

Rapport Technique N° RT-55

juillet 1984

Analyse de la productivité et du coût du transport forestier

**DEUXIÈME PARTIE: Étude de l'influence des
conditions d'utilisation sur les pertes énergétiques
du système propulsif et établissement des forces
de résistance dues au brassage de l'huile.**

D.A. Ljubic

Analyse de la productivité et du coût du transport forestier

DEUXIÈME PARTIE: Étude de l'influence des conditions d'utilisation sur les pertes énergétiques du système propulsif et établissement des forces de résistance dues au brassage de l'huile.

D.A. Ljubic

Rapport Technique N° RT-55
juillet 1984

This Technical Report is available in English

FERIC **FOREST ENGINEERING RESEARCH INSTITUTE OF CANADA**
INSTITUT CANADIEN DE RECHERCHES EN GÉNIE FORESTIER

REMERCIEMENTS

L'étude exposée dans cette deuxième partie de notre série d'enquêtes est le résultat des travaux effectués grâce à une collaboration entre deux compagnies forestières, des fabricants d'huiles de graissage du système de transmission de puissance et l'Institut canadien de recherches en génie forestier.

L'auteur adresse ses vifs remerciements à la direction, aux chauffeurs et aux mécaniciens de James Maclaren Co. Ltd. et de la Compagnie Internationale de Papier du Canada, en particulier à MM. B. Hunt, E. Hébert, J.C. Léonard, G. Brunet, E. Scott, G. Ouellet de chez Maclaren et à MM K. Allen, W. Brown, C. Fournier, A. Vallée, G. Valiquette et J.P. Carpentier de la Compagnie Internationale de Papier du Canada, pour leur aide et leur appui durant les enquêtes.

De plus, les spécialistes de chez Eaton Corporation, Pacific Truck and Trailers, Mack Canada Inc., Canadian Kenworth Co., La Société Canadienne des Pneus Michelin Ltée, La Corporation des Lubrifiants Sentinel, Charles Tennant and Co. (Canada) Ltd. (huile Ultron), Emery Industries (huile Emgard), The Lubrisol Corporation (huile Uniroyal) et d'autres compagnies ont apporté leur aide pour cette étude. La compagnie H. Ruhl Machinery Ltd., en participant au développement de l'instrumentation (en particulier MM. Muhammad G. Rana and Ted Jurca) a apporté une aide précieuse dans l'effort de création d'instruments spéciaux pouvant être utilisés directement sur les machines mobiles.

Une contribution particulière a été faite, dans le domaine de l'instrumentation et des calculs informatisés, par M. P. Giguère, chercheur à l'Institut pour laquelle l'auteur est très reconnaissant.

Enfin, puisqu'il s'agit d'un travail d'équipe, les auteurs adressent leurs remerciements à M. Jean Courteau dont le travail acharné, précis et systématique a grandement contribué au succès des enquêtes. Des remerciements sont également dus à MM. D. MacGregor et M. St-Amour, ainsi qu'à Mme K. Hadley.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
REMERCIEMENTS	i
LISTE DES FIGURES	iv
LISTE DES TABLEAUX	vi
SOMMAIRE	vii
A. INTRODUCTION	1
B. NÉCESSITÉ D'UN PROGRAMME DE RECHERCHE SYSTÉMATIQUE SUR LE TRANSPORT FORESTIER	1
C. EXAMEN D'UN CYCLE DE TRANSPORT	2
D. EXAMEN THÉORIQUE ET EXPÉRIMENTAL DES PARAMÈTRES FONDAMENTAUX D'UN VÉHICULE SUR ROUTE	4
D.1. EXAMEN THÉORIQUE DES PARAMÈTRES FONDAMENTAUX D'UN VÉHICULE ROUTIER	5
D.1.0. Masse du véhicule G_T (kg)	6
D.1.1. Puissance spécifique N_{SPE} en kW/t	7
D.1.2. Coefficient de rendement de puissance η_{PN}	7
D.1.3. Caractéristiques des performances du moteur à pleine charge et à charge partielle	12
D.1.4. Caractéristiques du système de transmission de puissance	13
D.1.5. Rayons des roues	13
D.1.6. Coordonnées du centre de gravité	13
D.1.7. Moments d'inertie	14
D.1.8. Coefficient de résistance de l'air C_{FRA}	14
D.1.9. Coefficient de résistance au roulement f_{RR}	16
D.2. FORCE DE TRACTION F_T EN (daN)	18
D.2.1. Forces résistantes dues au système propulsif et aux frottements dans les roulements des roues	23
D.2.2. Force de résistance au roulement, F_{RR}	24
D.2.3. Force de résistance de l'air, F_{RA}	24
D.2.4. Forces d'inertie, F_I	24
D.3. ÉQUATION DU CYCLE DE TRAVAIL D'UN VÉHICULE SUR LA ROUTE	25
E. EXEMPLE DES BILANS ÉNERGÉTIQUES D'UN VÉHICULE SUR ROUTE	29
F. QUELQUES CONSIDÉRATIONS SUR LA THÉORIE DE GRAISSAGE DES ÉLÉMENTS DE MACHINES ET RÉSULTATS DES ESSAIS CONCERNANT LES PERTES ÉNERGÉTIQUES DU SYSTÈME PROPULSIF	31

