

# Nouveaux dispositifs d'entraînement de l'essieu pour véhicules moteurs électriques sur rails

Autor(en): **Werz, H.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **81 (1955)**

Heft 21-22: **École polytechnique fédérale Zurich: centenaire 1855-1955, fasc. no 2**

PDF erstellt am: **11.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-61380>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

## NOUVEAUX DISPOSITIFS D'ENTRAÎNEMENT DE L'ESSIEU POUR VÉHICULES MOTEURS ÉLECTRIQUES SUR RAILS

par H. WERZ, ingénieur E.P.F., Genève

### Deux écoles s'affrontent

Pendant des décennies le moteur à suspension par le nez a été appliqué d'une façon presque universelle à l'entraînement des essieux des véhicules moteurs électriques sur rails. La première brèche importante dans l'hégémonie de ce type de moteur s'est produite vers 1920, lorsqu'on s'est mis de plus en plus à équiper des locomotives à courant monophasé de moteurs entièrement suspendus. A partir de 1930 on a également préféré ceux-ci, surtout en Suisse, pour les automotrices à courant monophasé. Dans certains pays la suspension totale des moteurs était aussi adoptée, vers la même époque, pour les locomotives à courant continu, quand le poids du moteur et la vitesse maximum du véhicule dépassaient certaines valeurs. Tel était notamment le cas en Suisse, France, Italie et Espagne, tandis que les constructeurs anglo-saxons et allemands continuaient encore à rester fidèles au moteur à suspension par le nez. Par la suite les Etats-Unis équipèrent du moteur entièrement suspendu leur motrice de tramway du type PCC qui, pendant et après la guerre, fut construite en plusieurs milliers d'exemplaires et qui a contribué à moderniser les transports publics dans les villes américaines. Le développement s'est poursuivi continuellement dans le même sens et actuellement on équipe également de moteurs entièrement suspendus des automotrices de chemins de fer à courant continu en nombre croissant, ainsi qu'en témoignent des exemples récents en Suisse, France, Italie, Espagne et aux Etats-Unis.

### Apparition de nouveaux types de transmissions

La diffusion du moteur entièrement suspendu a été accélérée par la création, il y a quelques années, de deux nouveaux types de transmissions qui au point de vue entretien et usure surclassent les transmissions classiques à ressorts et à biellettes et qui les supplantent de

plus en plus. Ces nouvelles transmissions sont celles à arbres à cardans et celles à éléments en caoutchouc.

Nous ne nous étendons pas sur ce dernier type de transmission malgré les solutions très intéressantes que le caoutchouc pris comme élément constructif rend possibles. A notre avis les transmissions ayant recours au caoutchouc ne sauraient en effet constituer un aboutissement, car elles possèdent un très grave défaut : elles comportent des éléments, les blocs de caoutchouc, dont la durée de vie est limitée et qui doivent être périodiquement remplacés. Plus encore que le prix d'achat des pièces de rechange, ce sont les frais de main-d'œuvre occasionnés par le remplacement des éléments en question qui sont souvent prohibitifs.

Dans le cas du dispositif d'entraînement de l'essieu par arbre à cardans il peut paraître téméraire de parler d'une nouvelle transmission, puisque c'est de loin celle qui est la plus employée dans la technique des transports et qu'elle est également l'une des plus anciennes. Le facteur nouveau qui a provoqué depuis quelques années sa diffusion très rapide dans les véhicules moteurs sur rails et sur lequel nous voulons nous étendre quelque peu, c'est que l'on a réussi à créer des transmissions à arbre à cardans qui sont d'un prix relativement bas et qui ne comportent aucun élément soumis à usure ou nécessitant un entretien.

### Conditions particulières régissant l'application des transmissions à arbres à cardans aux véhicules moteurs électriques sur rails

Pour apprécier les possibilités des transmissions à arbres à cardans sur les véhicules électriques sur rails il faut avoir présents à l'esprit les trois faits suivants :

1. Les chemins de fer ont actuellement tendance à se limiter à deux types de véhicules moteurs, tous deux à bogies : le type à deux bogies de deux essieux et celui à deux bogies de trois essieux.

