fait, les diagrammes nous donnent dans chaque groupe les valeurs de $T_1 : T_{11}, T_{12}, \dots, T_{1n}$ correspondant à l'arc d'enroulement $\alpha_c = \alpha_R - \alpha'$. Comparons-les aux quantités $\tau l_1 e, \tau l_2 e, \dots, \tau l_n e$ et choisissons l'indice j qui donne le moindre écart positif entre les quantités correspondant à cet indice dans la seconde et dans la première des suites. Nous pouvons dire que la courroie correspondante du type envisagé permettra de transmettre 10 chevaux à la vitesse V sans que le taux de travail dépasse la valeur admise τ .

Les choses se passeront bien en général comme nous venons de le dire parce que les quantités de la première suite croissent moins vite que celles de la seconde. A la vérité l'écart entre les deux tensions d'indice j et $j+1$ peut être trop grand, mais cela ne fait pas de difficulté parce qu'après avoir déterminé ainsi une première valeur de j , on peut, entre les courbes représentatives de α_c , qui correspondent à la vitesse V et aux sections $l_j e$ et $l_{(j+1)} e$, tracer par interpolation graphique une série de courbes intermédiaires qui permettent de serrer davantage l'approximation.

3° Ayant ainsi déterminé une courroie de largeur l' susceptible de transmettre une puissance de 10 chevaux avec un taux de travail de la matière dans le brin le plus chargé assez voisin de τ , il nous suffit pour résoudre le problème proposé de choisir une courroie de section $s = l' e \frac{P}{10}$. En effet, dans l'intégrale qui donne α_c les valeurs de f ne changent pas puisque les sections et les charges croissent dans le même rapport et l'on trouve encore $\alpha_c = \alpha_R - \alpha'$. *Le calcul des courroies est donc possible à partir de notre ensemble de diagrammes.*

97. — La seule difficulté à résoudre pour le calcul des courroies par application de notre théorie est donc la construction du faisceau de courbes α_c correspondant à la variation simultanée des deux arguments V et l . Cette difficulté serait sérieuse s'il fallait effectivement construire chacune de ces courbes en reproduisant tous les tracés y compris les courbes (Γ) . Nous allons montrer qu'il n'en est rien et qu'il suffit de construire une seule série de courbes (Γ) correspondant à des valeurs particulières de V et de l , c'est-à-dire de p et de E , que l'on prolonge suffisamment pour en déduire toutes les courbes α_c . On doit seulement choisir et interpréter convenablement les éléments de surface, compris entre ces courbes et l'axe des θ , dont on mesure la surface.

Reportons-nous, en effet, à la définition et à la construction des courbes (Γ) (§ 20), il est facile de voir que les dimensions de la courroie et sa vitesse linéaire interviennent seulement par la position des points m' et par les échelles de l'axe des θ ; si donc par un artifice convenable nous parvenons à conserver dans les divers cas, les mêmes positions du point m' nous aurons une série unique de courbes (Γ) sur laquelle se feront toutes les constructions. Distinguons deux cas :

1° La largeur de la courroie seule change et passe de l_1 à l_2 , le coefficient d'extension globale, E avec la courroie primitive de largeur l_1 , prend la valeur $\frac{l_1}{l_2} E$ parce que les allongements correspondant à une charge déterminée sont inversement proportionnels aux sections, ici aux largeurs; l'échelle de l'axe des θ , EV devient donc $\frac{l_1}{l_2} EV$. D'autre part le poids de l'unité de longueur de la courroie, p pour la largeur l , croît comme la largeur de la courroie et devient $\frac{l_2}{l_1} p$. Que faut-il pour que le point m' conserve la même position dans l'épure? Que nous partions, au lieu de la tension T_{01} du brin passif, de la tension T_{02} définie par la relation :

$$\left(T_{02} - \frac{l_2}{l_1} \frac{\rho V^2}{g}\right) EV \frac{l_1}{l_2} = \left(T_{01} - \frac{\rho V^2}{g}\right) EV.$$

Cette condition remplie nous retompons sur le même faisceau de courbes (Γ) que dans le cas de la courroie largeur l_1 , mais ces courbes sont autrement numérotées en T_0 ou T_1 ce qui, comme nous l'avons dit, revient au même puisque les diagrammes α_c sont construits en supposant la tension utile constante pour chacun d'eux.