	Page
F.0. QUELQUES CONSIDÉRATIONS SUR LA THÉORIE DE GRAISSAGE DES ÉLÉMENTS DE MACHINES	31
F.1. RÉSULTATS DES ESSAIS CONCERNANT LES PERTES ÉNERGÉTIQUES DU SYSTÈME PROPULSIF	32
F.1.0. Vérification de la méthode et de l'exactitude d'établissement des forces résistantes et de la mesure des consommations	32
F.1.1. Facteurs d'opération agissant sur les forces résistantes	32
G. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS	46
G.0. ÉTABLISSEMENT DU COEFFICIENT η_{BH} POUR LES PERTES DUES AU BRASSAGE DE L'HUILE DANS UN SYSTÈME DE TRANSMISSION DE PUISSANCE	46
G.1. EXEMPLES D'APPLICATION AUX CONDITIONS RÉELLES D'UTILISATION	47
G.2. COMPARAISON DES RÉSULTATS ENTRE L'HUILE "STANDARD" ET L'HUILE SYNTHÉTIQUE DANS DES CONDITIONS RÉELLES D'UTILISATION	48
G.3. CONDITIONS DE DÉMARRAGE ET DE TRAVAIL AVEC DES HUILES FROIDES	49
H. EXEMPLE DE CALCUL DES GAINS EN FONCTION DES CONDITIONS D'UTILISATION	54
H.0. CALCUL DE L'ÉCONOMIE DE CARBURANT RÉALISABLE PENDANT L'HIVER (-20°C TEMPÉRATURE AMBIANTE MOYENNE)	55
H.1. CALCUL DE L'ÉCONOMIE DE CARBURANT RÉALISABLE PENDANT L'ÉTÉ (+15°C TEMPÉRATURE AMBIANTE MOYENNE)	55
I. CONCLUSION	57
J. ANNEXE	58
J.0. DÉTERMINATION DU MOMENT D'INERTIE D'UN PNEUMATIQUE AVEC SA ROUE (J_R daN·m·s ²)	58
J.1. MÉTHODES D'ESSAIS	60
J.2. INSTRUMENTATION	61
SYMBOLES UTILISÉS	72
BIBLIOGRAPHIE	79

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1. Cycle de transport.	2
Figure 2. Plan de recherche du cycle de travail.	3
Figure 3. Exemple de distribution de la masse d'un véhicule de transport. Cas de la balance fixe.	6
Figure 4. Exemple de distribution de la masse d'un véhicule de transport. Cas des balances portatives.	7
Figure 5. Influence de la température ambiante sur le coefficient $\sigma(\rho/\rho_0)$.	15
Figure 6. Influence des rayons des virages des routes sur la consommation de carburant.	17
Figure 7. Équilibre au sol d'une roue tractrice.	19
Figure 8. Exemple d'utilisation pratique du couple d'un moteur.	20
Figure 9. Diagramme d'équilibre des forces sur une route.	25
Figure 10. Bilan énergétique d'un camion sur une route goudronnée.	29
Figure 11. Bilan énergétique d'un camion sur une route de gravier (été).	30
Figure 12. Bilan énergétique d'un camion sur une route de gravier enneigée et glacée.	30
Figure 13. Diagramme des forces internes de résistance à la rotation du moteur et du système propulsif (camion surélevé).	34
Figure 14. Diagramme de la consommation avec l'huile de référence.	36
Figure 15. Diagramme de la consommation en fonction des températures des huiles (transmission et deux essieux ensemble). Comparaison des trois huiles d'essai.	38
Figure 16. Établissement des coefficients de rendement du système de transmission de puissance.	39
Figure 17. Établissement des coefficients de rendement du système de transmission de puissance en fonction de la température des huiles synthétiques 'A' et 'B'.	40
Figure 18. Viscosité cinématique ASTM D-445 centistokes en fonction de la température en °C.	42

	Page
Figure 19. Relation entre la viscosité, la température des huiles et les consommations du carburant (seulement pour le brassage de l'huile) pour l'huile de référence.	50
Figure 20. Relation entre la viscosité, la température des huiles et les consommations du carburant (seulement pour le brassage de l'huile) l'huile synthétique "B".	51
Figure 21. Relation entre la viscosité, la température des huiles et les consommations du carburant (seulement pour le brassage de l'huile) l'huile synthétique "A".	52
Figure 22. Augmentation de la température des huiles dans la transmission et les essieux arrière en hiver.	53
Figure 23. Augmentation de la température des huiles dans la transmission et les essieux arrière en été.	53
Figure 24. Schéma d'une roue qui roule sur une pente descendante.	58
Figure 25. Schéma du capteur utilisé pour la mesure de la vitesse.	65
Figure 26. Schéma du dispositif de mesure volumétrique de la consommation du carburant (FERIC).	65
Figure 27. Schéma du dispositif de mesure gravimétrique de la consommation du carburant (FERIC).	66
Figure 28. Schéma du dispositif de mesure volumétrique de la consommation en continu (RUHL).	67
Figure 29. Groupement d'instruments FERIC.	68
Figure 30. FERIC "Datamaster" vue de devant: Un sélecteur à six voies se trouve à droite de l'interrupteur.	69
Figure 31. FERIC "Datamaster" vue de l'arrière: Prises pour brancher le capteur, le courant et le Datalogger. Les prises du thermocouple se trouvent sous les trois terminaux VDC.	69
Figure 32. Dessin des branchements et schéma des instruments de mesure et d'enregistrement montés sur le véhicule.	70
Figure 33. Schéma de l'équipement utilisé pour chauffer les composantes du système d'entraînement.	71

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1. Comparaison des pertes énergétiques dans la transmission et les essieux tracteurs d'un camion forestier, calculées d'après des mesures de consommation de carburant par rapport aux pertes calculées par la méthode par inertie (pour trois huiles lubrifiantes différentes).	33
Tableau 2. Comparaison entre les consommations en kg/h dues aux pertes du brassage de différentes huiles dans les transmissions et les essieux arrière.	44
Tableau 3. Comparaison des consommations sur route (en charge) entre l'huile de référence et l'huile synthétique "A" pure dans la transmission et les essieux arrière, toutes autres conditions étant très proches.	44
Tableau 4. Comparaison entre les consommations en kg/h dues aux pertes du brassage des huiles dans les transmissions et les essieux arrière, pour une huile de référence et l'huile semi-synthétique "A".	45
Tableau 5. Comparaison entre les consommations en kg/h dues aux pertes du brassage des huiles dans les transmissions et les essieux arrière.	45

SOMMAIRE

Les responsables de la construction des routes et des transports dans l'industrie savent que la conception de la route, la qualité du revêtement, la sélection et le maniement des camions et des éléments qui les composent, ainsi que le comportement des chauffeurs, influencent le coût du transport du bois. Ils se sentent souvent désemparés par l'absence de la réelle information dont ils auraient besoin pour prendre leurs décisions et pour présenter des arguments assez convaincants à ceux qui prennent les engagements financiers et aux acheteurs que quelques frais supplémentaires investis dans les routes, dans l'équipement et dans la formation des chauffeurs seraient largement payés de retour. L'Institut a entrepris une série d'études destinées à recueillir cette information. Aussi, le programme d'étude offre l'intéressante possibilité de fournir des données qui peuvent d'une part être immédiatement mises en application pour réduire les frais de carburant et d'entretien des opérations existantes de transport routier, et d'autre part guider nos membres dans la sélection de combinaisons camions/routes optimales pour l'avenir.