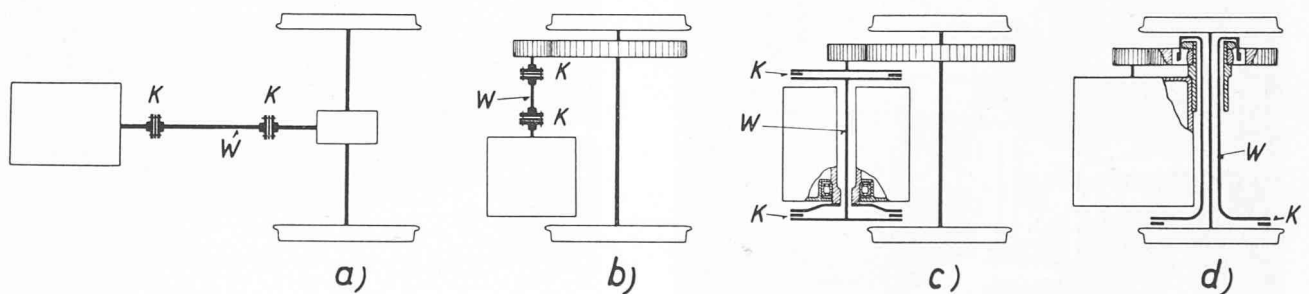


Fig. 1. — Dispositions adoptées pour les moteurs de traction et les transmissions à arbres à cardans des véhicules moteurs sur rails.

a = moteur longitudinal avec arbre à cardans long et engrenages coniques. — b = moteur transversal avec arbre à cardans court. — c = moteur transversal à induit creux. — d = moteur transversal avec arbre à cardans creux, concentrique à l'essieu. — K = joint à cardans. — w = arbre à cardans intermédiaire.

2. Les couples à transmettre sur les véhicules moteurs sur rails sont un multiple de ceux que l'on rencontre sur les véhicules routiers universellement équipés de transmissions à cardans.
3. Pour travailler dans des conditions favorables l'arbre à cardans doit avoir une longueur suffisante.

On peut monter les moteurs électriques dans les bogies soit longitudinalement, soit transversalement, c'est-à-dire avec leurs axes parallèles ou perpendiculaires à la voie. Si l'on dispose les moteurs longitudinalement (fig. 1a), on n'a en général aucune difficulté à donner à l'arbre à cardans la longueur voulue. Cette disposition est des plus simples, aussi est-elle très répandue. Elle a été adoptée en particulier pour les motrices de tramway américaines du type normalisé PCC. Elle présente toutefois deux inconvénients majeurs. D'une part elle empêche de réduire l'empattement des bogies au minimum requis par la marche dans les courbes de petit rayon et par une faible usure des boudins. D'autre part elle exclut l'utilisation des engrenages cylindriques, si simples et durables, et elle oblige à recourir aux réducteurs à vis sans fin, à roues dentées coniques ou hypoides, autrement plus compliqués et délicats. Les couples relativement faibles qui sont à transmettre sur les motrices de tramways s'accroissent de ces derniers types de réducteurs ; sur les véhicules moteurs à voie normale, en revanche, il ne semble guère qu'ils réussissent jamais à supplanter les engrenages cylindriques.

Si l'on veut utiliser ceux-ci, le problème consiste donc à loger dans la longueur limitée disponible entre les bandages : un moteur de traction, un arbre à cardans de longueur suffisante et comportant des accouplements capables de transmettre des couples élevés, ainsi qu'un réducteur d'engrenages.

**Accouplements à faible encombrement axial**

La disposition simple comportant en ligne le moteur, l'arbre à cardans et le réducteur (fig. 1b) n'est possible que sur les véhicules moteurs de puissance relativement faible pour voie normale ou voies larges. Dans tous les autres cas il faut avoir recours à un artifice pour pouvoir loger dans l'espace restreint qui est disponible un arbre à cardans de longueur suffisante. L'artifice consiste à placer celui-ci à l'intérieur de l'induit creux du moteur (fig. 1c et 4) ou de lui donner la forme d'un arbre creux concentrique à l'essieu (fig. 1d). La condition préalable, c'est que l'on dispose d'un accouplement de faible encombrement dans le sens axial.

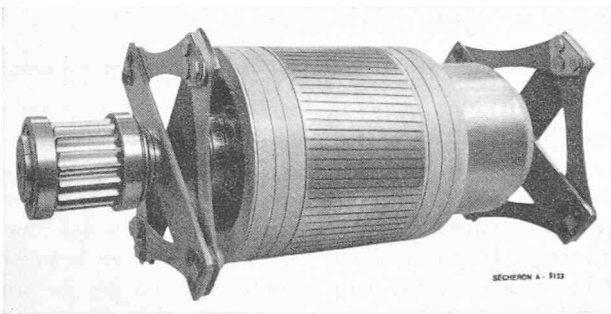


Fig. 2. — Transmission Sécheron à arbre à cardans, accouplements à lames et joints à créneaux.