Dans ce faisceau de courbes (Γ) planimètrons-nous les mêmes éléments de surface? Sur chacune des courbes nous devons planimétrer la surface comprise entre les axes, la courbe et l'ordonnée du point représentant la tension utile θ . Cette tension reste la même, mais l'échelle change : l'ordonnée limite qui est à la distance $EV\theta$ millimètres de l'origine dans le cas de la courroie de largeur l_1 , est maintenant à la distance $\frac{l_1}{l_2} EV\theta$. Nous devons donc pour chaque largeur de

courroie planimétriser dans le faisceau des courbes (Γ) une série particulière d'éléments de surface. C'est en raison du débordement possible de ces surfaces, par rapport à celles qui correspondent à la courroie primitive, et de la modification du numérotage des courbes (Γ) que nous avons observé que leur faisceau doit être un peu plus développé que ne le comporterait l'étude de la seule courroie de largeur l_1 , mais ce développement complémentaire est peu de chose comme on a pu le constater au cours de la construction des courbes que l'on trouvera plus loin.

2° Supposons maintenant que ce soit la vitesse de la courroie qui change. Comme plus haut les points m' et, par suite, le faisceau des courbes (Γ) demeurent inchangés, si l'on substitue aux valeurs successives de T_{01} , les valeurs définies par la relation :

$$\left(T_{02} - \frac{\rho V_2^2}{g}\right) EV_2 = \left(T_{01} - \frac{\rho V_1^2}{g}\right) EV_1.$$

Dans ce cas, en effet, V et l'échelle seuls changent. Nous retombons encore sur le même faisceau de courbes (Γ) autrement numérotées.

Le cas est encore plus simple que le précédent en ce qui concerne le choix de l'ordonnée limite des surfaces à planimétriser. Nous marchons, par hypothèse, à puissance constante, par suite lorsque nous passons de la vitesse V_1 à la vitesse V_2 pour la courroie, la tension utile devient $\frac{\theta V_1}{V_2}$ mais parallèlement l'échelle est devenue EV_2 , au lieu de EV_1 , de telle sorte que la distance de l'ordonnée limite à l'origine reste θEV_1 . Nous n'avons pas de nouvelles surfaces à planimétriser pour construire avec la nouvelle courroie les courbes représentatives des α_c . Il nous suffit d'interpréter autrement les valeurs des surfaces que nous avons mesurées dans le cas de la première courroie.

98. — Pour illustrer par un exemple précis l'application de ce mode de calcul nous avons construit les diagrammes correspondant à trois des courroies que nous avons soumises aux essais, courroies de types se différenciant nettement par leurs propriétés :

Courroie n° 3 : courroie en cuir de pays de type normal, caractérisée par une faible épaisseur, une grande flexibilité, un coefficient d'extension faible, un coefficient de frottement faible.

Courroie n° 14 : courroie en tissu de coton, caractérisée par une faible épaisseur, une grande flexibilité, un coefficient d'extension faible, un coefficient de frottement de valeur moyenne.

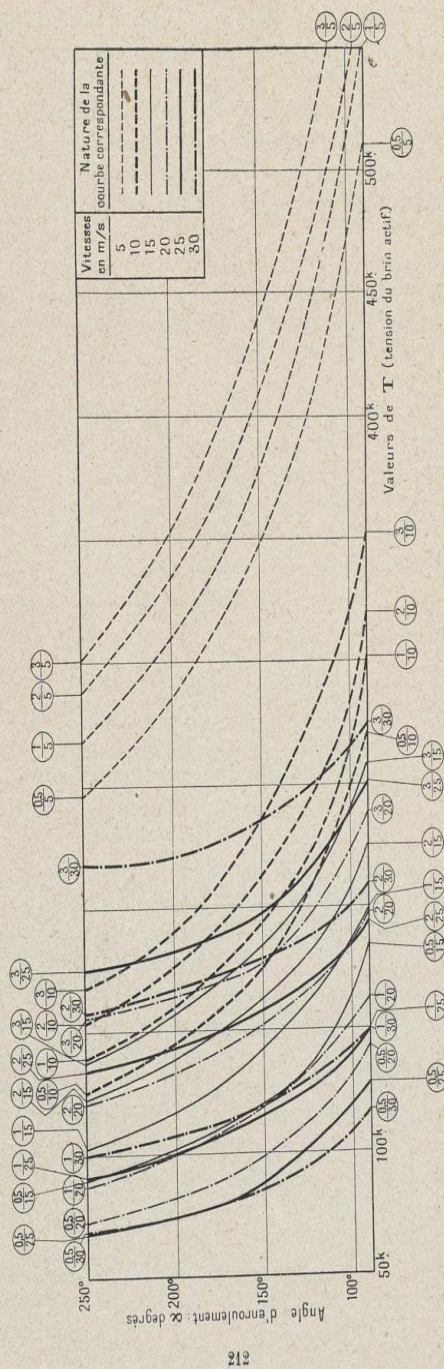
Courroie n° 15 : courroie en cuir chromé, caractérisée par une épaisseur assez grande, un coefficient d'extension élevé, un coefficient de frottement élevé.