La première partie du présent rapport énonce la théorie du bilan énergétique d'un véhicule sur route qui sera à la base des enquêtes futures réalisées au moyen des études du "cycle de travail". La deuxième partie du rapport concerne les pertes énergétiques dues au brassage d'huile dans le système de transmission de puissance.

Les résultats obtenus peuvent être ainsi résumés:

- La méthodologie et l'exactitude des résultats sont confirmées par deux méthodes d'investigation complètement différentes (voir tableau 1).
- Les résultats préliminaires d'un gain énergétique de 3 à 7% par choix ou chauffage du lubrifiant du système de transmission de puissance, énoncés dans le rapport RT-53 sont confirmés par les résultats de l'enquête systématique exposée dans ce rapport. Un gain moyen annuel (en opération) de 8% d'énergie a été déterminé (dû seulement à la résistance au brassage des huiles) en maintenant artificiellement la température des huiles à 80°C. Ce gain sera certainement encore plus élevé si l'on tient compte du frottement interne avec le couple du moteur appliqué.
- Un gain énergétique de 0,8% a été trouvé entre l'huile synthétique "A" et l'huile de référence en opération avec application du couple dans des conditions identiques d'utilisation, laissant supposer que les huiles synthétiques ont une certaine influence positive (aux températures élevées) sur les frottements internes du système de transmission de puissance.

- Par une température ambiante de -20°C il faut approximativement 3 heures pour que les huiles arrivent à leurs températures stabilisées prouvant que l'industrie forestière travaille rarement dans les conditions d'utilisation les plus efficaces (surtout pendant l'hiver), d'où la nécessité de préchauffer les huiles au même titre que celle du moteur.
- Il y a peut-être un moyen de préchauffer les huiles du système de transmission de puissance soit avec l'eau du moteur, soit avec des gaz d'échappement. FERIC étudiera ces possibilités.

D'autres rapports dans la série seront bientôt publiés.

A. INTRODUCTION

Ce deuxième rapport de la série intitulée: "Analyse de la productivité et du coût du transport forestier" développe la théorie des relations pour l'étude de l'équilibre énergétique d'un véhicule routier en tous points de son cycle de travail. Il indique, en outre, les prochaines phases du programme de recherche sur le transport de l'Institut. Il donne les résultats de la première phase expérimentale, qui traite des pertes énergétiques dues au brassage de l'huile dans la transmission et les essieux arrière.

L'idée de base du programme d'essais était d'examiner et de découvrir tout d'abord les conditions réelles dans lesquelles nos machines forestières travaillent, et ensuite d'étudier l'influence de ces conditions sur le rendement du système de transmission de la puissance entre le moteur et les roues tractrices. Le rendement dépend de deux pertes: celle qui est provoquée par le brassage de l'huile (indépendante du couple transmis), et celle qui dépend directement du couple transmis provoquée par les frottements internes de tout le système. C'est la première composante qui fut examinée dans cette deuxième partie du rapport.

Étant donné que la viscosité est le principal responsable des résistances par brassage, on a procédé de deux manières pour la modifier et on a ainsi examiné son influence sur les coefficients de pertes énergétiques. Tout d'abord on a essayé plusieurs huiles ayant différentes caractéristiques de viscosité, et ensuite on a conçu un système de préchauffage et de chauffage des huiles afin de modifier leurs viscosités de façon contrôlée (voir en annexe). De cette manière on a pu étudier la loi de changement des résistances (consommations) en fonction des températures et en déduire des coefficients de pertes énergétiques.

Cette étude ne devrait en aucun cas être considérée comme un jugement quelconque de diverses marques et types d'huiles. Les essais effectués concernent des performances obtenues dans des conditions contrôlées et instantanées, qui n'englobent aucunement des études de durabilité, ni des huiles, ni des organes du système de transmission de puissance dans lesquels elles sont employées.

B. NÉCESSITÉ D'UN PROGRAMME DE RECHERCHE SYSTÉMATIQUE SUR LE TRANSPORT FORESTIER

Les conditions d'exploitation de l'industrie forestière au Canada sont très particulières:

- climat difficile et variable;
- distance entre les usines et les chantiers de coupe souvent très grandes, s'accroissant chaque année;
- réseaux de routes privées n'ayant pas été dessinés pour un rendement et un coût de transport optimums;

- les fabricants ne peuvent pas toujours fournir les camions selon des spécifications particulières, car ils produisent pour un marché de masse en Amérique du Nord;
- surcharges très fréquentes des machines;
- dans de nombreux cas le manque d'information et de compréhension de l'importance des relations entre les variables du système empêche les dirigeants, les chauffeurs et les mécaniciens d'optimiser le cycle de transport.

Étant donné que le coût de l'opération, l'entretien et la réparation représentent approximativement la moitié des coûts du bois livré aux usines au Canada, il est indispensable que l'industrie forestière effectue une étude approfondie du cycle de transport. Cela présuppose l'établissement de méthodes de recherche pour mesurer les coefficients de base et les relations entre les variables. Une fois déterminés séparément, ces coefficients peuvent être combinés d'une manière optimum dans un cycle existant de transport, ou encore ils permettront d'étudier d'une manière plus scientifique les futures opérations.

Cela est précisément le but du programme à long terme que FERIC s'est fixé sur le transport forestier.

C. EXAMEN D'UN CYCLE DE TRANSPORT

Un cycle général de transport est une combinaison ou un compromis de plusieurs facteurs importants qui influencent la productivité et les coûts. La figure 1 montre les plus importants qui sont:

- Unité de transport (machine) et ses éléments.
- Profil et surface de la route.
- Conditions atmosphériques.
- Qualité de la conduite.
- Qualité de l'entretien.
- Organisation opérationnelle, etc.