Les accouplements classiques des arbres à cardans tels que le joint à cardans, l'accouplement Hardy, etc., ont un encombrement modéré dans le sens axial aussi bien que dans le sens radial. Comme nous venons de le voir on ne peut réaliser la disposition à moteur transversal, arbre à cardans et engrenage cylindrique que si l'accouplement a une longueur minimale. Dans le sens radial, en revanche, il peut être relativement grand.

Des accouplements possédant ces propriétés n'étaient pas connus dans la traction ferroviaire lorsque furent créés, tout d'abord l'accouplement à disque de BBC, puis l'accouplement à lames de Sécheron (fig. 2), qui sont tous deux des accouplements entièrement métalliques. Avec ses lames en acier de quelques millimètres d'épaisseur seulement, l'accouplement Sécheron remplit de façon idéale la condition du faible encombrement axial.

A l'origine la lame de l'accouplement Sécheron était de forme rectiligne, comportait un seul trou de fixation et était découpée sans précautions spéciales dans une feuille de tôle ordinaire. La lame actuelle en acier spécialement traité, qui est incurvée en forme de lemniscate et qui comporte trois trous de fixation, est l'aboutissement de plusieurs années de recherches technologiques poursuivies avec succès.

**L'accouplement Sécheron à lames**

L'accouplement Sécheron est constitué par des lames en acier à ressort disposées en quadrilatère (fig. 2). A deux sommets opposés de celui-ci les lames sont fixées rigidement à l'entraîneur du premier des organes à coupler et aux deux autres sommets opposés du

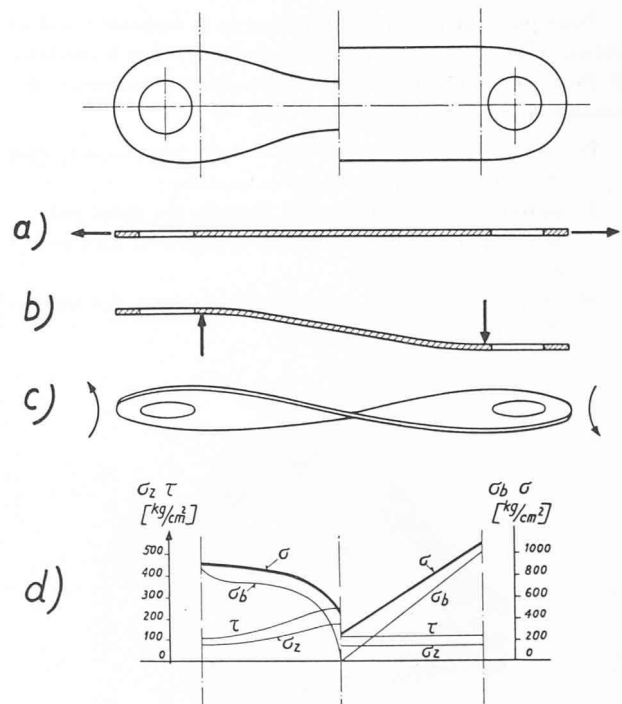


Fig. 3. — Sollicitation des lames de l'accouplement Sécheron. a = Traction. — b = Flexion. — c = Torsion. — d = Contraintes comparées des lames rectiligne et incurvée.  $\sigma_2$  = contrainte de traction. —  $\sigma_b$  = contrainte de flexion. —  $\tau$  = contrainte de torsion.  $\sigma$  = contrainte combinée.

quadrilatère, à l'entraîneur du second de ces organes. Dans le cas des dispositifs d'entraînement de l'essieu les accouplements à lames se trouvent en général entre l'induit du moteur et l'arbre à cardans, ainsi qu'entre ce dernier et le pignon.

Selon l'importance des couples à transmettre il y a une seule lame ou plusieurs lames superposées et un seul ou plusieurs trous de fixation à chaque extrémité des lames. Celles-ci sont absolument rigides dans le sens de rotation ; elles ont, en revanche, une bonne flexibilité latérale qui facilite l'assemblage des accouplements et le montage des moteurs et qui permet un certain jeu axial des essieux.

