

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 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	Publication : Laboratoire d'essais
Adresse	Paris : Conservatoire national des arts et métiers, 193.-195.
Nombre de volumes	125
Cote	CNAM-BIB P 1329-B et P 1329-C
Sujet(s)	Conservatoire national des arts et métiers (France) Génie industriel -- 20e siècle
Note	La collection comporte des lacunes : n°24; n°58; n°63; n°67; n°76-n°77
Notice complète	https://www.sudoc.abes.fr/cbs//DB=2.1/SET=17/TTL=3/REL?PPN=261820893&RELTYPE=NT
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?P1329-B_P1329-C
LISTE DES VOLUMES	
	N°25 (1936)
	N°26 (1937)
	N°27 (1937)
	N°28 (1937)
	N°29 (1938)
	N°30 (1939)
	N°31 (1936)
	N°32 (1938)
	N°33 (1938)
	N°34 (1938)
	N°35 (1938)
	N°36 (1938)
	N°37 (1938)
	N°38 (1938)
	N°39 (1938)
	N°40 (1939)
	N°41 (1939)
	N°42 (1939)
	N°43 (1939)
	N°44 (1939)
	N°45 (1938)
	N°46 (1940)
	N°47 (1940)
VOLUME TÉLÉCHARGÉ	N°48 (1940)
	N°49 (1940)
	N°50 (1940)
	N°51 (1941)
	N°52 (1941)
	N°53 (1941)
	N°54 (1941)
	N°55 (1942)
	N°56 (1942)
	N°57 (1942)
	N°59 (1942)

	N°60 (1941)
	N°61 (1942)
	N°62 (1943)
	N°64 (1943)
	N°65 (1943)
	N°66 (1943)
	N°68 (1943)
	N°69 (1943)
	N°70 (1943)
	N°71 (1943)
	N°72 (1944)
	N°73 (1943)
	N°74 (1944)
	N°75 (1944)
	N°78 (1944)
	N°79 (1944)
	N°80 (1944)
	N°81 (1944)
	N°82 (1944)
	N°83 (1944)
	N°84 (1944)
	N°85 (1944)
	N°86 (1945)
	N°87 (1945)
	N°88 (1945)
	N°89 (1945)
	N°90 (1945)
	N°91 (1945)
	N°92 (1945)
	N°93 (1945)
	N°94 (1945)
	N°95 (1946)
	N°96 (1946)
	N°97 (1946)
	N°98 (1944)
	N°99 (1945)
	N°100 (1945)
	N°101 (1946)
	N°102 (1946)
	N°103 (1946)
	N°104 (1946)
	N°105 (1946)
	N°106 (1946)
	N°107 (1947)
	N°108 (1947)
	N°109 (1947)
	N°110 et 111 (1947)
	N° 112 (1947)
	N° 113 (1947)
	N° 114 (1947)
	N° 115 (1947)
	N° 116 (1947)
	N° 117 (1947)
	N° 118 (1948)
	N° 119 (1948)
	N° 120 (1948)
	N° 121 (1948)
	N° 122 (1947)

	N° 123 (1948)
	N° 124 (1948)
	N° 125 (1948)
	N° 126 (1948)
	N° 127 (1948)
	N° 128 (1948)
	N° 129 (1948)
	N° 130 (1949)
	N° 131 (1949)
	N° 132 (1949)
	N° 133 (1948)
	N° 134 (1949)
	N° 135 (1948)
	N° 136 (1949)
	N° 137 (1950)
	N° 138 (1950)
	N° 139 (1950)
	N° 140 (1950)
	N° 141 (1950)
	N° 142 (1948)
	N° 143 (1950)
	N° 144 (1950)
	N° 145 (1951)
	N° 146 (1951)
	N° 147 (1951)
	N° 148 (1951)
	N° 149 (1951)
	N° 150 (1951)
	N° 151 (1951)
	N° 152 (1951)
	N° 153 (1952)
	N° 154 (1952)
	N° 155 (1952)

NOTICE DU VOLUME TÉLÉCHARGÉ	
Auteur(s) volume	Laboratoire d'essais mécaniques physiques chimiques et de machines du Conservatoire national des Arts et Métiers
Titre	Publication : Laboratoire d'essais
Volume	N°48 (1940)
Adresse	Paris : Conservatoire national des arts et métiers, 1940
Collation	1 vol. (p. [97-104], [140-143]) : ill. ; 24 cm
Nombre de vues	16
Cote	CNAM-BIB P 1329-B (24)
Sujet(s)	Conservatoire national des arts et métiers (France) Génie industriel -- 20e siècle
Thématique(s)	Histoire du Cnam
Typologie	Revue
Langue	Anglais Français
Date de mise en ligne	10/04/2025
Date de génération du PDF	07/02/2026
Recherche plein texte	Disponible
Notice complète	https://www.sudoc.fr/039014541
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?P1329-B.24

...

P1329-B

8° Mu 107 (25)

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
LABORATOIRE D'ESSAIS



ACCOUPLLEMENTS ET CONVERTISSEURS
DE COUPLES HYDRODYNAMIQUES

par A. Tenot

PUBLICATION N° 48

(Extrait de "La Technique
Moderne" Avril-Mai 1940)



ACCOUPLLEMENTS ET CONVERTISSEURS DE COUPLES HYDRODYNAMIQUES

PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT

ET RÉSULTATS OBTENUS SUR DEUX NOUVEAUX TYPES DE CES APPAREILS :

ACCOUPLLEMENT HENRY, CONVERTISSEUR TENOT

Les transmissions hydrodynamiques ne sont pas de simples dispositifs cinématiques, avec actions de contact dues à des éléments solides ou élastiques, mais bien une conjugaison souvent subtile d'aubages générateurs d'énergie hydraulique et d'aubages moteurs, ceux-ci ayant pour objet de transformer cette énergie hydraulique en énergie mécanique : le champ de la force centrifuge et son travail sont le critère même du fonctionnement de ces appareils.

Il ne faut pas non plus confondre ces transmissions hydrodynamiques, où les vitesses et les accélérations du fluide jouent le rôle essentiel, avec une autre grande classe de transmissions, dites hydrostatiques (par opposition aux premières), utilisant également un liquide comme « élément de liaison », mais dans lesquelles les vitesses et les accélérations du fluide sont tout à fait secondaires : les pressions hydrostatiques, les vitesses de rotation et les cylindrées seules conditionnent les puissances transmises par ces machines volumétriques à palettes ou à pistons (types Hele-Shaw, Lenz, Williams Janet, Lauf Thoma...).

Ce sont les études théoriques et expérimentales sur les turbo-machines hydrauliques qui ont été naturellement à la base de la conception des transmissions hydrodynamiques.

Aussi avons nous demandé à notre collaborateur, M. Tenot, dont les recherches expérimentales sur les turbines hydrauliques et sur les pompes-hélices ont fait l'objet d'importants mémoires ou ouvrages ⁽¹⁾, de bien vouloir nous exposer ses idées sur cet intéressant sujet. Il y était d'autant plus particulièrement désigné qu'il est lui-même l'auteur d'un transformateur hydrodynamique de couples (construit par la Société générale de Constructions Mécaniques), dont un prototype fonctionne à son ancien laboratoire, et que, d'autre part, les études et la mise au point d'un nouveau type d'accouplement hydraulique furent l'objet de ses travaux les plus récents.

1. — Généralités.

Les transmissions hydrodynamiques, pour la plupart desquelles nous sommes tributaires de l'étranger (licences Föttinger, Vulcan-Sinclair, Vickers-Coats, Daimler, Voith, Escher-Wyss, Trilok, Lysholm-Smith, Leyland, Jandasek, Kreissle...), ont pour objet de transmettre une puissance, à vitesse variable ou non, uniquement par actions de contact hydrodynamiques. Elles sont toutes constituées d'un primaire ou roue de pompe centrifuge (ou hélice) et d'un secondaire ou roue de turbine centripète (ou hélice), celle-ci étant éventuellement précédée ou suivie d'aubages assujettis à des axes de références fixes.

Cette dernière éventualité va nous conduire aux deux grandes classes de transmissions hydrodynamiques, malheureusement trop souvent confondues : d'une part, les accouplements, caractérisés par un couple secondaire constamment égal au couple primaire; d'autre part, les transformateurs ou convertisseurs de couples, véritables « boîtes de vitesses » continues.

Une étude qui nous avait été remise par le professeur Föttinger ⁽²⁾, lors de l'un de nos voyages à Berlin, montre que

c'est en 1903 que cet ingénieur avait eu « l'idée de combiner organiquement des roues de turbines primaires, secondaires, et, le cas échéant, fixes, de telle façon que le liquide y circule, en un cycle étroitement fermé, en forme de circuit tourbillonnant ; et en supprimant spirales, coudes et tuyaux avec leurs pertes directes et indirectes ». En 1907 fut construit, par la firme Vulcan, le premier convertisseur Föttinger d'essai de 100 CV pour une réduction de 1 000 à 235 t/min, et en 1910 le premier accouplement; mais celui-ci resta ensuite sans applications jusqu'en 1924.

* *

Il serait faux de croire que ces appareils peuvent être étudiés sous l'angle de la cinématique pure ; ils font appel, au contraire, aux plus subtiles des connaissances de l'hydrodynamique des fluides incompressibles (ou considérés comme tels), avec toutes les caractéristiques de base et les singularités de fonctionnement que l'on trouve dans les deux catégories de machines : pompes et turbines.

Certains ingénieurs français, dont nous ne saurions en aucune façon diminuer l'importance des travaux dans la construction automobile (embrayages, différentiels, boîtes de vitesses, trains planétaires...), ont fait discréditer en France, sans le vouloir, les transmissions hydrauliques, parce que leur essais, faits sous l'angle de la cinématique, ne pou-

(1) Voir : *Bulletins des Ingénieurs Civils de France*, juillet-août 1932, mai-juin 1934 ; *Le Génie Civil*, 18 et 25 mars 1937 ; *Revue générale de l'Hydraulique*, années 1936, 1937 et 1939 ; *Science et Industrie*, années 1933 et 1934. — Voir aussi *Turbines hydrauliques et Régulateurs automatiques de vitesse*, Paris.