Toutes les courbes α_c figurant dans ces diagrammes correspondent à la transmission d'une puissance de 10 chevaux. Elles sont construites pour des vitesses linéaires de la courroie de 5, 10, 15, 20, 25, 30 mètres-secondes et pour des

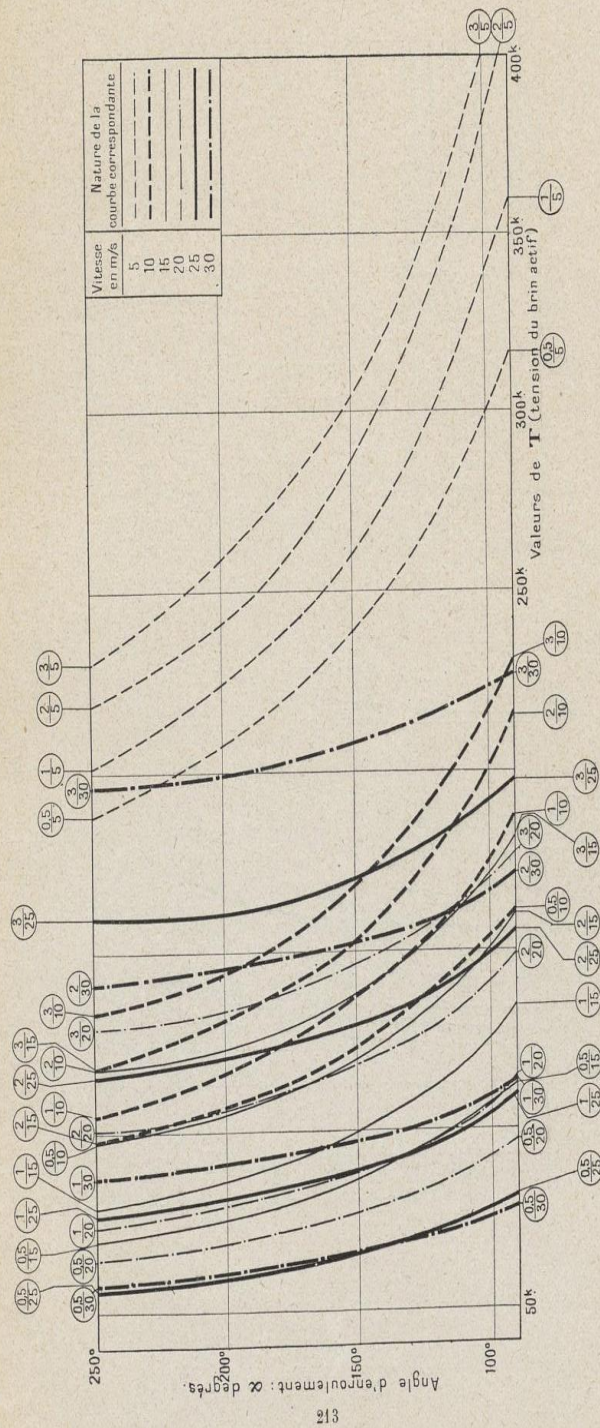
largeurs de la courroie de 50, 100, 200 et 300 millimètres, l'épaisseur étant l'épaisseur de la courroie soumise aux essais et que l'on trouvera dans les tableaux des résultats d'essais.

Les tracés correspondant aux diverses vitesses sont distingués par la nature du trait. Les tracés correspondant aux diverses largeurs de courroies sont marqués par un chiffre donnant la largeur en décimètres ; c'est le chiffre supérieur dans les petits cercles, le chiffre inférieur indiquant la vitesse en mètres par seconde.