La figure 3 montre la déformation subie par les lames d'accouplement lorsque les deux arbres à coupler sont inclinés l'un par rapport à l'autre. Il se produit trois genres de contraintes : une sollicitation à la traction due au couple à transmettre (fig. 3a), une sollicitation de flexion par suite du décalage des deux extrémités des lames dans deux plans différents (fig. 3b) et une sollicitation de torsion correspondant à l'inclinaison des arbres couplés (fig. 3c). De plus, les vis de fixation exercent une pression sur l'extrémité des lames. La plus grande contrainte combinée réside dans la section d'encastrement de la lame et elle est plus petite pour la lame incurvée que pour la lame rectiligne (fig. 3d).

Les lames étant exposées à l'humidité et à la boue, on leur fait subir un traitement superficiel spécial. On commence en général par les parkeriser, puis elles sont recouvertes d'une couche d'un vernis séchant au four et résistant aux chocs. Les lames ainsi traitées ne rouillent pas en service.

#### Le joint à créneaux

Pour pouvoir démonter facilement le moteur à induit creux et son dispositif d'entraînement à arbre à cardans, il faut prévoir aux trois emplacements suivants des assemblages non permanents (fig. 4) :

- 1° entre l'induit du moteur et son entraîneur, afin de pouvoir désassembler le moteur ;
- 2° entre l'arbre à cardans et l'un de ses deux entraîneurs, pour retirer l'arbre de l'intérieur de l'induit creux du moteur ;
- 3° entre le pignon et son entraîneur, pour des raisons de fabrication rationnelle.

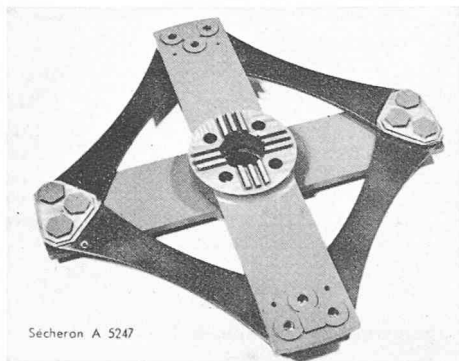


Fig. 5. — Accouplement à lames avec un entraîneur comportant le joint à créneaux.

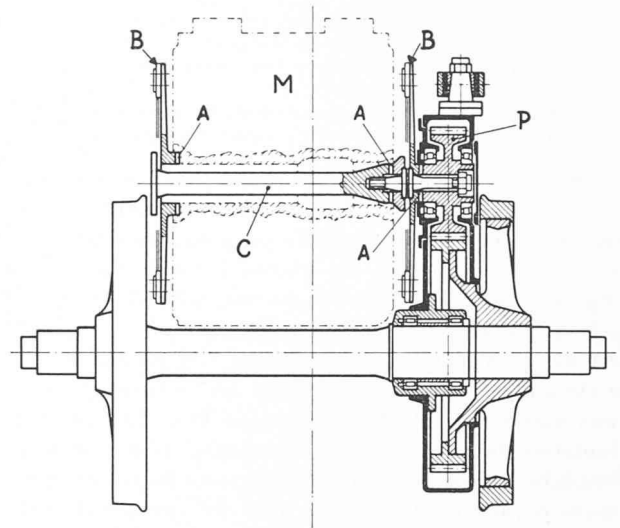


Fig. 4. — Transmission à arbre à cardans, accouplements à lames et joints à créneaux.

A = joint à créneaux. — B = accouplement à lames. — C = arbre à cardans. — M = moteur. — P = pignon.

Les avantages des dispositifs d'entraînement à arbres à cardans et à accouplements métalliques n'ont été mis pleinement en valeur que le jour où l'on a disposé d'un joint plus facilement démontable que l'assemblage classique à cône ou cylindrique. Ce joint est le joint à créneaux (fig. 5) qui comporte des dents et des rainures sur les faces frontales des deux arbres à coupler. En général, il existe sur chaque face deux groupes de créneaux perpendiculaires l'un à l'autre. Les arbres à coupler sont pressés ensemble par une ou plusieurs vis qui permettent d'obtenir une pression de contact élevée entre les dents des deux pièces. Les essais comparatifs qui ont été effectués ont prouvé que le joint à créneaux transmet, à diamètre égal, des couples jusqu'à  $2\frac{1}{2}$  fois plus élevés que les assemblages à cône à friction. Des essais de durée faits sur une machine Amsler ont montré également qu'il ne se produit à la longue aucune usure ou déformation de la denture.