(2) Die hydrodynamische Arbeitsübertragung, insbesondere durch Transformatoren; ein Rückblick und Ausblick.

vaient les conduire qu'à des échecs. S'il est décevant de considérer le liquide de transmission comme « acquérant la consistance d'un solide », il est également faux d'assimiler les particules à des « billes », à l'image de ce que l'on fait dans cette science si incomplète qu'est la cinématique.

Le problème des transmissions hydrauliques est bien essentiellement du domaine de la mécanique des fluides, ce qui n'exclut pas la nécessité de connaître les caractéristiques mécaniques ou thermiques du moteur primaire ou du récepteur secondaire, et des buts principaux à atteindre :

- Faible poids par unité de puissance, à égalité de vitesse primaire ;
- Rendement élevé et son maintien à charge variable ou à rapport de vitesse variable (cas des convertisseurs) ;
- Sécurité et souplesse de marche (absence d'à-coups) ;
- Faible entretien et minimum d'usure.

Ceci est d'autant plus vrai que la plupart des transmissions hydrauliques sont combinées avec des appareils essentiellement mécaniques (embrayages à friction, roue libre...).

Mais nous retrouverons, pour le fonctionnement autonome de ces intéressants organes, toutes les causes (facteurs d'influence) et toutes les nuances des phénomènes hydrodynamiques inhérents aux pompes et turbines : décollements et sillages, mauvais angles d'attaque des aubages, angles réels de sortie différents des angles « géométriques », cavitation, décrochages et instabilités.

Les licences que nous avons mentionnées à l'origine de cet avant-propos nous montrent qu'aucun nom français n'y figure : nous venons d'en donner l'une des raisons.

Nous ajouterons aussi que, si l'application de ces transmissions hydrauliques s'est généralisée à l'étranger, en particulier dans les domaines de la traction terrestre et de la traction marine (navires de guerre) où les vitesses de régime pratiquées sont toujours plus grandes (1), en France ce n'est encore qu'avec une très faible amplitude et toujours avec une certaine appréhension, tout à fait injustifiée, que ces transmissions sont adoptées et utilisées.

2. — Objet des transmissions hydrauliques et leurs caractères fondamentaux de fonctionnement distincts.

Accouplements et transformateurs de couples ont pour but de transmettre la puissance \mathcal{P}_1 d'un arbre moteur primaire, tournant à la vitesse N_1 , à un arbre récepteur secondaire tournant à la vitesse N_2 , sans actions de contact d'éléments rigides ou élastiques, mais uniquement par actions de contact hydrodynamiques.

Le fluide employé peut être de l'eau ou de l'huile ; on a également essayé le mercure. L'huile est le liquide le plus généralement utilisé, par suite de son pouvoir lubrifiant, de la non-oxydation des parois, de son bas point de congélation, enfin de la tension élevée de sa vapeur (moins de risques de cavitation) ; elle peut toutefois présenter certains inconvénients (stabilité de marche) par suite de son émulsion éventuelle avec l'air et de l'influence possible des forces de viscosité aux bas régimes.

Des expériences récentes, avec de l'eau mélangée d'huile soluble, nous ont donné de bons résultats.

À égalité de dimensions et de vitesses de rotation, les puissances transmises à l'aide de ces appareils sont dans le rapport des poids spécifiques des liquides utilisés. Elles varient, d'autre part, avec le cube des vitesses primaires : c'est la raison pour laquelle le poids par cheval ne reste compa-

tible avec les exigences économiques que si la vitesse primaire est suffisante (au moins 700 à 1 000 t/min) ; sinon, on est dans l'obligation de recourir à un double harnais d'engrenages permettant de placer ces appareils sur un arbre à grande vitesse plus favorable [2 000 à 5 000 t/min] (fig. 1).

La puissance secondaire \mathcal{P}_2 n'est jamais égale, pour les deux

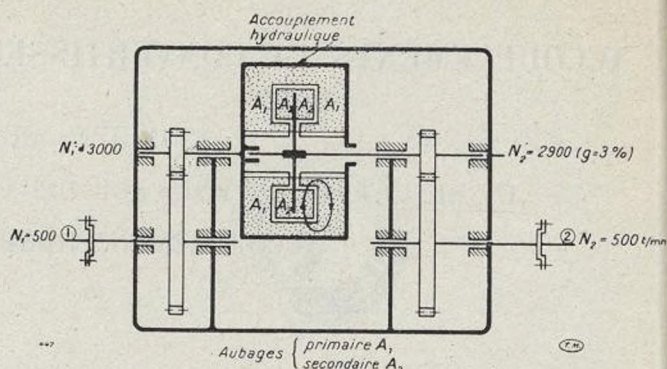


FIG. 1. — Schéma d'une transmission hydraulique, avec harnais d'engrenages.

catégories d'appareils, à la puissance primaire \mathcal{P}_1 , par suite des dégradations d'énergie hydraulique en énergie thermique dans les deux systèmes d'aubages ; le rendement de l'accouplement, comme celui du convertisseur, est donc :

$$\eta = \frac{\mathcal{P}_2}{\mathcal{P}_1}.$$

1° DANS L'ACCOUPEMENT HYDRAULIQUE (fig. 2), le couple secondaire est constamment égal au couple primaire (aux pertes mécaniques extérieures parasites près) :

$$C_2 = C_1,$$

car il n'existe aucunes parois-guides (aubages) assujetties à des axes de références fixes : l'action de contact est nécessairement égale à la réaction de contact (1).

La liaison hydrodynamique entre les deux éléments primaire et secondaire dépend essentiellement du glissement relatif g^t , ω_1 et ω_2 étant respectivement les vitesses angulaires, on a :

$$g^t = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

S'il n'y avait pas de glissement, il n'y aurait pas de courants de circulation dans les aubages de l'appareil (pas de débit) et pas de couple transmis (pas d'actions de contact hydrodynamiques). Ce glissement est, d'autre part, conditionné par la prépondérance

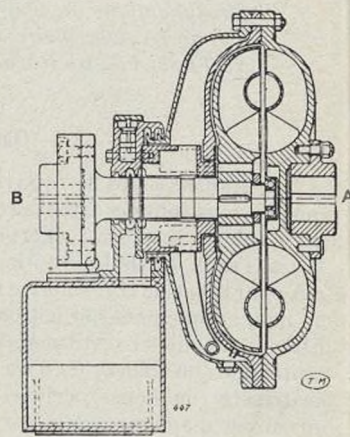


FIG. 2. — Coupe d'un accouplement Vulcan-Sinclair, avec orifices calibrés et écope de remplissage et de réglage du glissement.

A, Arbre primaire ; — B, Arbre secondaire.

(1) En désignant par I_1 et I_2 les moments d'inertie du primaire et du secondaire, par rapport à leurs axes respectifs, par ω_1 et ω_2 leurs vitesses angulaires respectives, aux couples parasites extérieurs près, on a :

$$I_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + I_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = C_1 - C_2.$$

En régime établi, ω_1 et ω_2 sont constants ; d'où $C_2 = C_1$.

(1) Nous verrons que le champ d'application de ces transmissions hydrauliques, pour des raisons de poids par cheval, est celui des vitesses de régimes élevées (pour fixer les idées : $N > 500$ à 1 000 t/min). Pour des régimes lents, les transmissions hydrostatiques sont généralement préférables.

des forces centrifuges exercées sur les masses liquides primaires sur celles qui agissent sur les masses liquides secondaires.

Le glissement est donc indispensable au fonctionnement des accouplements hydrodynamiques (complète analogie avec le moteur asynchrone triphasé); s'évertuer à le supprimer, comme l'ont imaginé certains inventeurs non éclairés, serait donc nier le principe même de fonctionnement de l'appareil.

Le rendement hydrodynamique de l'accouplement est :

$$\eta = \frac{C_2 \cdot \omega_2}{C_1 \cdot \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - g^t.$$

Le primaire n'est pas autre chose qu'une pompe (p), sans distributeur ni diffuseur fixes; le secondaire, une turbine (t), sans ailettes directrices ni diffuseur fixes; leurs hauteurs nettes (d'élévation et de chute) sont les mêmes. Par contre, leurs hauteurs effectives $H_{eff} = \frac{P_{eff}}{Q \cdot \omega}$ (Q en kg/sec) sont distinctes: leur différence est égale, pour chaque régime de glissement admis, à la perte de charge nécessaire dans l'appareil; on a donc :

$$\begin{aligned} \Phi &= H_{peff} - H_{teff}; \\ \eta &= \frac{H_{teff}}{H_{peff}} = 1 - \frac{\Phi}{H_{peff}}; \end{aligned}$$

d'où le glissement relatif :

$$g^t = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{H_{teff}}{H_{peff}} = 1 - \frac{\Phi}{H_{peff}},$$

soit :

$$g^t = \frac{\Phi}{H_{peff}};$$

Le débit en poids ($Q \cdot \omega$) des aubages secondaires est, en effet, le même que celui des aubages primaires.

Les dimensions à donner à l'accouplement doivent être déterminées de manière que le glissement ne dépasse pas 2 à 6 %. La plus petite des valeurs s'impose pour les grosses puissances, car les quantités de chaleur à évacuer sont proportionnelles à la puissance cinq des dimensions, alors que les surfaces de rayonnement sont proportionnelles à leur carré, à moins de consentir à un refroidissement artificiel (circulation d'air ou d'eau). Tout accroissement de glissement provoqué par une augmentation de puissance par rapport à la charge normale, ou par une diminution de vitesse à égalité de puissance, conditionne un supplément de perte et d'énergie.

L'étude de ces accouplements est grandement facilitée par l'emploi des coefficients de similitude :

$$\begin{cases} \text{de couple secondaire ou primaire : } k_c = \frac{C_2}{N_1^2 \cdot D^5}, \\ \text{de puissance transmise : } k_x = \frac{P_2}{N_1^2 \cdot D^5}. \end{cases}$$

C_2 est en m.kg; P_2 en chevaux; N_1 en t/min; D , l'un des diamètres caractéristiques de l'appareil, en mètres.