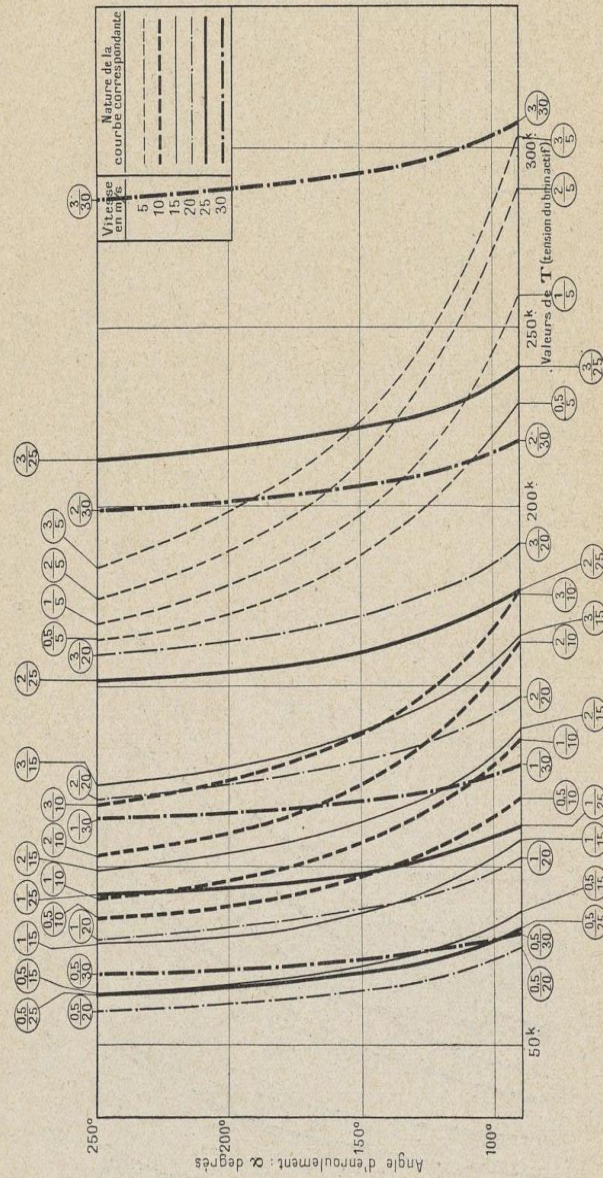
99. — Nous avons fait figurer dans les diagrammes d'essais (chapitre V) les valeurs du coefficient de frottement apparent. A défaut des diagrammes d'emploi que nous venons de décrire ces valeurs peuvent être utilisées pour le calcul rapide des courroies. S'il se trouve, en effet, qu'au cours des essais la courroie type a fonctionné dans des conditions de vitesse linéaire et de charge par unité de section qui ne sont pas trop éloignées de celles que l'on envisage dans les transmissions à réaliser, on peut la calculer en se servant de la formule de Rankine dans laquelle on remplace f par le coefficient de frottement apparent. Bien entendu on ne doit pas prendre pour α l'arc d'enroulement réel α_R , mais cet arc diminué de la réserve angulaire de sécurité $\alpha_R - \alpha'$.



Courroie N° 3 (Épaisseur 6 mm.). Diagramme d'emploi (poulie conduite).



Courroie n° 14 (Epaisseur 5 mm.). Diagramme d'emploi (poulie conduite).



CONCLUSIONS DE CE TRAVAIL

Dressons, en quelques lignes, un état des résultats acquis dans ce travail :

1^o Les procédés de calcul des courroies dans lesquels on prend pour base les valeurs du coefficient de frottement déterminées à la limite au cours d'essais statiques, c'est-à-dire au cours d'essais consistant à produire un glissement très lent de la courroie fixe sur la poulie mobile mise en mouvement par un couple d'abord faible, puis régulièrement croissant, ne sont pas acceptables.

2^o Le coefficient de frottement est, en effet, une fonction de la vitesse de glissement, il croît avec celle-ci. Cette fonction, d'allure hyperbolique, peut être déterminée d'une manière précise en produisant le glissement relatif de la courroie sur la poulie dont on mesure la vitesse.

3^o La connaissance de cette fonction permet de prévoir la marche des phénomènes d'une façon que justifient, en général, les résultats des mesures exécutées sur une transmission en mouvement.

4^o Il est donc légitime de baser sur cette connaissance, comme nous venons de le faire, un mode de calcul des courroies. Ce calcul peut être exécuté rigoureusement à l'aide de diagrammes d'une construction commode ; il peut être fait d'une manière approchée par l'emploi d'une valeur conventionnelle du coefficient de frottement que nous avons appelé coefficient du frottement apparent (1).

Dans ce cas, la forme du calcul est la même que dans le procédé déjà connu et antérieurement employé, en admettant que le coefficient de frottement est constant.

5^o Toutefois, ce mode de calcul des courroies est basé sur les hypothèses que les valeurs du coefficient de frottement telles que nous les obtenons, sont peu dépendantes des dimensions de la courroie, de celles de la poulie, et du bombé, et sur l'hypothèse que l'élasticité de la courroie est constante, indépendante de la charge et du temps.

Ces hypothèses sont probablement à peu près exactes, mais en toute rigueur leur vérification complète nécessiterait de nouveaux essais complétant ceux dont nous venons de rendre compte.