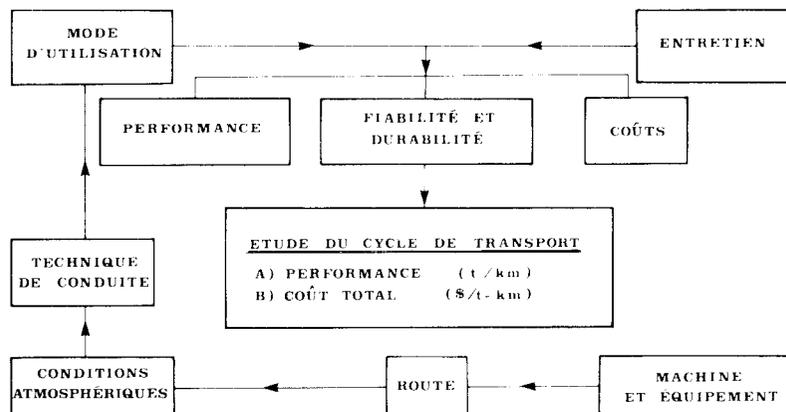


Figure 1. Cycle de transport.

L'influence mutuelle de ces facteurs, entre autres, détermine la performance, la fiabilité et la durabilité d'une unité de transport et par conséquent le coût total de déplacement du bois en forêt.

La figure 2 donne le schéma des études déjà effectuées (cases hachurées) et des études envisagées dans un proche avenir. Le présent rapport donne des résultats partiels concernant les pertes énergétiques et les coefficients de frottement du système propulsif (transmission et essieux arrière) dus au brassage de l'huile.

La troisième partie donnera des résultats préliminaires concernant les pertes énergétiques et les coefficients de résistance au roulement et de résistance de l'air. Les pertes énergétiques et les coefficients de résistance interne du moteur seront examinés plus tard.

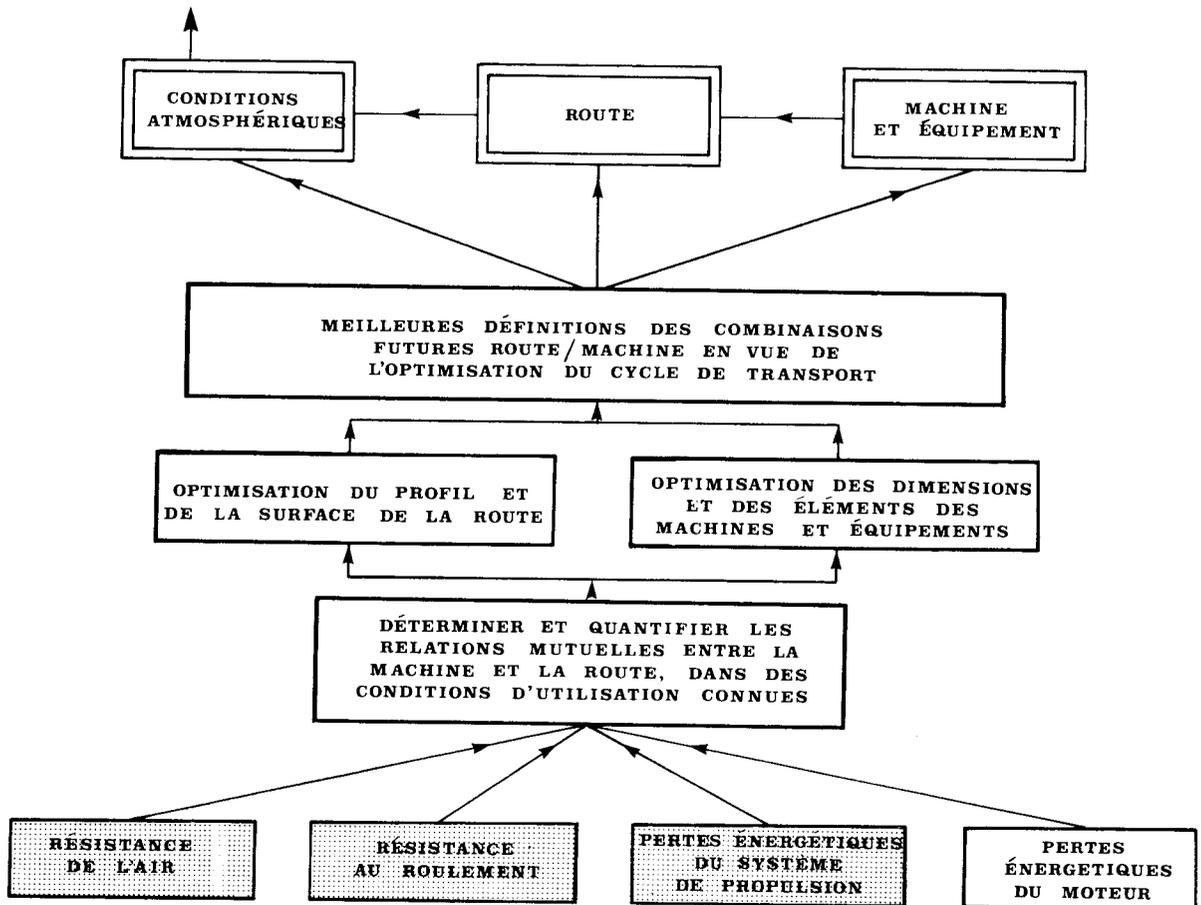


Figure 2. Plan de recherche du cycle de travail.

En 1984, les instruments de mesure de divers facteurs d'un camion sur route seront acquis et installés, ce qui permettra d'étudier à fond et directement en opération le "cycle de travail" d'un ensemble de transport. Les données enregistrées et interprétées permettront d'étudier la liaison entre l'homme, la machine et l'environnement et par conséquent d'établir les combinaisons optimums soit pour les opérations actuelles, soit pour les opérations futures.

D. EXAMEN THÉORIQUE ET EXPÉRIMENTAL DES FACTEURS FONDAMENTAUX D'UN VÉHICULE SUR ROUTE

Même si les lois physiques et leur rapport avec le rendement et l'équilibre énergétique d'un véhicule sur route sont connues, de nombreuses équations contiennent d'importants coefficients qui dépendent des conditions d'utilisation du véhicule. Un des buts principaux du programme de recherche de l'Institut est de déterminer ces coefficients pour les divers choix d'unités de transport, les conditions atmosphériques et le genre de route que l'on trouve dans l'industrie de transport du bois du centre et de l'est du Canada. Cela explique la décision de l'Institut de se servir des camions courants, dans leur cadre de travail habituel, en guise de matériel et de laboratoire d'essai.