Ces coefficients ne peuvent être déterminés qu'expérimentalement; ils n'ont de signification que pour une densité de liquide déterminée, ainsi que pour chaque type d'accouplement. A égalité de glissement, pour un même appareil et le même liquide de liaison, ces coefficients sont indépendants de la vitesse primaire, ce qui simplifie beaucoup les calculs et l'interprétation des résultats d'essais; c'est du moins ce que nous avons déduit de nos propres travaux, pour le type d'accouplement objet de nos recherches.

Cette dernière conclusion signifie qu'à égalité de glissement (et de rendement), il y a similitude hydrodynamique complète en des points homologues de deux appareils géométriquement semblables.

Le but des essais est de déterminer, en fonction du glissement,

la variation de k_c (ou de k_x) [voir courbe fig. 3], valable pour l'accouplement Henry décrit plus loin.

L'accouplement hydraulique, considéré comme embrayage, peut être complété par un accouplement à friction (de faible dimension), en vue d'éliminer, surtout pour les grosses puissances,

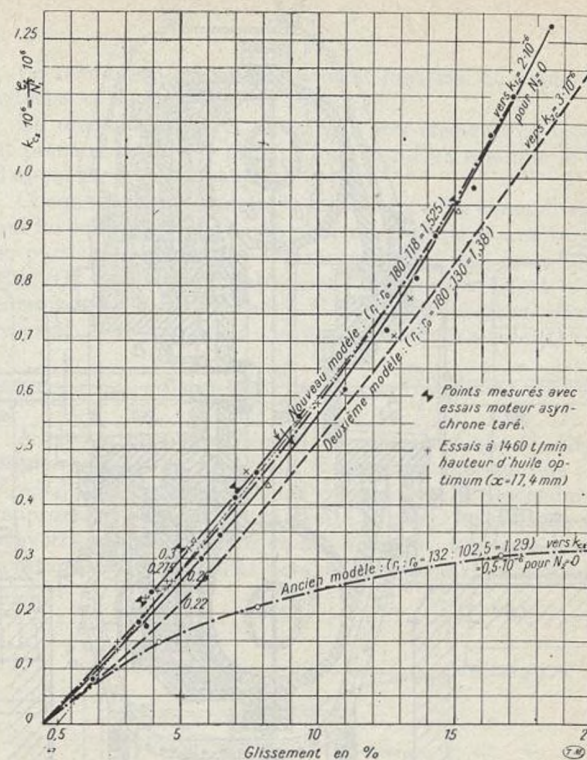


Fig. 3. — Caractéristique de couple, en fonction du glissement de l'accouplement hydrodynamique.

$2 r_1 = D_1 = 200$ mm. — Huile Talia M. V. ($\omega = 890$ kg/m³).

la perte permanente d'énergie inhérente au glissement. L'accouplement peut être alors calculé pour un glissement de 15 %, puisque son intervention ne sera alors que temporaire; cette solution permet de réduire les dimensions de l'appareil; d'autre part, l'accouplement à friction, qui n'a à rattraper que 15 % de vitesse relative au maximum, pourra être lui-même de plus faible dimension, sans entretien ou usure exagérés.

Cette solution peut avoir un inconvénient dans le cas d'entraînement de pompes centrifuges à haute pression: si, en effet, pour une cause fortuite, l'embrayage à friction devenait déficient, il en résulterait une baisse brusque de vitesse de rotation de la pompe de 15 %, et une diminution de sa hauteur d'élévation de 30 %; la colonne d'eau dans la conduite de refoulement, revenant subitement en arrière, provoquerait alors un coup de bélier dangereux.

Pour éliminer le glissement de 2 à 5 % en marche normale, on peut également prévoir un verrouillage (blocage mécanique par couronnes dentées (1)), mais cette solution n'est vraiment possible que par l'emploi d'un accouplement hydraulique synchrone, muni d'aubages intermédiaires fixes, qui fera l'objet de la deuxième partie de notre étude.

La figure 2 représente la coupe d'un accouplement hydraulique Vulcan-Sinclair, muni d'une écope et d'un circuit extérieur

(1) Cette manœuvre sera déconseillée pour le cas des machines alternatives, afin de ne pas supprimer l'un des principaux avantages de l'accouplement: celui de couper la ligne d'arbre, et d'éliminer ainsi les oscillations de torsion et les variations de vitesse du moteur, dues à des décharges ou surcharges accidentelles.

accouplement ne doit donc fonctionner normalement que pour un coefficient de couple de l'ordre de $0,2 \cdot 10^{-6}$, soit 10 fois plus faible.

En d'autres termes, le point de fonctionnement est tout à

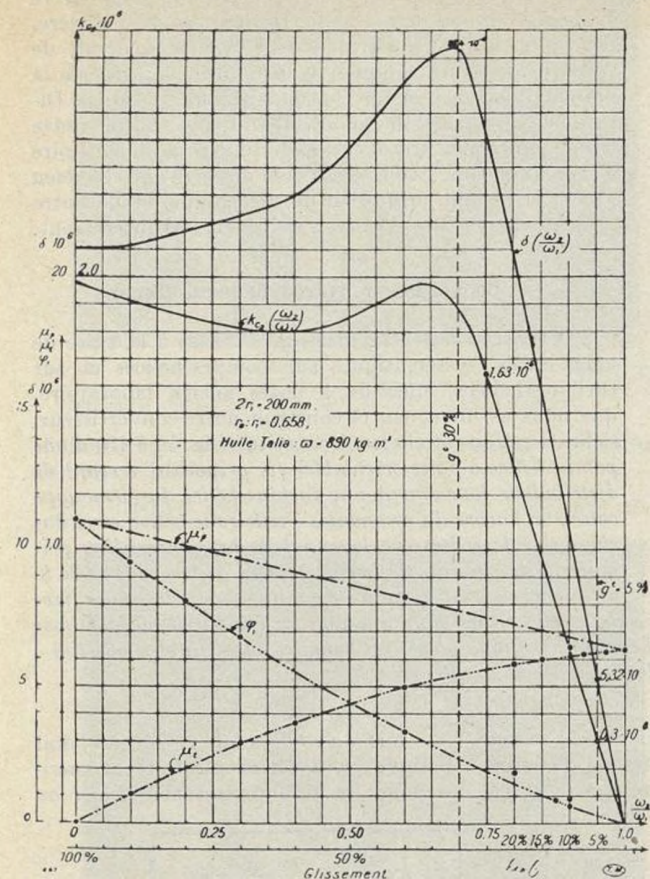


FIG. 6. — Caractéristiques d'un accouplement hydraulique du type représenté figure 5.

fait au bas de la courbe, ce qui semblerait attester une mauvaise utilisation de la matière, des surfaces ou des formes. Ce défaut n'est qu'apparent, si l'accouplement est destiné à des machines rapides, ou situé sur des arbres à grande vitesse (voir disposition fig. 1).

Ce caractère d'utilisation est d'ailleurs commun à tous les types d'accouplements, à des nuances diverses toutefois, car le meilleur appareil est celui qui, toutes conditions égales d'ailleurs, réalise le minimum de poids par cheval à égalité de glissement (donc de rendement). Nous donnons plus loin les avantages de l'accouplement ayant fait l'objet de nos travaux de recherches, avec deux cas d'emploi intéressants : pour les turbo-machines et pour la traction automobile.

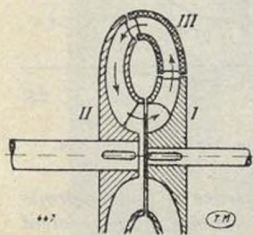


FIG. 7. — Schéma d'un transformateur, ou convertisseur de couples hydrodynamique.

I, Primaire; — II, Secondaire; — III, Aubages directeurs extérieurs.

2^o DANS LE TRANSFORMATEUR, OU CONVERTISSEUR DE COUPLES

HYDRODYNAMIQUE (fig. 7), constitué par une pompe primaire P, un distributeur extérieur C assujéti à des axes de références fixes, et une turbine secondaire T, le couple secondaire

C₂ peut être plus grand ou plus petit que le couple primaire C₁ : ce que l'on gagne en couple, on le perd en vitesse de rotation, la restitution n'étant jamais complète, par suite des dégradations d'énergie hydraulique dans l'appareil ; le rendement de celui-ci est :

$$\eta = \frac{C_2 \cdot \omega_2}{C_1 \cdot \omega_1}$$

Ce rendement est essentiellement fonction du rapport des vitesses et de la charge de l'appareil.

La roue directrice C, extérieure aux éléments en rotation, et prenant appui sur le bâti, joue le même rôle que le point d'appui du levier classique.

Chaque élément primaire et secondaire a des caractéristiques qui lui sont propres, comme pour une pompe et une turbine ; en particulier, à vitesses constantes (N₁ et N₂), leurs courbes H_{eff.} (Q) sont approximativement de droites ; Q est le débit commun des deux éléments, H_{eff.} leurs puissances effectives respectives rapportées à l'unité de débit en poids (Q · ω) :

$$H_{peff.} = \frac{C_1 \cdot \omega_1}{Q \cdot \omega} \text{ et } H_{teff.} = \frac{C_2 \cdot \omega_2}{Q \cdot \omega}$$

A vitesse primaire N₁ = C^{te}, la caractéristique C₁ (N₂) du primaire-pompe se rapproche d'une droite horizontale ; celle C₂ (N₂) du secondaire-turbine est une courbe descendante se rapprochant souvent d'une droite (fig. 8). Le rendement du convertisseur en fonction de la vitesse N₂, à vitesse primaire constante, est une courbe parabolique, le maximum de rende-

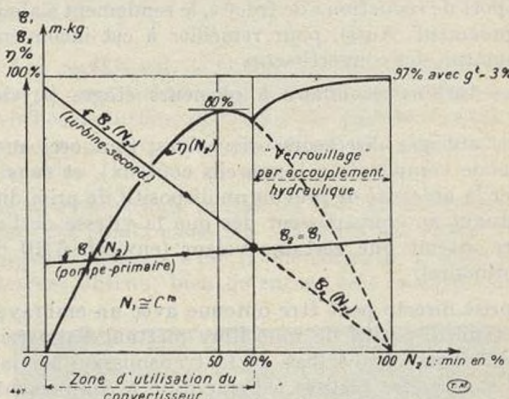


FIG. 8. — Caractéristiques d'un transformateur du type représenté figure 7.

ment étant de l'ordre de 80 à 83 % ; de la forme des aubages dépend l'allure plus ou moins plate de cette courbe de rendement.