Le joint à créneaux permet en même temps de surmonter une difficulté que l'on rencontre fréquemment lors du montage des roulements sur des pièces qui sont elles-mêmes emmanchées sur des cônes. Dans ce cas on n'est jamais sûr du jeu qui subsiste dans le roulement une fois le montage terminé. Or, comme on sait, les limites entre lesquelles ce jeu, qui est de l'ordre de grandeur de quelques centièmes de mm, peut varier sont très rapprochées.

#### Le dimensionnement du moteur de traction à induit creux

On sait que la place disponible sur les véhicules moteurs pour loger les moteurs de traction est très restreinte. La puissance maximum du moteur est déterminée, en ce qui concerne son ordre de grandeur, par l'écartement de la voie et par le diamètre des roues motrices. Le constructeur du moteur n'a pas la possibilité de choisir ces deux grandeurs à son gré, la première lui étant imposée de prime abord et la seconde devant, en règle générale, être choisie aussi petite que possible. Aussi le problème que le constructeur et le

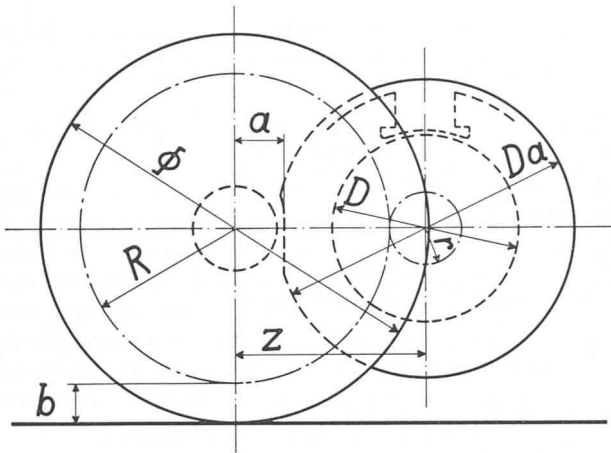


Fig. 6. — Les grandeurs déterminantes pour le dimensionnement du moteur de traction électrique.

calculateur sont continuellement appelés à résoudre est-il de créer un moteur de puissance maximum pour un écartement de voie et un diamètre de roue donnés. A ce point de vue les divers modes d'entraînement de l'essieu offrent des possibilités très inégales.

Ce sont surtout les grandeurs suivantes qui influent sur la puissance maximum possible des moteurs de traction pour un écartement et un diamètre de roue donnés (fig. 6) :

- $b$  = liberté au sol de la grande roue dentée ;
- $r$  = rayon du cercle primitif du pignon ;
- $a$  = rayon de l'essieu augmenté du jeu entre l'essieu et le moteur ;
- $l$  = longueur de fer effective.

La puissance  $P$  d'un moteur étant donnée par l'expression :

$$P = C \cdot l \cdot D^2 \cdot n$$

où

- $c$  = une constante,
- $D$  = le diamètre de l'induit,
- $n$  = le nombre de tours du moteur,

on obtient le maximum de puissance si :

- $b$  et  $r$  sont petits, le rapport d'engrenages et le nombre de tours  $n$  étant alors grands ;
- $a$  est petit, ce qui fait que  $D$  est grand ;
- $l$  est grand.

Pour obtenir le maximum de puissance, la disposition comportant un arbre à induit creux et une transmission par arbre à cardans est exceptionnellement favorable et elle est supérieure à toutes les autres dispositions, car :

- 1° elle permet d'adopter pour  $b$  la valeur minimum qui selon les prescriptions en vigueur est admise pour les seuls carters reposant directement sur l'essieu (pour les carters solidaires des moteurs de traction des autres dispositifs d'entraînement  $b$  s'augmente en effet du jeu des ressorts de suspension) ;
- 2° le rayon  $r$  du pignon peut être réduit à une valeur minimum, le pignon reposant de part et d'autre sur des roulements, au lieu d'être en porte-à-faux, ce qui empêche de réduire le diamètre du bout d'arbre du moteur dans toute la mesure voulue ;

- 3° elle permet de rapprocher au maximum le moteur de l'essieu, puisque aucun arbre creux ou aucun coussinet de palier ne vient s'intercaler entre eux ;
- 4° elle permet d'allonger au maximum la longueur de fer  $l$ , puisque l'engrenage est toujours unilatéral. Ainsi qu'on l'a déjà vu, l'épaisseur minimale des lames de l'accouplement Sécheron est un facteur particulièrement favorable à ce point de vue.