Cette décision a entraîné la mise sur pied de quelques programmes de mesure. Il n'a pas toujours été possible de mesurer certains facteurs par la méthode la plus directe, de sorte que les relations entre les variables ont été étudiées pour déterminer les facteurs pertinents qui peuvent être mesurés, et qui permettent de trouver, par calcul, les inconnues désirées.

La première partie du présent rapport définit les équations de base concernant le rendement et l'équilibre énergétique d'un véhicule sur route. Dans certains cas la substitution d'une relation était nécessaire, et les raisonnements logiques ont été indiqués. Enfin, les facteurs qui avaient déjà été mesurés au cours de notre étude ont été identifiés, et une explication a été donnée au sujet des plans pour mesurer ceux qui sont à déterminer lors de phases ultérieures. Ainsi, les étapes de la théorie et de la recherche de l'étude complète, dont ce rapport ne couvre que la deuxième phase, sont indiquées.

À première vue, un grand nombre de symboles sont utilisés dans les formules qui suivent. Le lecteur doit savoir que les symboles ISO sont employés partout. Ainsi, par exemple, N désigne toujours la puissance et η est toujours un coefficient de rendement. Comme plusieurs éléments physiques peuvent influencer les facteurs de base, des indices ont été ajoutés. Dans la mesure du possible, ces indices se composent des premières lettres des mots-clés décrivant le domaine ou l'état auquel le symbole se rapporte. Ainsi par exemple, dans η_a , la lettre a décrit le coefficient de perte de puissance causée par l'accélération du moteur. Dans η_{TAM} , les lettres TAM désignent le coefficient de perte de puissance due à une augmentation de la température ambiante du moteur.

D.1. EXAMEN THÉORIQUE DES PARAMÈTRES FONDAMENTAUX D'UN VÉHICULE ROUTIER

Les caractéristiques principales d'un véhicule sur route déterminant sa performance et son bilan énergétique sont les suivantes:

- D.1.0. Masse du véhicule G_T , en kg.
- D.1.1. Puissance spécifique N_{SPE} c'est-à-dire le nombre de kilowatts par tonnes transportées (kW/t)*.
- D.1.2. Coefficient de rendement de puissance η_{PN}
- D.1.3. Caractéristiques de performances du moteur à pleine charge et aux charges partielles.
- D.1.4. Caractéristiques du système de transmission de puissance.
- D.1.5. Rayons des roues:
 - D.1.5.1. Rayon libre, r_l en mètre (m)
 - D.1.5.2. Rayon chargé (statique) r
 - D.1.5.3. Rayon chargé (cinématique) r_{cs} sans application du couple r_{cd}
 - D.1.5.4. Rayon chargé (dynamique) avec application du couple r_{cd}
- D.1.6. Coordonnées du centre de gravité.
- D.1.7. Moments d'inertie:
 - D.1.7.1. Moment d'inertie d'un pneumatique avec sa roue J_r (daN·m·s²)**
 - D.1.7.2. Moment d'inertie de toutes les roues avec les pneumatiques $J_{\Sigma r}$ (daN·m·s²)
 - D.1.7.3. Moment d'inertie du système propulsif J_{sp} (daN·m·s²)
 - D.1.7.4. Moment d'inertie des roues plus système propulsif $J_{sp+\Sigma r}$ (daN·m·s²)
 - D.1.7.5. Moment d'inertie du moteur J_m (daN·m·s²)
- D.1.8. Coefficient de résistance de l'air C_{FRA}
- D.1.9. Coefficient de résistance au roulement f_{RR}

Examinons la nature de quelques-uns de ces facteurs.

* À partir de ce moment toutes les grandeurs et unités seront données dans le système ISO et par conséquent les symboles par rapport au rapport technique RT-53 seront changés.

** Voir la détermination dans l'annexe.

D.1.0. Masse du véhicule G_T (kg)

On entend par là la masse propre de l'ensemble du véhicule G_P (kg), la masse totale du véhicule chargé G_T (kg), la masse de la charge G_{CH} (kg).

La figure 3 donne un tel ensemble sur une balance fixe avec la distribution de la masse. La masse a été déterminée par essieu en avançant le véhicule sur la balance.

La figure 4 donne un tel ensemble sur une portion plate où la pesée de la masse a été effectuée par 2 balances portatives (essieu par essieu).

De nombreuses pesées des véhicules ont montré que la dispersion des valeurs sur la balance fixe est de l'ordre de $\pm 3\%$ et sur les balances portatives, selon l'endroit de la pesée et d'autres facteurs, elle peut s'élever jusqu'à $\pm 7\%$.

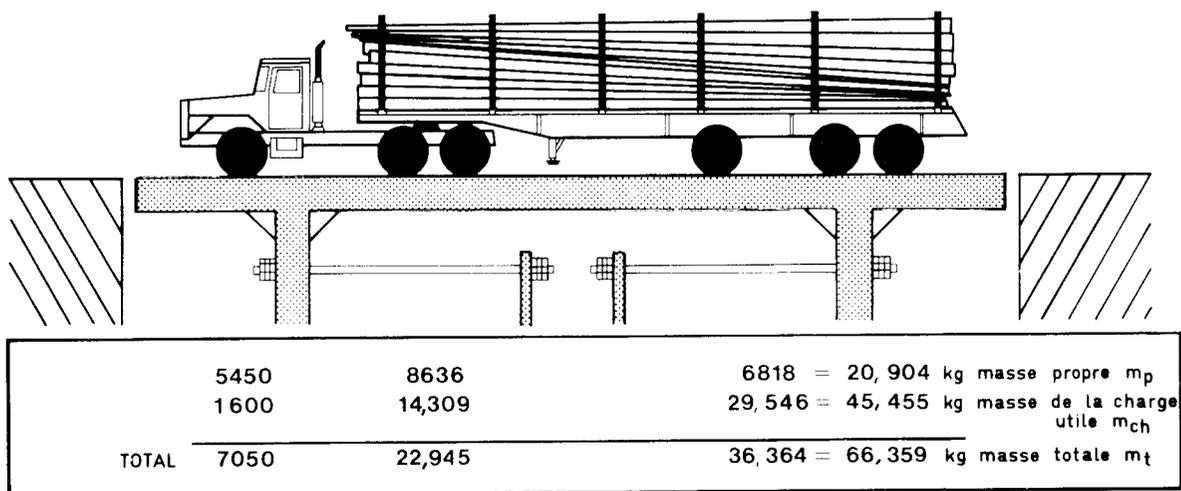


Figure 3. Exemple de distribution de la masse d'un véhicule de transport. Cas de la balance fixe.