Le couple extérieur, celui supporté par les aubages directeurs assujettis à des axes de références fixes, est déterminé par l'équation d'équilibre :

$$C_{ext.} = C_1 - C_2$$

Si C₁ est supérieur à C₂, il y a multiplication de la vitesse, et vice versa. D'autre part :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{C_1}{C_2} \cdot \eta$$

Comme pour les accouplements hydrodynamiques, les formules de similitude :

$$C = k_c \cdot N^2 \cdot D^5 \text{ et } P = k_p \cdot N^3 \cdot D^5$$

simplifient l'étude de ces appareils et le calcul de leurs dimensions optima.

La figure 9 montre une disposition de convertisseur Föttinger

ger, prévue pour renversement de marche (application aux navires).

A l'origine, le convertisseur Föttinger était calculé plus spécialement pour un rapport de réduction de vitesse constant et appliqué surtout pour la propulsion des navires. En dehors

Nous justifions ainsi les raisons et les directives qui nous ont conduit à concevoir, puis à construire et à expérimenter, un nouveau type de convertisseur hydrodynamique, permettant non seulement de réduire et de multiplier d'une manière continue la vitesse, mais aussi, par simple et unique manœuvre de deux systèmes de pales, de réaliser la marche arrière. Ce convertisseur, construit par la Société générale de Constructions, mécaniques, à la Courneuve, grâce à la grande obligeance et au concours éclairé de M. le Directeur Garnier et de ses collaborateurs, porte notre nom. Un premier prototype, expérimenté au laboratoire de notre ancienne Ecole, avec l'aide de notre ami et ancien élève, M. Picand, professeur de mécanique, et de notre ancien collaborateur Remy, s'est révélé fort intéressant.

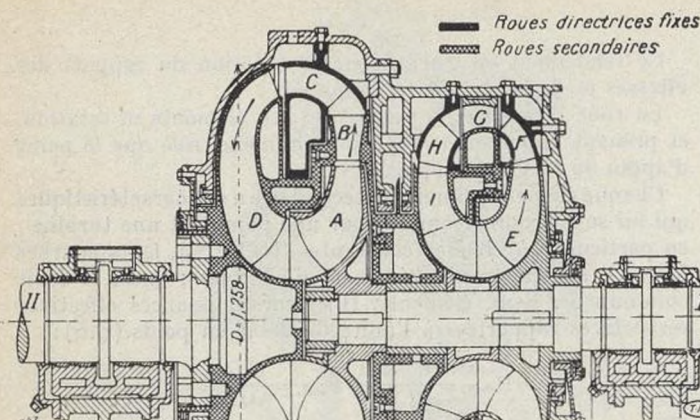


FIG. 9. — Appareil de renversement de marche (Holzapfel L).

Circuit de marche avant. — A, roue primaire; — B, Première roue secondaire; — C, Roue directrice fixe; — D, Deuxième roue secondaire.

Circuit de marche arrière. — E, Roue primaire; — F, Distributeur réversible; — G, Première roue secondaire; — H, Distributeur; — I, Deuxième roue secondaire.

de ce rapport de réduction « de tracé », le rendement s'abaissait assez rapidement. Aussi, pour remédier à cet inconvénient, a-t-on construit des convertisseurs :

a) Avec turbine-secondaire à plusieurs étages (Lysholm-Smith) ;

b) Avec aubages directeurs orientables, tout ceci au prix d'une grande complication (appareils coûteux), et sans pouvoir éviter la nécessité de prévoir un dispositif de prise directe se substituant au convertisseur dès que la vitesse de l'arbre secondaire atteint une certaine valeur (environ 6/10 de la vitesse primaire).

Cette prise directe peut être obtenue avec un embrayage à friction et un dispositif de roue libre mettant l'appareillage hydraulique hors circuit (cas de la transmission Leyland) ; elle peut encore être réalisée à l'aide d'un accouplement hydraulique complémentaire, avec glissement permanent de 2 à 3 % : c'est le cas des transmissions Voith pour locomotives Diesel.

Dans la disposition Trilok, réalisée par Klein Schanzlin et Becker, le convertisseur se transforme en accouplement hydraulique, par immobilisation des aubages « extérieurs » avec ceux du secondaire, dès que $C_1 > C_2$.

Le désir d'éviter la nécessité, comme nous venons de l'exposer, de doubler le convertisseur de transmissions auxiliaires importantes a conduit de nombreux ingénieurs à l'étude de solutions plus rationnelles, fondées sur un appareil complet par lui-même.

Toutes ces solutions sont basées sur le principe de l'orientation des aubes : modification des incidences respectives des aubages primaires et secondaires, en vue de réaliser un rendement plus élevé et peu influencé par le rapport de vitesse et par la charge transmise.

Les conditions fondamentales à obtenir sont, d'autre part, les suivantes :

- A) Poids par unité de puissance réduit ;
- B) Stabilité hydrodynamique correcte ;
- C) Appareil simple, aussi bien du point de vue de sa construction que de celui de sa maniabilité.

3. — Convertisseur hydrodynamique Tenot.

A) Principe de fonctionnement. — C'est à la suite de longs essais systématiques sur pompes-hélices et sur turbines-hélices, effectués à notre ancien laboratoire, que nous avons conçu et construit notre convertisseur. Celui-ci est essentiellement constitué (fig. 10 à 15) d'une pompe-hélice à pales orientables (le primaire) servant de distributeur tournant à une turbine-hélice du même type calée sur l'arbre du secondaire ; cette roue-hélice constitue elle-même le redresseur tournant de la pompe-hélice primaire. Un circuit extérieur, en forme de tore, supporte la différence de couples au moyen d'aubages redresseurs fixes et « extérieurs » situés dans une zone de l'appareil où la vitesse et l'énergie cinétique giratoires sont les plus faibles possible ; cette différence de couples est :

$$C_{ext.} = C_1 - C_2 \geq 0.$$

Le circuit extérieur, de forme ovoïde, et de révolution, doit récupérer l'énergie cinétique (sous forme giratoire et méridienne) à la sortie des pales du secondaire-turbine, ceci au

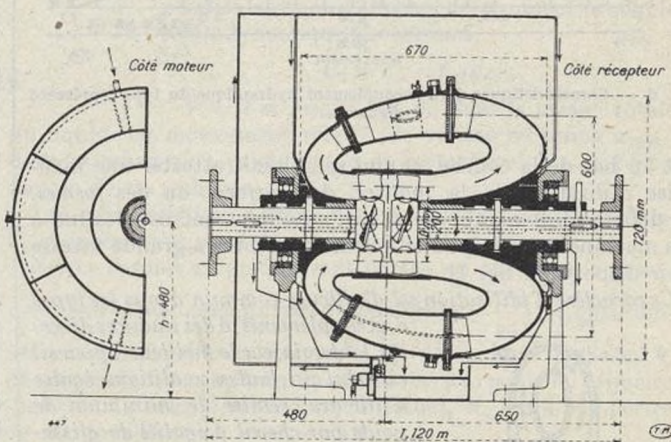


FIG. 10. — Coupe du convertisseur hydraulique Tenot - S. G. C. M.

moyen d'un hydrocône caractérisé par l'absence de toutes parois-guides (aubages redresseurs), fixes ou orientables, qui ne seraient pas de révolution.

C'est par l'inclinaison simultanée des deux systèmes de pales que l'on peut obtenir un couple extérieur, négatif (réducteur de vitesse), ou *vice versa*, et qu'est réalisée la marche arrière. Pour éviter les phénomènes de cavitation, notre convertisseur peut être mis (comme l'est celui de Föttinger) sous charge statique, au moyen d'une petite pompe à engrenages.

Le liquide que nous utilisons est un mélange d'eau et d'huile soluble (3 à 5 %).

Le bon maintien du rendement pour une variation de vitesse étendue $\left(\frac{N_2}{N_1}\right) \cong 1$ doit permettre d'éviter l'emploi

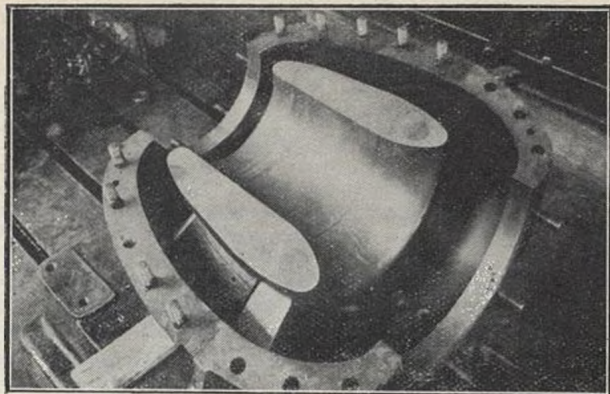


FIG. 11. — Convertisseur Tenot-S. G. C. M. — Vue du circuit extérieur et des aubages redresseurs (point fixe du levier hydrodynamique), la partie supérieure étant enlevée ainsi que les roues primaire et secondaire.

d'embrayages mécaniques ou accouplements hydrauliques complémentaires.