#### Comportement des transmissions dans le cas des moteurs monophasés à couple pulsatoire

Les moteurs de traction à courant monophasé posent pour les transmissions un problème particulier à cause de la nature pulsatoire de leur couple. Les inconvénients de ce couple vibrant à une fréquence double de celle du courant d'alimentation ont longtemps pu être négligés. L'augmentation de la puissance par essieu, l'allégement simultané des parties mécaniques, ainsi que les exigences accrues en ce qui concerne la bonne utilisation de l'adhérence et le confort des voyageurs ont depuis quelques années obligé les constructeurs à vouer une attention spéciale à la question des vibrations des véhicules moteurs à courant monophasé.

Le couple pulsatoire du moteur monophasé peut être décomposé en une partie fixe et une partie vibrante ( $M$ ). Par suite de l'élasticité de l'arbre à cardans cette dernière composante ne se transmet que de façon atténuée au pignon et par conséquent à la caisse du véhicule. L'amplitude du couple vibrant qui subsiste au pignon est égale à :

$$M \cdot \frac{n^2}{1 - n^2}$$

Le facteur  $n$  est donné par l'expression  $\frac{f_0}{2f}$ ,  $f$  étant la fréquence du réseau d'alimentation et  $f_0$  la fréquence propre des vibrations de torsion de l'arbre à cardans. On voit que pour  $f_0 = 2f$  l'amplitude du couple vibrant devient théoriquement infinie : il y a résonance.

Le constructeur doit donc veiller à choisir les dimensions de son arbre de torsion de façon à éviter de se trouver dans la zone de résonance. Dans les conditions que l'on rencontre dans la pratique, la fréquence propre est toujours inférieure à la fréquence du réseau ; on a donc intérêt, pour obtenir une expression  $\frac{n^2}{1 - n^2}$ ,

aussi petite que possible de réduire autant qu'on peut la fréquence propre. On s'efforce en général de limiter à environ 10 % au maximum le pourcentage de la composante vibrante du couple qui est transmis au pignon. L'expérience a montré que dans la plupart des cas les vibrations transmises à la caisse ne sont alors plus nocives.

Lorsque les dispositifs d'entraînement de l'essieu des véhicules moteurs à courant monophasé ne possèdent pas d'élasticité tangentielle, on les équipe en général de roues dentées élastiques. Les ressorts qui donnent l'élasticité sont montés de préférence dans le pignon, où le couple est relativement petit, plutôt que dans la grande roue dentée. Dans le cas de la transmission Sécheron l'élasticité désirée peut être obtenue sans frais si on utilise un arbre de torsion élastique. Il suffit de choisir en conséquence le diamètre de ce dernier, ce qui n'offre pas de difficultés, la contrainte que l'on

atteint ne dépassant pas les valeurs usuelles. On peut au surplus munir l'arbre de torsion de butées de façon que sa rupture n'entraîne pas un emballement du moteur de traction.

#### Avantages des transmissions à arbres à cardans et à engrenages cylindriques

Il résulte de ce qui précède que les nouvelles transmissions à arbres à cardans et à engrenages cylindriques ont un certain nombre d'avantages que l'on peut résumer comme suit :

##### 1. Poids réduit

Si l'on compare les poids des moteurs à induit creux et de leurs transmissions à cardans avec ceux des moteurs à suspension par le nez ou avec ceux des moteurs à arbre creux, la comparaison est presque toujours en faveur des premiers.

##### 2. Pas d'usure, ni d'entretien

Les mouvements relatifs entre moteur et essieu engendrent une déformation des accouplements métalliques, à lames ou à disques, qui ne subissent aucune usure et ne nécessitent aucun entretien.

##### 3. Pas d'interférence sur la suspension du véhicule

On sait que les transmissions à arbres à cardans ne provoquent pas de force de réaction lorsque l'essieu est déplacé hors de sa position normale et qu'elles ne

viennent ainsi pas « durcir » la suspension comme le font la plupart des systèmes d'entraînement à ressorts ou à caoutchouc.

##### 4. Possibilité de loger des moteurs de puissance maximum

L'absence d'arbre creux entourant l'essieu (qui permet de réduire la distance des axes du moteur et de l'essieu), la faible liberté au sol de la grande roue dentée (qui ne suit pas le jeu des ressorts de suspension) et le grand rapport de réduction des engrenages (que rend possible le pignon supporté de part et d'autre par des roulements) font que pour un diamètre de roue donné le moteur à induit creux a le maximum de puissance.