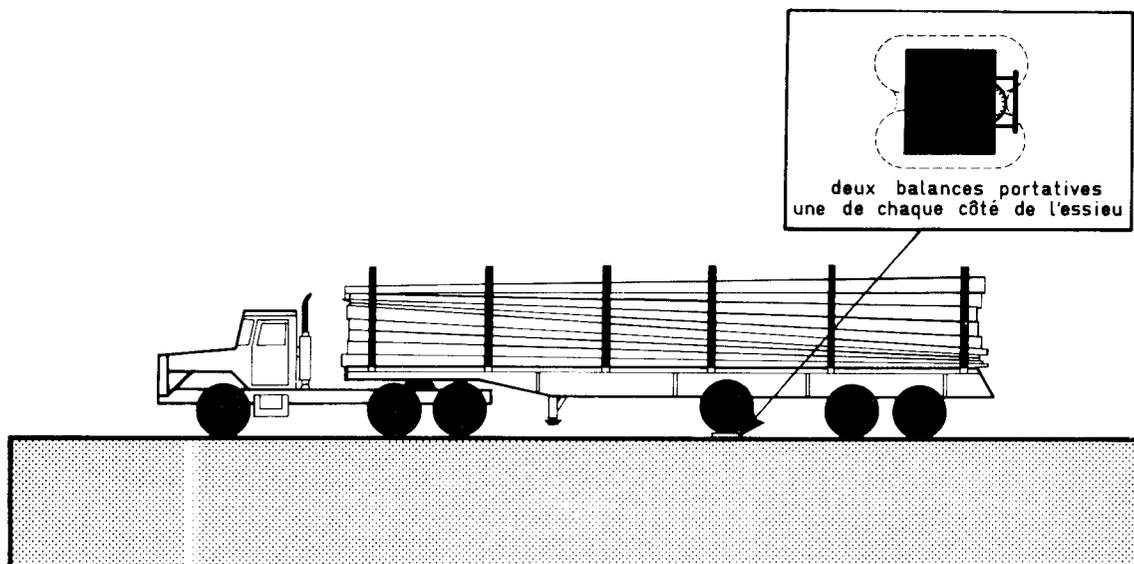


Figure 4. Exemple de distribution de la masse d'un véhicule de transport. Cas des balances portatives.

D.1.1. Puissance spécifique N_{SPE} en kW/t

C'est la puissance effective maximum par rapport à la masse totale du véhicule (N/kg ou kW/t). Cette valeur indique si un ensemble routier est surchargé, c'est-à-dire si la demande de puissance est trop élevée pour la masse à transporter et pour les conditions d'opération. Par exemple si l'on considère l'exemple suivant: la puissance du moteur étant de 298 kW (400 ch) et la masse totale à transporter de 91 tonnes métriques, la puissance spécifique N_{SPE} est de $298/91 = 3,27$. Si on élève ce chiffre (à 4,50 par exemple), en augmentant la puissance du moteur, la vitesse moyenne sur route sera plus élevée et par conséquent la productivité sera meilleure (à condition que le temps gagné puisse être réellement utilisé pour augmenter le nombre de voyages par équipe). D'un autre côté, le prix d'achat et les frais d'entretien du véhicule seront plus élevés.

D.1.2. Coefficient de rendement de puissance η_{PN}

L'influence du coefficient η_{PN} sur la consommation d'énergie et sur les performances sur route d'un véhicule est représentée par la puissance aux roues par rapport à l'énergie introduite dans ce moteur (voir l'exemple de bilan énergétique donné dans les figures 9 à 11). La perte de puissance n'a pas lieu en un seul endroit précis, mais s'accumule au niveau de chaque élément actif du véhicule. La connaissance de l'endroit et de l'ampleur de ces pertes est nécessaire pour prendre des décisions ou des mesures propres à réduire la perte de puissance lors de l'opération d'une machine.

Si l'on prend la puissance effective N_E d'un moteur comme point de repère d'une discussion sur les pertes énergétiques, on a:

$$\eta_{PN} = \frac{N_R}{N_E} = \eta_M \cdot \eta_{sp} \cdot \eta_R \quad (1)$$

- où:
- N_R est la puissance aux roues en kW
 - N_E est la puissance effective du moteur sans accessoires
 - η_M est le coefficient global du rendement de puissance du moteur avec les accessoires (pertes thermiques et mécaniques du moteur non comprises)
 - η_{sp} est le coefficient de rendement du système propulsif [transmission(s), essieux-arrière(s)]
 - η_R est le coefficient de rendement des roues en traction.

Le coefficient des pertes externes de puissance du moteur η_M , comprend:

$$\eta_M = \eta_A \cdot \eta_T \cdot \eta_{NM} \cdot \eta_{AC} \quad (2)$$

- où:
- η_A est le coefficient de rendement de puissance attribuable à l'accélération du moteur.
 - η_T est le coefficient de rendement de puissance attribuable à l'élévation de la température autour du moteur.
 - η_{NM} est le coefficient de rendement de puissance attribuable à l'élévation au-delà du niveau de la mer.
 - η_{AC} est le coefficient de rendement de puissance attribuable aux accessoires du moteur; il est donné par la relation suivante:

$$\eta_{AC} = \frac{N_{SM}}{N_E} \quad (3)$$

- où: N_{SM} est la puissance à la sortie du moteur monté dans le camion, en kW. Cette puissance peut être mesurée au moyen d'un dispositif de mesure du couple du moteur monté derrière la transmission (en tenant compte de la perte de puissance dans la transmission). C'est précisément un des instruments qui va être utilisé dans le camion lors de nos essais du "cycle de travail d'un véhicule routier" qui, entre autres possibilités, nous permettra de déterminer exactement η_{AC} (N_{AC}). Cette perte peut s'élever jusqu'à 15% de la puissance effective du moteur, ce qui indique une autre direction d'étude en vue de réduire la consommation d'énergie.