B) Directives qui nous ont conduit à la conception de cel

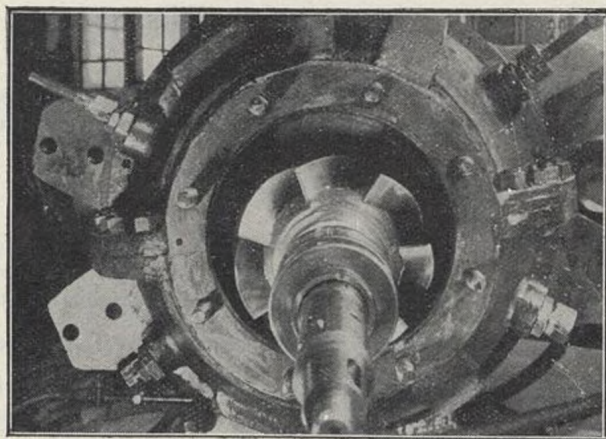


FIG. 12. — Convertisseur Tenot-S.G.C.M. — Vue en bout côté turbine-secondaire

appareil, et premiers résultats obtenus. — Nos essais sur pompes-hélices et sur turbines-hélices nous avaient permis de contrôler l'existence des droites $H_{eff}(Q)$ à vitesses de rotation respecti-

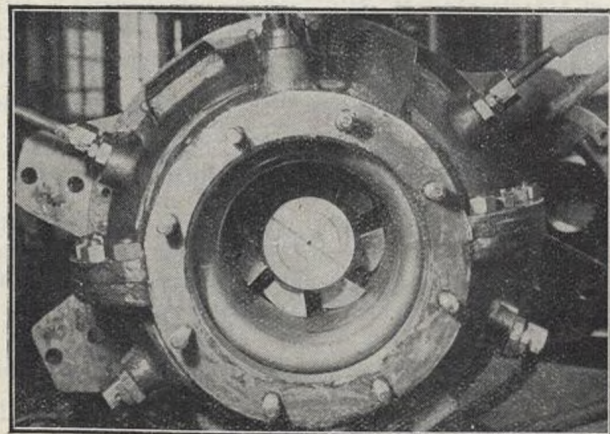


FIG. 13. — Convertisseur Tenot-S.G.C.M. — Vue en bout côté pompe primaire.

vement constantes, droites prédéterminées par le raisonnement théorique. Pour chacun de ces deux types de machines, on a

affaire à un faisceau de droites, chacune d'elles ayant comme paramètre l'incidence des pales ; d'autre part, l'expérience décèle que le lieu des points optima était, pour la pompe comme pour la turbine, une droite horizontale : d'où la possibilité de réaliser un rendement peu influencé par la charge, et par le rapport des vitesses primaires et secondaires.

Deux faits fondamentaux nous guidèrent également dans la conception de notre appareil :

1° L'absence de tout distributeur classique à directrices orientables n'excluait pas, pour la turbine, la possibilité d'obtenir de bons rendements (cas de la turbine-tourbillon [1]) ;

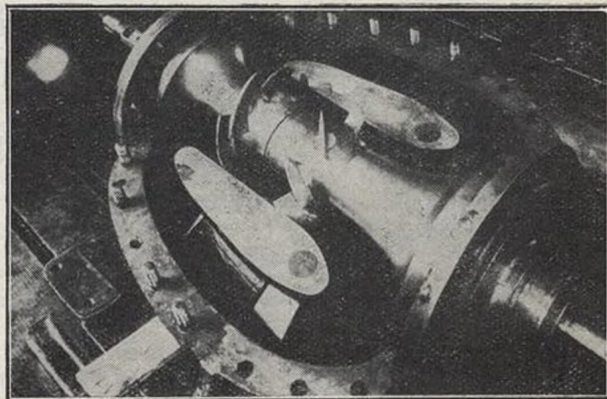


FIG. 14. — Vue du convertisseur-Tenot S. G. C. M. avec les deux roues-hélices primaire (pompe) et secondaire (turbine), la demi partie du circuit extérieur étant enlevée.

2° Les coefficients de couples ou de puissances très élevés, triples de ceux habituellement pratiqués, obtenus avec une roue-hélice de turbine destinée à une grande hauteur de chute, devaient nous permettre de réaliser une puissance massique convenable.

Ces déterminations préalables ont été confirmées pour la plupart des points essentiels : le poids par cheval réalisé sur un appareil d'essais s'est révélé inférieur à celui prévu ; le rendement obtenu, bien qu'encore très modeste, reste supé-

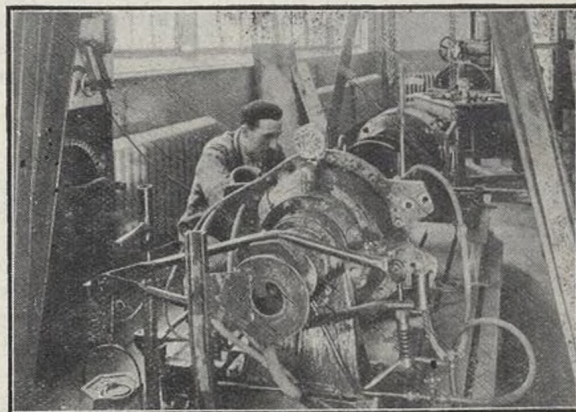


FIG. 15. — Banc d'essais du convertisseur Tenot-S.G.C.M. installé au laboratoire de l'École des Arts et Métiers de Châlons-sur-Marne.

Mesure de la puissance primaire à l'aide d'un torsiomètre et de la puissance secondaire à l'aide d'un frein de Prony, utilisable pour les deux sens de marche. L'enveloppe ovoïde extérieure est montée en banc-balance (bâti scilicet) en vue du contrôle du couple « extérieur » $C_1 - C_2$.

rieur à 60% pour un rapport de vitesse variant de 0,53 à 1,36 et reste supérieur à 65 % pour un rapport de vitesse égal à l'unité et une variation de charge de 30 à 100 % (4,5 à 15 CV).

(1) Brevets NEYRET BEYLIER et P. P. (Reiffenstein).

Certes, ce n'est que par des essais systématiques très longs, consistant à modifier les formes des pales et des circuits extérieurs, que nous pourrions améliorer progressivement les qualités de notre convertisseur. Mais n'est-il pas intéressant de réaliser, par exemple, comme nous l'avons obtenu sur le

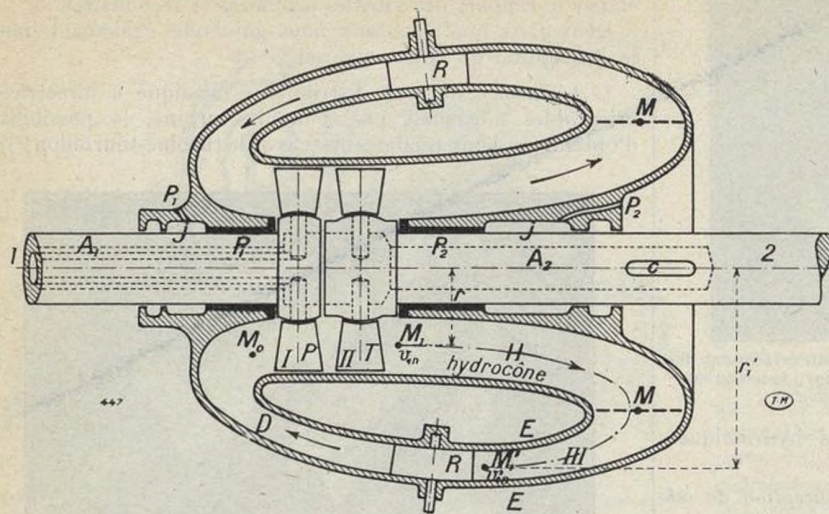


FIG. 16. — Convertisseur Tenot-S. G. C. M. Schéma du circuit extérieur.

premier appareil d'essais, à vitesse primaire constante de 2500 t/min, une vitesse secondaire variant de +5 000 à -2 500 (marche arrière), en passant nécessairement par toutes les gammes de rendement, y compris le rendement maximum de 72 % que nous avons atteint (mesure du couple primaire au torsiomètre Bamag et du couple secondaire au frein de Prony).

c) *Un des caractères fondamentaux du convertisseur Tenot.* — Considérons la figure 16, représentant le circuit extérieur (hydrocône) compris entre la sortie M_1 de la roue secondaire et le redresseur fixe R (point d'appui du fluide). Nous raisonnerons sur des valeurs efficaces ou moyennes⁽¹⁾.

La vitesse giratoire v_n (composante normale au plan méridien de la vitesse absolue) varie, de la sortie de la zone d'influence des pales de la roue-hélice T à l'entrée M'_1 de celle des ailettes du redresseur, suivant le principe de la conservation des moments cinétiques :

$$r_1 \cdot v_{1nt} = r'_1 \cdot v'_{1n}.$$

En supposant qu'il n'existe aucune prérotation ($v_{onp} = 0$) à l'entrée de la zone d'influence des pales de la roue primaire, le théorème d'Euler nous donne :

$$C_1 = \frac{Q \cdot \omega}{g} \cdot r_1 \cdot v_{1np} \quad ; \quad C_2 = \frac{Q \cdot \omega}{g} \cdot (r_1 \cdot v_{1np} - r_1 \cdot v_{1nt})$$

d'où :

$$\frac{C_2}{C_1} = 1 - \frac{v_{1nt}}{v_{1np}}$$

v_{1np} étant la vitesse giratoire efficace à la sortie de la zone d'influence de la roue-hélice génératrice (pompe). Aux pertes près, on a donc :

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{C_2}{C_1} = 1 - \frac{v_{1nt}}{v_{1np}}$$

Le couple extérieur supporté par le redresseur est :

$$C_{\text{ext}} = C_1 - C_2 = \frac{Q \cdot \omega}{g} \cdot r_1 \cdot v_{1nt} = \frac{Q \cdot \omega}{g} \cdot r'_1 \cdot v'_{1n}.$$

(1) Nous négligeons le frottement du liquide sur les parois-guides.

Le rapport de vitesse $\lambda = \frac{N_2}{N_1}$ dépend donc du produit :

$$r'_1 \cdot v'_{1n}.$$

La récupération de l'énergie cinétique à la sortie de la roue motrice, et sa transformation en énergie de pression :

$$\frac{p'_1 - p_1}{\omega} = \frac{v_1^2 - v'_1{}^2}{2g} = \frac{v_{1m}^2 - v'_{1m}{}^2}{2g} + \frac{v_{1n}^2 - v'_{1n}{}^2}{2g}.$$

énergie cinétique méridienne,
énergie cinétique giratoire.

La continuité du débit, $v_{1m} \cdot S_1 = v'_{1m} \cdot S'_1$, conditionne la récupération de la première nature d'énergie; elle se fait, en gros, suivant la loi inverse des puissances quatre des rayons :

$$\frac{v_{1m}^2 - v'_{1m}{}^2}{2g} \approx \frac{v_{1m}^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r'_1} \right)^4 \right].$$

La conservation du moment cinétique du liquide $r_1 \cdot v_{1n} = r'_1 \cdot v'_{1n}$ conditionne la récupération de l'énergie cinétique giratoire; elle se fait suivant la loi inverse des puissances deux des rayons :

$$\frac{v_{1n}^2 - v'_{1n}{}^2}{2g} = \frac{v_{1n}^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r'_1} \right)^2 \right].$$

Le rendement du convertisseur dépend, entre autres facteurs d'influence, de l'énergie cinétique giratoire résiduelle :

$$\frac{v'_{1n}{}^2}{2g}.$$

car il faut bien consentir à sa perte lorsque les veines liquides abordent les aubes du redresseur. Et, pour que le rendement soit peu influencé par les variations désirées du rapport de vitesse $\lambda = \frac{N_2}{N_1}$, il faut que v'_{1n} soit la plus faible possible.