(1) Nous ajouterons à ce sujet qu'un industriel belge, en relations avec nous et connaissant nos directives, a entrepris la même étude mais par des procédés qui lui appartiennent entièrement, et que les résultats qu'il a obtenus et communiqués au Congrès des Ingénieurs de Liège, concordent, dans leur ensemble, avec nos conclusions.

6° *Sous le bénéfice de ces réserves, on peut concevoir un essai de courroie, comme constitué par trois déterminations :*

- a) *Détermination du coefficient de frottement ;*
- b) *Détermination de l'élasticité ;*
- c) *Détermination de la raideur (1).*

Ces trois déterminations pouvant être faites à l'aide d'essais ne comportant pas la mise en travail d'une transmission de puissance sont plus simples que l'essai fait en employant une transmission en action.

(1) Dans l'hypothèse où l'élasticité de la courroie ne dépend ni de la charge ni de la vitesse avec laquelle elle s'enroule sur la poulie, la raideur peut être déterminée par l'essai classique de *Coulomb*.

Dans l'hypothèse où il en est autrement, la perte par raideur comme la perte par ventilation peuvent être déterminées simultanément en entraînant une courroie montée sur poulie folle à l'aide d'un tout petit moteur étalonné. Même dans ce cas, on évite donc l'emploi d'une transmission fonctionnant à pleine charge.

Remarquons enfin que nous n'avons pas ici compris la perte par ventilation dans les trois pertes caractéristiques du fonctionnement d'une courroie parce que cette perte est moins directement liée aux propriétés intrinsèques de la courroie : elle dépend de la distance des axes, de la vitesse et de la longueur de la courroie.

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION	I
------------------------	---

CHAPITRE PREMIER

LES PREMIERS ESSAIS DE COURROIES AU LABORATOIRE D'ESSAIS DU CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET MÉTIERS

Valeur du coefficient de frottement. Sa détermination expérimentale. Formule de Rankine. Marge de sécurité ou réserve de l'arc d'enroulement. Diagramme des tensions. Coefficient de frottement apparent. Glissement élastique. — Glissement proportionnel. Valeur du coefficient de frottement apparent en fonction de la vitesse linéaire	3
---	---

CHAPITRE II

THÉORIE MÉCANIQUE DU FONCTIONNEMENT DES COURROIES

Valeur de la vitesse de glissement en fonction de la tension. Equation de fonctionnement des courroies. Définition de l'arc d'enroulement. Diagramme des tensions. Contrôle de la formule de fonctionnement. Détermination du coefficient d'extension global. Construction de la courbe des angles d'enroulement	15
--	----

CHAPITRE III

TECHNIQUES EXPÉRIMENTALES

Détermination expérimentale de la valeur de l'arc d'enroulement. Procédé adopté pour la mesure des tensions (montage en triangle, montage rigide); détermination du couple moteur. Détermination du rendement d'une courroie : emploi de deux dynamo-dynamomètres montés sur un banc-balance. Installation expérimentale permettant de faire consécutivement et sans démonter la courroie toutes les mesures que comporte un essai	28
--	----

CHAPITRE IV

LA TENSION DE POSE

Définition de la tension de pose; calcul de cette tension de pose. Transmission sans puissance. Transmission en charge. Quelques résultats de l'application du calcul.	44
--	----

CHAPITRE V

RÉSULTATS DES ESSAIS

Observation sur l'interprétation à donner aux résultats des expériences faites au Laboratoire d'Essais. Renseignements sur la disposition des tableaux et diagrammes donnant les documents individuels et généraux des courroies	51
Tableaux et diagrammes pour chaque courroie. Description sommaire de la courroie soumise à l'essai. Résultats des essais pour la détermination du rendement propre de la courroie. Diagramme des pertes de puissance. Diagramme et tableau donnant les valeurs du coefficient de frottement. Diagramme des valeurs de l'allongement en fonction de la tension. Courbes du glissement et de l'arc d'enroulement en fonction de la tension totale du brin conducteur	56
Tableau comparatif des valeurs du coefficient de frottement	208
Tableau général faisant ressortir pour chaque courroie le taux de travail du cuir au point limite	209