La valeur du coefficient η_A peut être déterminée en mesurant la puissance à la sortie du moteur, tout d'abord à vitesse constante, puis en accélération. Lors du passage par la vitesse utilisée dans le premier cas, on mesure instantanément la puissance. Elle se trouve entre $\eta_A = 0.93$ et 0.95 de la puissance effective du moteur. Étant donné que la température et la qualité des huiles influencent cette perte, il sera nécessaire de les étudier et d'essayer de les réduire au minimum.

La détermination expérimentale du coefficient η_T , peut être faite soit sur un dynamomètre à rouleaux, soit sur la route en déterminant auparavant les pertes dues aux accessoires (moteur seul) et en comparant le couple ou la puissance trouvés à la puissance donnée par le constructeur à la même vitesse de rotation, ω_M en tr/min. Cela est effectué au moyen d'un dispositif de mesure du couple situé derrière la transmission. Ces pertes peuvent s'élever jusqu'à 18% de la puissance effective du moteur, et par conséquent il sera très intéressant de les étudier.

Le coefficient η_{NM} , dans le cas des moteurs suralimentés, est très proche de 1 jusqu'à 2000 m d'élévation et par conséquent ne mérite pas d'être examiné pour les opérations forestières du centre et de l'est du Canada.

Le coefficient de rendement du système propulsif η_{SP} représente la relation de la puissance à la sortie du moteur par rapport à la puissance aux roues:

$$r_{SP} = \frac{N_R}{N_{SM}} = 1 - \frac{N_{SP}}{N_{SM}} \quad (4)$$

- où: - N_{SP} est la perte de puissance dans le système de transmission, en kW
- N_{SM} est la puissance à la sortie du moteur
- N_R est la puissance aux roues

η_{SP} peut également être donné par le produit des coefficients de pertes: de la transmission, des joints universels, de l'essieu avant-arrière et de l'essieu arrière-arrière, c'est-à-dire:

$$\eta_{SP} = \eta_{TR} \cdot \eta_{JU} \cdot \eta_{E1} \cdot \eta_{E2} \quad (5)$$

Les pertes du système propulsif représentent une grande partie de la puissance à la sortie du moteur (N_{SM}) surtout à basse puissance, lorsque les pertes dues au brassage de l'huile sont les plus importantes.

Dans la suite du rapport, les pertes du système propulsif dues au brassage sont données en fonction de la puissance à la sortie du moteur, des températures des huiles dans la transmission, dans l'essieu avant-arrière et dans l'essieu arrière-arrière, pour l'huile standard et deux huiles synthétiques. Tous les résultats sont basés sur une vitesse de rotation du moteur $\omega_M = 1800$ tr/min. Bien entendu ces coefficients changent en fonction de la vitesse du système propulsif. La loi du changement est donnée dans le rapport RT-53.

Les pertes dues aux frottements internes sont directement proportionnelles au couple transmis. Cet élément des pertes du système propulsif fait partie du programme d'étude de 1984. Aux puissances élevées elles peuvent devenir plus importantes que les pertes par brassage.

Pour étudier ensemble les éléments des pertes du système de transmission de puissance nous nous servons de la relation suivante:

$$\eta_{SP} = \eta_{FR} (1 - F_{BH}^* / F_{SM}) \quad (6)$$

- où: - η_{FR} est le coefficient de rendement destiné à tenir compte de la perte par frottement dans le système de transmission de puissance (avec le couple appliqué).
- F_{BH} est la force correspondant à la perte par brassage de l'huile dans le système de transmission de puissance, en daN.
 - F_{SM} est la force à la sortie du moteur ou à l'entrée de la transmission, en daN.

Le coefficient représentant les pertes dues au frottement interne dans le système de transmission du couple η_{FR} est généralement donné en fonction du nombre de pignons en mèche, leur dessin et le nombre de joints universels sans tenir compte de la vitesse de rotation, du couple transmis, de la sorte d'huile et de la température des huiles. Ceci est une approximation, qui en fait ne correspond pas à la réalité. C'est pour cela qu'il sera nécessaire d'étudier cet élément séparément en fonction de tous ces facteurs pour voir comment on pourrait en ramener l'effet au minimum, et par conséquent réduire la consommation d'énergie et l'usure des éléments du système de transmission de puissance.

À titre d'exemple, on donne ici une méthode empirique de détermination du rendement η_{FR} (pertes par friction). Cette méthode ne tient pas compte de la vitesse du système de transmission de puissance, du couple appliqué, des genres des huiles, ni de leurs températures.

La relation est la suivante:

$$\eta_{FR} = \eta_{PCY}^m \cdot \eta_{PCO}^n \cdot \eta_{JU}^o \quad (7)$$

* Cette force est indiquée dans le rapport RT-53 par P_{tp}^o mais a été changé pour correspondre au système ISO.

- où: - η_{PCY}^m est le rendement des pignons cylindriques en mèche
 ($\eta_{PCY} = 0,98 - 0,985$).
 - η_{PCO}^n est le rendement des pignons coniques en mèche
 ($\eta_{PCO} = 0,975 - 0,98$).
 - η_{JU}^o est le rendement des joints universels ($\eta_{JU} = 0,99$).
 - m, n, o sont respectivement le nombre de pignons cylindriques en mèche, le nombre de pignons coniques en mèche et le nombre de joints universels.

Par exemple, pour déterminer empiriquement η_{FR} , nous allons le calculer à partir d'un de nos camions essayés, ainsi:

- pour deux paires de pignons cylindriques en mèche (cas d'une transmission moderne) on a $m = 2$; pour une paire de pignons coniques (cas du pignon d'attaque dans l'essieu arrière) on a $n = 1$; et pour trois joints universels on a $o = 3$, donc d'après la formule (6):

$$\eta_{FR} = 0,983^2 \cdot 0,978 \cdot 0,99^3 \text{ et } \eta_{FR} = 0,92$$

Cette valeur approximative sera utilisée plus tard pour calculer des exemples de pertes énergétiques moyennes dues aux résistances du système de transmission de puissance.