Cela nous a conduit à placer le point d'appui du levier, le redresseur, au plus grand rayon compatible avec l'encombrement limite admissible.

..

En résumé :

a) L'hydrocône $M_1 M'_1$, (comme « l'interland » entre les deux roues), est caractérisé par l'absence de toutes ailettes de guidage, fixes ou orientables, qui dégraderaient en chaleur l'énergie cinétique giratoire $\frac{v_{1n}^2}{2g}$ à récupérer; cette absence d'ailettes n'exclut pas l'utilisation, dans les coudes à forte déviation, de surfaces-guides de révolution;

b) Le support fixe de la différence de couple $C_1 - C_2$ est situé dans une région du circuit extérieur où v_{1n} est la plus faible possible : compromis entre le poids par cheval (encombrement) et le rendement, à λ variable;

c) Il importe alors peu que $\frac{v'_{1n}{}^2}{2g}$ soit perdue, puisque, v'_{1n} en M'_1 étant faible, le rendement en sera peu affecté.

(A suivre)

A. TENOT,

Professeur de Mécanique
à l'École d'Arts et Métiers de Paris.

inférieurs sur cette élingue vinrent à la surface. L'arrière s'enfonça avec les flotteurs restants, peut-être avec avaries... » Cet incident fut dû à la vidange, par l'air sous pression, du seul water-ballast restant à l'avant du *Squalus*; ce water-ballast était de grand volume; il n'était que partiellement vidangé quand l'avant se souleva, et donna au bateau un excès de force ascensionnelle en ce point, en raison de l'expansion de l'air dans ce water-ballast partiellement vidangé. Le soulèvement soudain et violent de l'avant occasionna un déversement d'eau vers le bas, c'est-à-dire vers l'arrière. L'incident entraîna un retard de près d'un mois dans la suite des opérations.

Reprise et fin des opérations.

Le 12 août, le *Falcon* recommença à souffler de l'air dans les water-ballasts du *Squalus*, aussi bien à l'avant qu'à l'arrière, et dans les flotteurs disposés à 3 niveaux au-dessus du sous-marin, chacun d'eux recevant une force ascensionnelle de 10 T. Le but visé était de donner aux flotteurs leur pleine force ascensionnelle, en commençant par envoyer de l'air dans ceux du niveau supérieur, et continuant vers le bas. On utilisa 10 flotteurs, 6 au-dessus de l'arrière et 4 au-dessus de l'avant, possédant une capacité de levage totale de 760 T. Les dispositions étaient telles que l'arrière pût s'élever plus haut que l'avant, et, le bateau étant remorqué l'arrière en avant vers des fonds moins profonds, qu'il dût s'échouer par l'avant.

Les flotteurs supérieurs arrivèrent à la surface, et, après des oscillations dues aux poussées de l'air comprimé qui s'échappait, restèrent en équilibre. Le remorqueur *Wandank*, avec une amarre descendant à l'arrière du *Squalus*, et d'autres attachées aux flotteurs de surface au-dessus de

l'arrière, prit la tête de la procession vers les fonds moins profonds du voisinage des Isles of Shoals, tandis que le *Falcon*, avec une amarre descendant à l'avant du sous-marin et des haussières attachées aux flotteurs immergés, prit sa position à l'arrière. Par-dessus l'avant du *Falcon*, et reliés aux flotteurs et au *Squalus* suspendu, il n'y avait pas moins de 37 tuyaux pneumatiques flexibles de 30 mm distribuant de l'air comprimé. Tout alla bien jusqu'à ce que l'arrière du *Squalus* touchât un haut-fond de boue qui ne figurait pas sur la carte, et dût s'arrêter avant d'avoir atteint le but de la première étape.

Cinq jours plus tard, après modification du dispositif, et avec 5 flotteurs à l'avant et 5 à l'arrière, le *Squalus* fut de nouveau soulevé sans encombre, et remorqué comme précédemment sur une distance de 5 milles, jusqu'en un point situé à 2 milles à l'ouest des Isles of Shoals. Il y fut échoué à dessein par un fond de 30 m, et préparé au levage final et au long remorquage jusqu'à l'arsenal. Les flotteurs furent disposés autrement : deux furent placés à l'avant et deux à l'arrière, de part et d'autre, longitudinalement, et furent maintenus près du pont du sous-marin. Cela exigea beaucoup de travail de la part des scaphandriers et du *Falcon*, et le mauvais temps obligea deux fois la flottille de sauvetage à rentrer au port. Finalement, le 13 septembre, le *Squalus* fut ramené à la surface une cinquième fois, et maintenu par les flotteurs dans une position telle qu'une faible partie seulement de sa coque émergeât. C'est ainsi qu'il fut amené, après avoir encore touché le fond deux fois dans la dernière partie de son trajet, à la cale sèche de l'arsenal de Portsmouth, soit 113 jours après qu'il eût quitté sa base, et un an moins un jour après son lancement en 1938.

J. C.

MÉCANIQUE DES FLUIDES

ACCOUPLLEMENTS ET CONVERTISSEURS DE COUPLES HYDRODYNAMIQUES

PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT

ET RÉSULTATS OBTENUS SUR DEUX NOUVEAUX TYPES DE CES APPAREILS :

ACCOUPLLEMENT HENRY, CONVERTISSEUR TENOT

(Fin) ^[1]

Dans un premier article ^[1], notre collaborateur, M. Tenot, après avoir donné la définition précise des transmissions hydrauliques, conjugaison d'aubages générateurs d'énergie hydraulique et d'aubages moteurs, ceux-ci ayant pour objet de transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique, a montré quels étaient le champ d'application de ces organismes et leurs caractères fondamentaux. Il a ensuite exposé la méthode qu'il convenait d'adopter pour l'étude rationnelle de telles transmissions, puis décrit quelques exemples, et notamment l'accouplement hydrodynamique qu'il a expérimenté lui-même.

M. Tenot termine ici cette étude en examinant les modalités d'emploi de cet accouplement, en particulier dans le domaine des turbo-machines et de l'automobile.

III. — Modalités d'emploi de l'accouplement hydrodynamique étudié au laboratoire.

Dans son cas général d'emploi, l'accouplement que nous avons expérimenté et mis au point, et qui fait l'objet des figures 3, 5 et 6, ne saurait être utilisé comme variateur de vitesse, car à tout 1 % de glissement correspond 1 % de baisse de rendement hydrodynamique, soit 1 % de l'énergie mécanique du primaire dégradée en chaleur. En d'autres termes, toute diminution de vitesse, obtenue par modification de l'épaisseur de l'anneau liquide dans

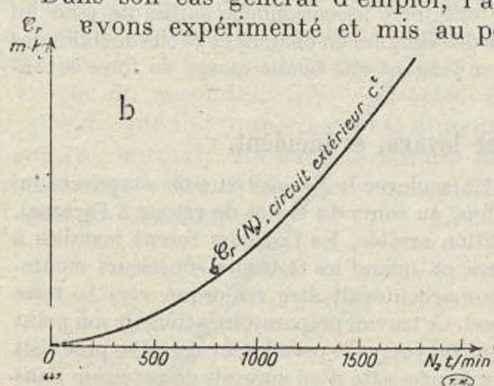


FIG. 17. — Caractéristique de couples d'un récepteur fonction parabolique de la vitesse de rotation.

les aubages, n'est nullement accompagnée d'une augmentation corrélative de couple.

Mais il existe des cas, extrêmement fréquents et intéressants, où cet accouplement hydrodynamique peut être employé comme réducteur de vitesse : c'est celui d'un récepteur à caractéristique de couples fonction parabolique de la vitesse de rotation (fig. 17), ou celui d'un moteur dont le couple augmente avec la vitesse, la zone d'utilisation s'étendant à toute la surface au-dessous de la courbe $C_m(\omega)$ [moteurs alternatifs thermiques à essence et Diesel] (fig. 18).

Nous allons analyser l'utilisation de l'accouplement pour ces deux grandes classes de machines.

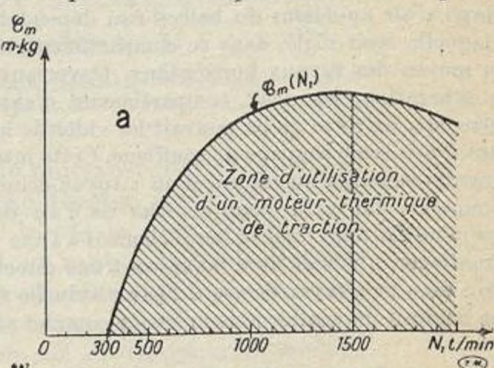


FIG. 18. — Caractéristique de couples d'un moteur alternatif thermique.

(1) Voir *La Technique Moderne*, t. XXXII, nos 7 et 8 (1^{er} et 15 avril 1940), p. 97.

A. — FONCTIONNEMENT DE L'ACCOUPLEMENT COMME RÉDUCTEUR DE VITESSE SUR UNE TURBO-MACHINE GÉNÉRATRICE.

Dans les pompes, ventilateurs, soufflantes compresseurs centrifuges et hélices, la caractéristique de couple $C_r(N_2)$, à circuit extérieur constant (et à ouverture éventuelle des pales constante), est une parabole du 2^e degré (fig. 17).

Un calcul simple va nous montrer que le réglage du débit (de la hauteur ou du couple) obtenu par variation de glissement, en ne modifiant pas (ou très peu) la vitesse du moteur d'entraînement, conditionnera un rendement énergétique convenable. Pour une pompe ou un ventilateur, la variation relative de débit sera égale au glissement relatif, et la pression engendrée sera alors liée à ce débit par une parabole du 2^e degré.