CHAPITRE VI

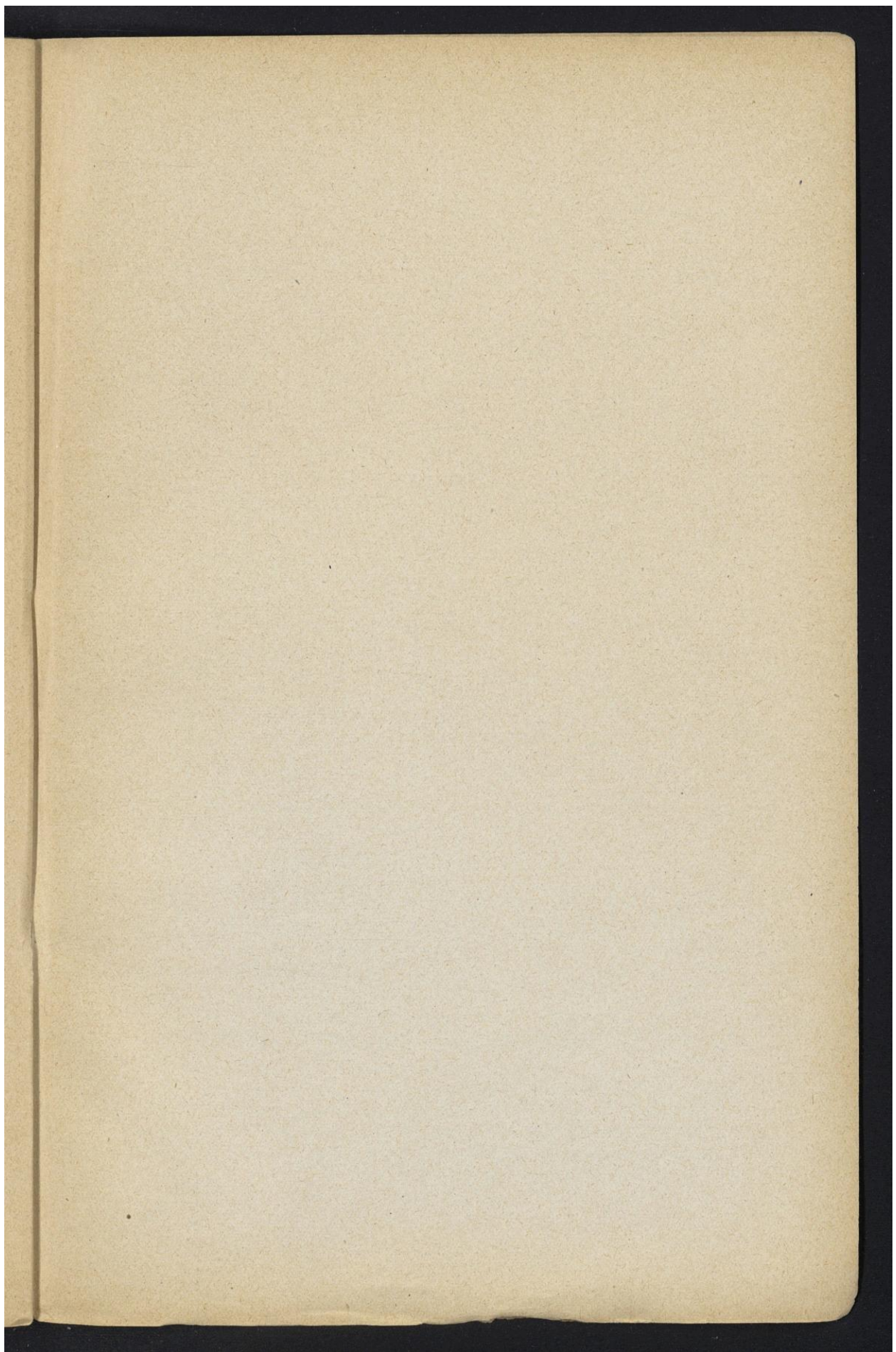
CALCUL PRATIQUE DES COURROIES.