##### 5. Grande longévité des engrenages cylindriques

Le pignon au lieu d'être monté en porte-à-faux, comme sur le moteur à suspension par le nez, comporte un roulement de part et d'autre, ce qui donne d'excellentes conditions d'engrènement. Le carter d'engrenages d'autre part est très étanche. Ces deux facteurs sont un gage de longévité des engrenages.

Ces divers avantages ont fait qu'au cours des dernières années les transmissions à arbres à cardans et accouplements métalliques se sont beaucoup répandues. Elles ont été appliquées avec un égal succès aux motrices de tramways, où la puissance par essieu n'est que de 50 ch environ, et aux locomotives modernes les plus puissantes, où elle dépasse 1000 ch par essieu.

## MESURE DE LA TEMPÉRATURE D'UN FLUIDE EN MOUVEMENT

par R. ÉCABERT, ingénieur E.P.F.

Symboles employés (système d'unités Giorgi)

$T_a$	°K	température d'arrêt.
$T_s$	°K	température statique.
$\Delta T_d$	°K	« température dynamique », $\Delta T_d = T_a - T_s$ .
$T_m$	°K	température mesurée.
$T_m'$	°K	température fictive qui serait mesurée en l'absence de tout échange de chaleur entre le thermomètre et les parois.
$\Delta T_{m,r}$	°K	modification de la température mesurée due à l'échange de chaleur entre le thermomètre et les parois (ou au rayonnement seul), $\Delta T_{m,r} =  T_m - T_m' $ .
$\Delta T_m$	°K	différence des températures mesurées dans la section d'entrée et dans la section de mesure, $\Delta T_m = T_{m_0} - T_{m_1}$ .
$T_p$	°K	température des parois.
$p_a$	kg/ms <sup>2</sup>	pression d'arrêt.
$p_s$	kg/ms <sup>2</sup>	pression statique.
$\Delta p_d$	kg/ms <sup>2</sup>	pression dynamique, $\Delta p_d = p_a - p_s$ .
$Ma$		nombre de Mach, $Ma = c/s$ .
$c$	m/s	vitesse d'écoulement.
$s$	m/s	vitesse du son, $s = \sqrt{\kappa RT_s}$ .
$\kappa$		exposant isentropique, $\kappa = c_p/c_v$ .
$c_p$	kJ/kg <sup>0</sup>	chaleur spécifique à pression constante.
$c_v$	kJ/kg <sup>0</sup>	chaleur spécifique à volume constant.
$R$	kJ/kg <sup>0</sup>	constante des gaz, $R = 287$ kJ/kg <sup>0</sup> pour l'air.
$Re$		nombre de Reynolds, $Re = cl/v$ .
$l$	m	longueur de référence.
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	viscosité cinématique.
$Pr$		nombre de Prandtl, $Pr = \nu/a$ .
$a$	m <sup>2</sup> /s	diffusivité thermique.
$r$		coefficient d'échauffement, $r = (T_m - T_s) / \Delta T_d$ .

### Introduction

La mesure de la température d'un fluide en mouvement demande certaines précautions. L'indication de l'instrument peut, dans certains cas, être faussée de plus de 100° C, soit par l'échange de chaleur entre le thermomètre plongé dans le fluide et les parois limitant l'écoulement de ce dernier, soit par l'échauffement de la couche limite autour du thermomètre.

Nous esquisserons tout d'abord les problèmes que pose le premier effet cité, nous considérerons ensuite avec quelques détails le second et décrirons enfin une mesure visant à déterminer le coefficient d'échauffement  $r$  d'un thermomètre à mercure placé dans une douille de protection (voir fig. 3). Cette mesure, effectuée dans le domaine  $c = 40 \dots 100$  m/s, nous a donné

$$r = 0,60 \begin{matrix} + 0,04 \\ - 0,03 \end{matrix}$$

### Echange de chaleur avec les parois

Le thermomètre échange de la chaleur par conduction avec le fluide (et aussi par rayonnement dans certains cas) ; il en échange également avec les parois, par rayonnement et par conduction. La température mesurée est la résultante de ces différents échanges de chaleur. On augmentera la précision de la lecture en réduisant autant que possible l'échange de chaleur avec les parois,