Ainsi, si nous provoquons, sur l'accouplement d'une soufflante d'alimentation d'un moteur thermique, un glissement de 50 %, en vue de réduire le débit à la valeur moitié de son maximum, la puissance absorbée par cette soufflante ne sera plus que le 1/8 de la puissance initiale, et la perte ne dépassera donc pas le 1/16 de la puissance nominale du groupe (soit 6,3 %).

Ce moyen de réglage peut être, dans bien des cas, supérieur à celui, classique, consistant à diminuer le débit en créant une perte de charge sur le refoulement, ou sur l'aspiration, au moyen d'un obturateur : dans ce dernier cas, la hauteur d'élévation augmente en général lorsqu'on ferme le circuit extérieur.

C'est pour ces mêmes raisons que l'accouplement hydrodynamique peut être utilisé pour les hélices d'avions et de navires, en vue de modifier l'effort de traction ou de propulsion et le régime de marche du véhicule, sans modification sensible de la vitesse de rotation des machines motrices : turbine à vapeur, Diesel, moteur à essence.

La continuité de la variation et le maintien du régime du moteur assurent respectivement une plus grande souplesse de fonctionnement et une économie d'énergie sensible, et permettent d'éviter les conséquences dangereuses d'une marche fréquente des Diesel au ralenti (difficultés de graissage et d'équilibrage).

Considérons donc, en fonction de la vitesse secondaire N_2 , les caractéristiques de couples :

$C_r(N_2)$ de la turbo-machine génératrice est une parabole du 2^e degré ;

$C_2(N_2)$ de l'accouplement ($C_1=C_2$) est une courbe ayant l'allure d'une parabole renversée (comme celle d'une turbine hydraulique), la partie basse pouvant être assimilée à une droite (voir fig. 6).

Désignons par : N_1 la vitesse de régime maintenue constante au primaire, G_0 le glissement absolu correspondant au fonctionnement normal (point M_0 , puissance maximum \mathcal{P}_0), G le glissement absolu en un point quelconque M ; $N_2=N_1-G$ est alors la vitesse du secondaire ($N_1-G_0=0,95 N_1$ au point M_0 ; nous supposons que l'accouplement est dimensionné pour 5 % de glissement normal). La caractéristique du récepteur nous permet d'écrire, a étant la valeur paramétrique déterminant son circuit extérieur :

en M_0 :

$$\mathcal{P}_0 = a \cdot (N_1 - G_0)^3 = a \cdot 0,95^3 \cdot N_1^3 ; \quad (1)$$

en M :

$$\mathcal{P} = a \cdot (N_1 - G)^3. \quad (2)$$

Pour chacun des régimes de l'accouplement fonctionnant en réducteur de vitesse, la puissance perdue par glissement est :

$$\Delta \mathcal{P} = \mathcal{P} \cdot \frac{G}{N_1}.$$

De (1) et (2), nous pouvons éliminer le paramètre a :

$$\frac{\mathcal{P}}{\mathcal{P}_0} = \left(\frac{1 - \frac{G}{N_1}}{0,95} \right)^3 ;$$

d'où :

$$\frac{\Delta \mathcal{P}}{\mathcal{P}_0} = \frac{G}{N_1} \cdot \left(1 - \frac{G}{N_1} \right)^3 \cdot 1,165.$$

Nous obtenons ainsi la perte relative de puissance dans l'accouplement, rapportée à la puissance de fonctionnement normal \mathcal{P}_0 .

Nous en déduisons enfin le tableau de valeurs (tableau I) qui nous a permis de tracer la courbe de la figure 19.

TABLEAU I. — RELEVÉ DES PERTES RELATIVES DE PUISSANCE POUR LES DIVERSES VALEURS DU GLISSEMENT.

G en % de N_1	$G : N_1$	$\Delta \mathcal{P} : \mathcal{P}_0$ en %	Rendement hydrodynamique
5	0,05	5	0,95
10	0,10	8,5	
20	0,2	12,0	
30	0,3	12	
40	0,4	10,8	
50	0,5	7,25	
60	0,6	4,5	
70	0,7	2,22	
80	0,8	0,74	
90	0,9	0,001	
100	1,0	0	

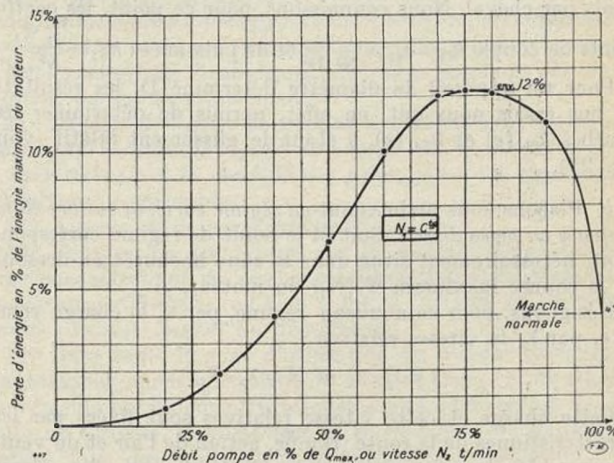


FIG. 19. — Pertes d'énergie relative d'un accouplement hydrodynamique, utilisé comme variateur de vitesse pour le réglage du débit d'une roue hélice. (Application possible à tout type de turbo-machine.)

On voit que la perte relative de puissance, par rapport à la puissance maximum transmise, ne dépasse jamais 12 %, et que les calories à évacuer dans le cas le plus défavorable, pourvu qu'il soit temporaire, restent tout à fait admissibles.

C'est ainsi que, pour les compresseurs centrifuges des moteurs d'aviation, munis d'un tel accouplement, on pourrait partir à glissement maximum au sol, et diminuer progressivement et automatiquement ce glissement, à altitude croissante, en vue de réaliser tel taux de compression désirable, fixé par la courbe optimum de la puissance en fonction de l'altitude ; il est évident que, pour une certaine altitude,

la puissance relative absorbée par l'ensemble soufflante-accouplement passerait par un maximum, mais resterait dans les limites convenables.

D'autre part, cet accouplement, en période de forte accélération des moteurs de l'avion, protégerait tout le mécanisme de la soufflante, et serait, sur ce point, bien supérieur aux accouplements élastiques actuellement employés⁽¹⁾.

B. — FONCTIONNEMENT DE L'ACCOUPEMENT EN RÉGIME DE MARCHÉ VARIÉ SUR UNE VOITURE AUTOMOBILE.

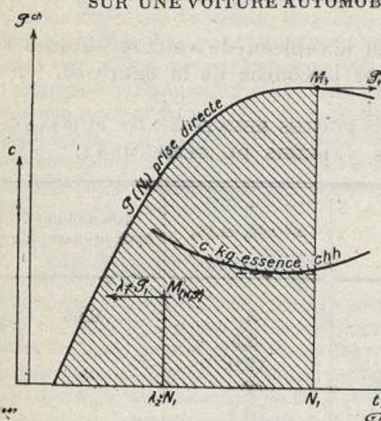


FIG. 20

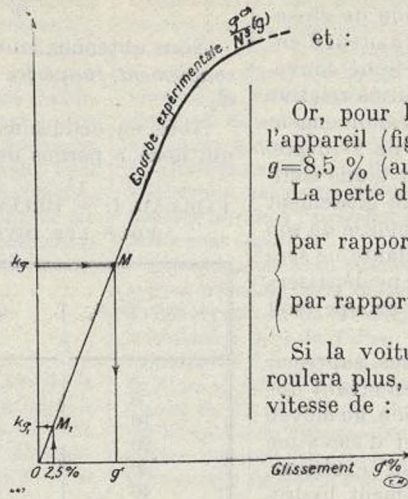


FIG. 21

Fig. 20 et 21. — Caractéristiques de fonctionnement de l'accouplement hydraulique sur une automobile

Accouplement modèle : $r_1 : r_0 = \frac{r_1}{r_0} = 2r_1 = D = 200$, $\sigma = 890 \text{ kg/m}^3$

a) Considérons, en régime de marche normale, le point M_1 (fig. 20) : puissance \mathcal{P}_1 , vitesse N_1 , glissement admis 2,5 % fixant les dimensions de l'appareil, et par conséquent le poids par cheval. Nous connaissons, pour ce point, les coefficients de couple $k_{c1} = k_{c2} = \frac{1}{N^2 \cdot D^5}$ et de puissance : $k_{p1} = \frac{\mathcal{P}_1}{N^3 \cdot D^5}$.

Pour un appareil de diamètre déterminé D, les résultats de nos essais nous ont, en effet, permis de déterminer les courbes $k_{c1}(g)$ et $k_{p1}(g)$, g étant le glissement relatif (voir fig. 21).

b) Plaçons nous maintenant en régime varié, la voiture étant toujours en prise directe. Soit M le point de régime correspondant, nécessairement situé dans la zone hachurée au-dessous de la courbe maximum $\mathcal{P}(N_1)$ du moteur.

Désignons, pour ce nouveau régime, par λ_1 la charge relative, par λ_2 la vitesse relative :

$$\mathcal{P} = \lambda_1 \cdot \mathcal{P}_1 \text{ et } N = \lambda_2 \cdot N_1.$$

Cette charge et cette vitesse relatives sont fixées par les caractéristiques de la route (rampe, action de l'air et du vent, courbures de la voie, périodes de décélération ou d'accélération), ainsi que par la caractéristique du moteur conditionnée par l'ouverture de l'accélérateur et par l'avance à l'allumage (ou à l'injection, dans le cas du moteur Diesel).

Nous obtenons, pour ce point M :

$$k_{p2} = \frac{\mathcal{P}}{N^3} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2^3} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{N_1^3} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2^3} \cdot k_{p1}.$$

A ce nouveau coefficient de puissance k_{p2} correspond, sur la caractéristique expérimentale de la figure 21, le nouveau glissement g.

(1) Nous avons fait depuis une étude très poussée, qui nous montre le très grand intérêt de ce mode de réglage du taux de compression; ce réglage doit être prochainement mis en pratique.

Premier exemple :

Pour un appareil de modèle D=200, si :

$$\lambda_1 = \frac{1}{2} \text{ et } \lambda_2 = \frac{1}{2},$$

on a :

$$\lambda_1^3 = 4,$$

et :

$$k_{p2} = 4 \cdot k_{p1}.$$

Or, pour le glissement admis fixant l'encombrement de l'appareil (fig. 22), $10^\circ \cdot k_{p1} = 0,18$; d'où : $10^\circ \cdot k_{p2} = 0,72$ et $g = 8,5\%$ (augmentation du glissement de 6 %).