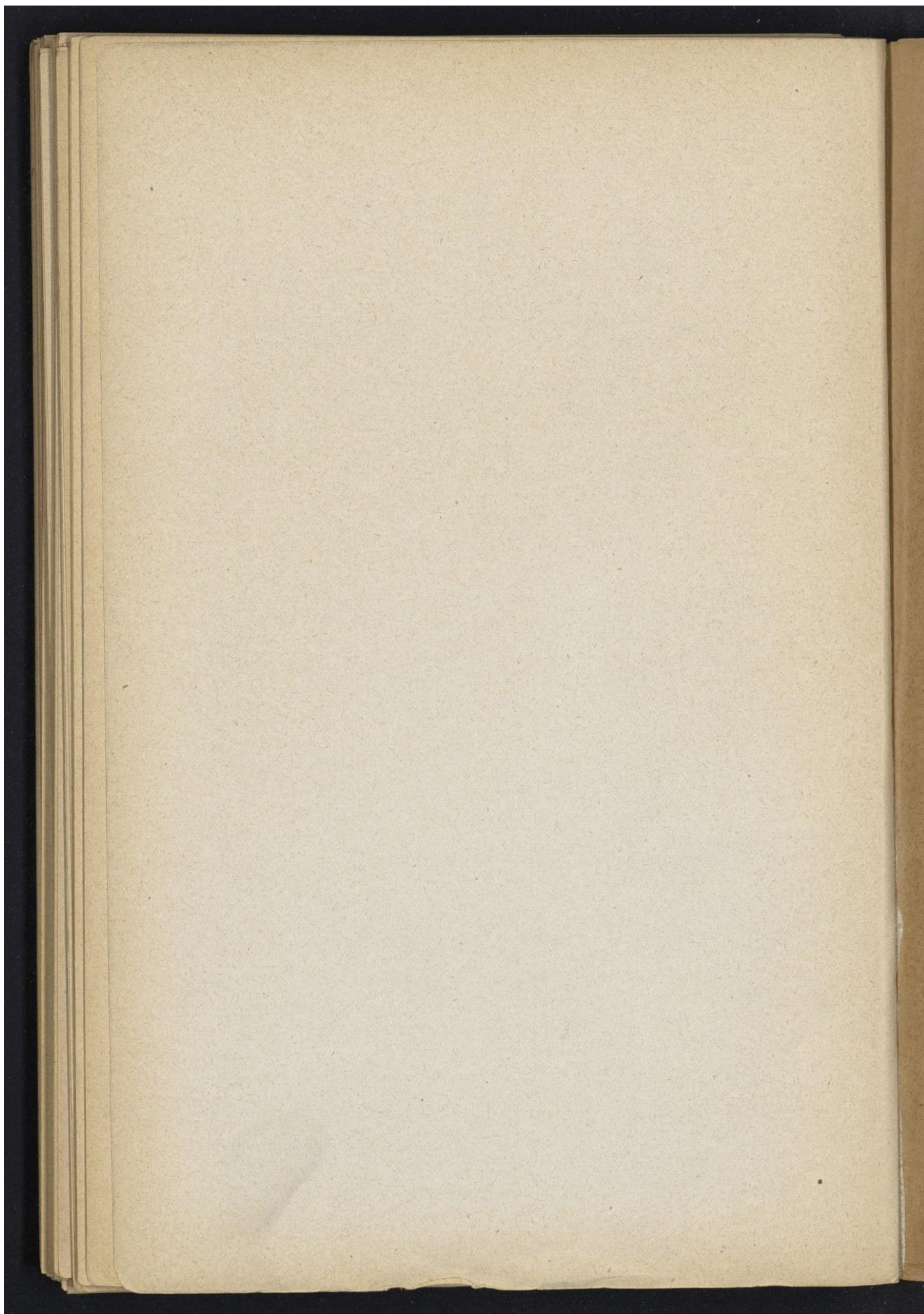
Calcul des dimensions à adopter pour une courroie réalisant une transmission donnée. Recherche des éléments du problème. Taux de travail maximum admis pour la matière de la courroie. Réserve angulaire de sécurité. Construction des diagrammes d'emploi.	
Diagrammes d'emploi de trois courroies différentes	210

CONCLUSIONS DE CE TRAVAIL

Résumé des résultats acquis dans ce travail.	219
--	-----







LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE CH. BERANGER
PARIS, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15. — LIÈGE, RUE DES DOMINICAINS, 8

BULLETIN DU LABORATOIRE D'ESSAIS
MÉCANIQUES, PHYSIQUES, CHIMIQUES ET DE MACHINES
DU
CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET MÉTIERS
Le Bulletin n'est pas périodique, il paraît par fascicules détachés

Organisation et outillage du laboratoire d'essais.

N° 1. Le laboratoire d'essais mécaniques, physiques, chimiques et de machines du Conservatoire national des Arts et Métiers, son organisation, son outillage, par A. PÉROT, directeur du Laboratoire. 1 brochure in-8° Épuisé

Rapport du Congrès de Berlin, juin 1903.

N° 2. Extrait du rapport de mission donnée au chef de la section des matériaux de construction au Congrès de chimie de Berlin (juin 1903). — I. Laboratoires d'essais. — II. Fabrication du ciment par fours rotatifs. Description de deux usines. — III. Filtre Beeth. — IV. Essais de ciment de fours rotatifs. — V. Sur un procédé simple et rapide permettant de différencier une chaux grasse d'une chaux hydraulique, par E. LEDUC, chef de la section des matériaux de construction au laboratoire d'essais. Une brochure in-8°, contenant des figures dans le texte et 4 planches hors texte 4 fr.

Action de l'eau de mer sur les mortiers.

N° 3. Action de l'eau de mer sur les mortiers, par E. LEDUC, chef de la section des matériaux de construction. Une brochure in-8° 1 fr. 50

Métaux ferreux.

N° 4. Contribution à l'étude des relations qui existent entre les effets des sollicitations lentes et ceux des sollicitations vives dans le cas des métaux ferreux (barreaux lisses et barreaux entaillés), par P. BREUIL, chef de la section des métaux du laboratoire d'essais. 1 brochure in-8° 12 fr.

Nouveau système de longueurs d'ondes étalons.

N° 5. Rapport sur la nécessité d'établir un nouveau système de longueurs d'ondes étalons, présenté au nom de la Société française de Physique au Congrès international de physique de l'Exposition de Saint-Louis, par A. PÉROT et FABRY. 1 brochure in-8° 0 fr. 75

Essais des huiles de pétrole.

N° 6. Essais mécaniques des huiles de pétrole ou autres, effectués au laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers, par P. BREUIL. Une brochure in-8° avec figures et tableaux d'essais (*deuxième tirage*) 2 fr. 65

Perte de chaleur des enveloppes calorifuges.

N° 7. Manière de mesurer les pertes de chaleur des enveloppes calorifuges. Quelques résultats d'essais faits au Laboratoire par BOYER-GUILLON, chef de la section des machines et MM. AUCLAIR et LAEDLEIN, assistants. Une brochure in-8° avec deux planches 2 fr.

Essais des compteurs d'eau.

N° 8. Essais des compteurs d'eau, par A. PEROT, directeur du Laboratoire d'essais et H. MICHEL-LEVY, assistant *Épuisé*

Valeurs comparatives des trois étalons lumineux.

N° 9. Rapport sur les valeurs comparatives des trois étalons à flammes : Carcel, Hefner, Vernon-Harcourt, par A. PEROT, directeur du Laboratoire d'essais et P. JANET, directeur du Laboratoire central d'Electricité. 0 fr. 75

Sur la constitution intime des calcaires.

N° 10. Sur la constitution intime des calcaires, par E. LEDUC, chef de la section des matériaux de construction au Laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers, avec 4 planches et 38 tableaux 20 fr

Essais sur le plâtre.

N° 11. Essais sur le plâtre, par E. LEDUC, chef de la section des matériaux de construction au Laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers, et Maurice PELLET, ingénieur-agronome 1 fr. 50

Mesure de la puissance utile des voitures automobiles.

N° 12. Examen critique de quelques méthodes de mesure de la puissance utile des voitures automobiles, par J. AUCLAIR, assistant au Laboratoire d'essais 1 fr. 50

Essais sur le silico-calcaire.

N° 13. Essais sur le silico-calcaire, par E. LEDUC, chef de la Section des matériaux de construction au Laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers et Ch. de la Roche, ingénieur civil 13 fr.

Essais de torsion.

N° 14. Essais de torsion, par Pierre BREUIL, chef de la Section des métaux du Laboratoire d'essais, avec une planche 1 fr. 75

Jaugeages des gros débits.

N° 15. Jaugeages des gros débits, par MM. BOYER-GUILLON, chef de la Section des machines, AUCLAIR et LAEDLEIN, assistants. 5 fr. 25

Essais d'huiles usagées.

N° 16. Essais d'huiles usagées, par MM. P. SABATIÉ, chef de la Section des métaux, et PELLET, assistant de la Section de chimie du Laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers, avec 6 planches 2 fr. 25

Essais chimiques des verres.

N° 17. Etude sur les essais chimiques des verres, par Ch. GRIFFITHS, ex-préparateur du Cours de Métallurgie et Travail des Métaux, chef de la Section de Chimie au Laboratoire d'essais du Conservatoire National des Arts et Métiers 3 fr.

Essais de dureté des corps.

N° 18. Essais de dureté des corps et des métaux en particulier, au moyen du scléromètre, par J. SERVAIS, assistant au Laboratoire d'essais. 4 fr.

Dispositif dynamométrique et fragilité des tôles d'acier doux.

N° 19. Note sur un dispositif dynamométrique fondé sur les déformations élastiques. Note sur la fragilité des tôles d'acier doux provoquée par le meulage transversal des champs, par SABATIÉ, chef du Service des essais de métaux du Laboratoire d'essais. 2 fr.

Variations de la hauteur de rebondissement d'un mouton.

N° 20. Note sur les variations de la hauteur de rebondissement d'un mouton en fonction du nombre de chocs, par C. DROUILLARD, Assistant au Service des Essais des Métaux 1 fr.