La perte d'énergie relative sera :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{par rapport à la puissance fractionnaire en } M : \frac{8,5}{100}, \\ \text{par rapport à la puissance normale en } M_1 : \frac{4,25}{100} \text{ de } \mathcal{P}_1. \end{array} \right.$$

Si la voiture, pour $N=N_1$, roulait à 120 km/h, elle ne roulerait plus, au régime défini par $\lambda_1 = 1/2$ et $\lambda_2 = 1/2$ qu'à la vitesse de :

$$60.0,915 = 55 \text{ km/h.}$$

Deuxième exemple :

$$\lambda_1 = \frac{1}{4}, \quad \lambda_2 = \frac{1}{4},$$

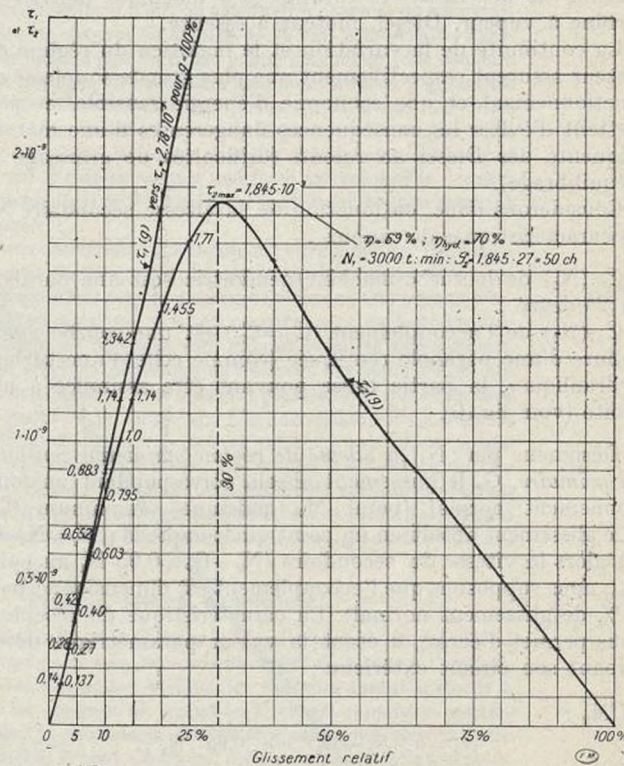


Fig. 22. — Courbe des coefficients de puissances primaire \mathcal{P}_1 et secondaire \mathcal{P}_2 , en fonction du glissement.

$2r_1 = 200 \text{ mm}$ σ huile = 890 kg/m^3

nous obtenons :

$$10^\circ \cdot k_{p2} = 0,18 \cdot 16 = 2,89, \text{ et } g = 30\% \text{ environ.}$$

La perte de puissance relative par rapport à la puissance maximum est alors de 7,5 %.

Pour un glissement de 2,5 % admis en régime de marche

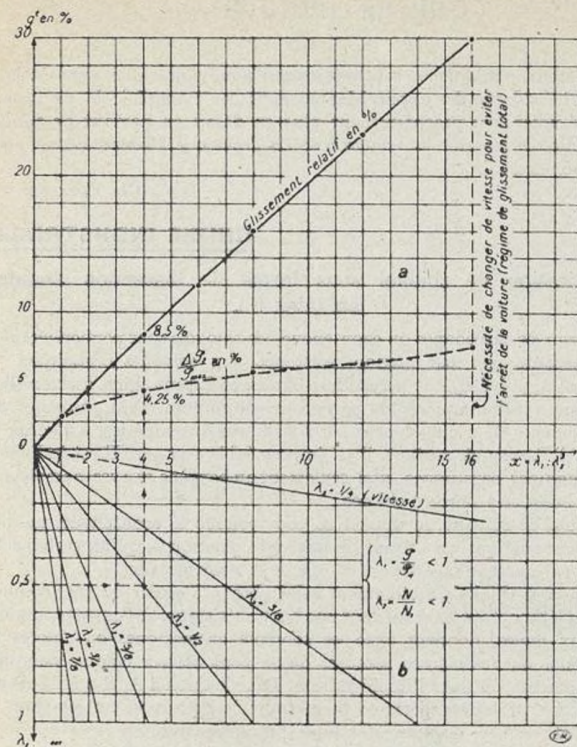


FIG. 23. — Caractéristiques de fonctionnement d'une automobile munie d'un accouplement hydraulique.

normale (\mathcal{R}_1, N_1), on obtiendra finalement les résultats indiqués au tableau II, suivant le rapport $\lambda_1 : \lambda_2$ (voir fig. 23).

TABLEAU II. — CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT D'UNE AUTOMOBILE MUNIE D'UN ACCOUPLEMENT HYDRAULIQUE.

$\lambda_1 : \lambda_2$	1	2	4	6	8	12	16
$k \cdot 10^3$	0,18	0,36	0,72	1,08	1,44	2,16	2,88
g en %	2,5	4,5	8,5	12	16	23	30
Perte de puissance relative par rapport à la puissance max.	2,5	3,2	4,25	4,90	5,7	6,32	7,5

Au-dessus, arrêt de la voiture, le moteur continuant à tourner ;
nécessité de changer de vitesse.

En première approximation, pour la courbe limite $\mathcal{R}_1(N_1)$ correspondant à la consommation minimum, on a :

$$\frac{\mathcal{R}}{N} = \frac{\mathcal{R}_1}{N_1} \text{ et } \frac{\mathcal{R}}{N} = \frac{\mathcal{R}_1}{N_1} \cdot \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 = \frac{k \mathcal{R}_1}{\lambda_2^3};$$

d'où :

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{1}{\lambda_2^2} \text{ et } \lambda_1 = \lambda_2.$$

C. — CARACTÈRES ET AVANTAGES DE L'ACCOUPLEMENT HYDRODYNAMIQUE, OBJET DE NOS TRAVAUX DE RECHERCHES.

1^o Appareil d'une très grande simplicité, facile à tracer et à construire;

2^o A égalité de puissance massique (d'encombrement), glissement et rendement de même ordre de grandeur que ceux des appareils de même genre beaucoup plus compliqués;

3^o Absence de toute marche spasmodique, pour les raisons suivantes :

A) aucune contrainte de paroi méridienne sur l'écoulement relatif, dans les aubages du primaire et du secondaire (réduits à de simples pales radiales) ;

B) apport d'huile constant et d'une extrême souplesse, de l'extérieur vers l'intérieur : les aubages sont donc en communication permanente avec une source de fluide, avec cette différence, toutefois, par rapport à l'accouplement Vulcan-Sinclair, que le fluide extérieur a une faible masse, et est à veine non forcée ;

C) centrifugation de l'huile, ce qui supprime toute émulsion éventuelle et toute poche de fluide compressible, susceptible de provoquer des à-coups pendant les périodes de démarrages ou en marche normale.

Cette désémulsion automatique du liquide est l'un des caractères de bon fonctionnement de l'appareil ;

D) circulation permanente de l'huile, par thermo-siphonage, et renouvellement de celle-ci.

E) pas de cavitation, l'anneau étant à l'état « libre » ;

4^o Possibilité de réduire le couple du secondaire arrêté, pour permettre, au régime de glissement total, une marche stable au ralenti des moteurs thermiques ; cette réduction de couple peut être systématique, ou réglable en marche ;

5^o Possibilité de démarrage automatique et de débrayage automatique pour une cause de nature quelconque ;

6^o Fonctionnement de l'appareil indépendant de la température de l'huile ;

7^o Aucune poussée axiale hydrodynamique ;

8^o Jeu latéral suffisamment grand (1 à 2 mm), sans diminuer l'efficacité de l'appareil ;

9^o Coupure des arbres longs et augmentation de leurs premières vitesses critiques ;

10^o Réglage par glissement (variation de l'épaisseur de l'anneau liquide dans les aubages) du débit des pompes, ventilateurs et soufflantes avec un rendement énergétique bien supérieur à celui réalisé par étranglement de volets papillons sur l'aspiration ou sur le refoulement ;

11^o Réglage de l'effort de traction des hélices propulsives en maintenant constant le régime du moteur (meilleur rendement) et sans recourir à la mobilité des pales, avec un rendement énergétique convenable ;

12^o Aucune usure, pas d'entretien ;

13^o Suppression des à-coups sur les moteurs thermiques ou électriques entraînant des récepteurs soumis à de fortes variations de charges accidentelles (ou bien à fortes inerties, ou de résistances passives élevées au démarrage) ;

14^o Dans toute la zone d'utilisation du moteur thermique d'automobile, quels que soient les états de charge et de vitesse du véhicule normalement pratiqués sans l'intervention de la boîte de vitesses, le glissement et le rendement de l'appareil restent dans des limites très convenables ; l'évacuation des calories, dont ne dépend d'ailleurs pas la stabilité de l'accouplement, ne présente pas plus de difficultés que celles des calories dégradées par le moteur lui-même ;

15^o Élimination, en matière de traction automobile, des à-coups sur la boîte de vitesses et sur le différentiel pouvant provenir de démarrages soudains et fréquents du moteur d'entraînement ; d'où : a) moins d'entretien ;

b) amortissement diminué ;

c) plus grand confort pour les usagers.

Cette dernière considération est de toute importance pour les véhicules devant circuler dans de grandes agglomérations (arrêts fréquents) : cas des taxis ou des autobus.

A. TENOT,
Professeur de Mécanique
à l'École d'Arts et Métiers de Paris.



main-
proposé
onnées
voulut

I.

ELLE

logue

ement
es. Le
éthane
et aux
ion de
férent
ogues,

peut
se en-

chloro-
nérale
és des
tures,
echer-
u, au

inso-
action
homo-
vable.
nt les
ner de

ant la
ueuse,
préci-
ension
cette
outte-
ension
ntient
oxyde
tes de
l.

me le
ouche
és des
ex de
. Par
arrive
écani-
lecani-
trop

leures
a sus-
llant;
ité de
rande
t que
icules
iques,