Le coefficient η_{FR} sera étudié séparément plus tard pour avoir les pertes totales du système de transmission de puissance des machines forestières.

Le coefficient des pertes aux roues η_R peut être exprimé de la manière suivante:

$$\eta_R = \left(\frac{M_{SOL}}{M_{ES}} \right) \cdot \frac{r_{CD}^o}{r_{CD}^T} \quad (8)$$

- où: - M_{SOL} est le moment aux roues motrices (au sol), en daN·m.
 - M_{ES} est le moment appliqué aux roues motrices (avant la perte au sol), en daN·m.

Les études de certains chercheurs montrent que la relation $\eta_R = f(M_{SOL})$ a un caractère non linéaire et le rendement maximum arrive à 90% (0,9). La valeur maximum du rendement d'un pneumatique peut être obtenue par la formule suivante:

$$\eta_{RMAX} = 1 - 2 G_R (f_{OR} + \Delta f_{VR}) \lambda / 9,8182 \quad (9)$$

- où: - G_R est la charge nominale par roue en kg.
- $(f_{OR} + \Delta f_{vr})$ est le coefficient de la résistance au roulement au sol des roues sans application du couple (roues non tractrices).
- λ est le module d'élasticité tangentielle des pneumatiques.

En résumé le coefficient de rendement de puissance η_{PN} d'une unité de transport se compose des pertes engendrées dans le moteur, le système propulsif et les roues:

$$\eta_{PN} = \eta_M \cdot \eta_{SP} \cdot \eta_R$$

Pour étudier comment on peut réduire ces pertes au minimum, chacune doit être divisée en ses éléments propres. Ainsi le coefficient de pertes externes de puissance du moteur comprend les pertes attribuables à l'accélération du moteur η_A , les pertes attribuables à l'élévation de la température autour du moteur η_T , les pertes attribuables à l'élévation au-delà du niveau de la mer η_{NM} , et les pertes attribuables aux accessoires du moteur η_{AC} (chaque accessoire doit être étudié séparément).

Le coefficient de rendement du système propulsif η_{SP} est le produit du coefficient des pertes dans la transmission, les joints universels, l'essieu avant-arrière et l'essieu arrière-arrière avec la transmission et les essieux ayant chacun un élément de frottement mécanique et de brassage de l'huile.

La différence entre le couple appliqué et la force réelle transmise au sol est donné par le coefficient de rendement des roues tractrices η_R . Celui-ci dépend du genre de la semelle, du gonflement, de la charge et de la température des pneumatiques, du couple appliqué à la roue, de la surface de la route et de la température de cette surface.

D.1.3. Caractéristiques des performances du moteur à pleine charge et à charge partielle

Les caractéristiques des performances d'un moteur sont représentées par les courbes de puissance, du couple et de la consommation en fonction de la vitesse du moteur en tr/min. Elles servent à juger de la performance d'un moteur et aussi au calcul du bilan d'un camion sur route.

Plus tard FERIC sera en mesure d'étudier ces caractéristiques des moteurs (et d'en tenir compte pour le cycle de travail) directement avec un camion, soit sur route, soit sur le banc d'essai des camions. Les instruments nécessaires sont déterminés et commandés.

D.1.4. Caractéristiques du système de transmission de puissance

Les paramètres de la transmission influencent grandement les qualités d'un véhicule automobile. Les plus importants sont les rapports et leur progression et aussi le rendement de la transmission et des essieux arrières. Le rapport des essieux arrières est également très important pour la performance sur route.

L'analyse systématique de la nature et des effets de ces paramètres fera partie des données recueillies au cours de l'étude et de l'analyse des cycles de travail des camions forestiers. Les véhicules routiers seront choisis de manière à couvrir des éléments de conception différente et divers rapports d'essieux arrières.

D.1.5. Rayons des roues

Le rayon libre r_{λ} (m) est donné soit par le fournisseur, soit par mesure directe sur le camion (avec la roue surélevée). Le rayon chargé (statique) r_{CD}^{CS} est donné soit par le fournisseur pour une charge donnée, soit mesuré au sol sur le camion avec la charge étudiée. Les rayons cinématiques r_{CD}° et dynamiques r_{CD}^T sont donnés par les équations suivantes:

$$r_{CD}^{\circ} = r_{\lambda} - 0,09 \cdot \sqrt{\frac{G_R}{p_r}} \quad (10)*$$

et avec le couple appliqué

$$r_{CD}^T = r_{\lambda} - 0,09 \cdot \sqrt{\frac{G_R}{p_r}} - \frac{F_{TR}^2}{\sqrt{G_R \cdot p_r}} \quad (11)*$$

- où: - p_r est le gonflage des pneumatiques en daN/m²
 - F_{TR} force de résistance totale au roulement en daN

Étant donné la structure des équations le rayon dynamique r_{CD}^T n'entre pas en considération dans les essais où les roues sont surélevées. Par contre, il est très important dans les essais sur route, car de lui dépend la force de traction au sol transmise du moteur par le système de transmission.

D.1.6. Coordonnées du centre de gravité

Comme cela a été indiqué dans le rapport RT-53, la position du centre de gravité influence la performance d'un véhicule sur la route. Cette influence sera étudiée à l'avenir au moyen de l'instrumentation du "cycle de travail". L'objectif particulier sera de déterminer dans quelles conditions les camions chargés peuvent devenir instables, se renverser ou perdre leur charge.

* Les formules (10) et (11) renferment les coefficients empiriques qui sont différents de ceux dans le rapport RT-53 formule (37). En effet ils ont été modifiés par les résultats pratiques dans nos conditions de service.

D.1.7. Moments d'inertie

Les moments d'inertie des éléments tournants doivent faire partie de toute analyse des pertes énergétiques d'une unité de transports. Les principaux sont ceux des pneumatiques avec les roues, du système propulsif et du moteur.

D.1.7.1. Moment d'inertie d'un pneu avec sa roue J_r (daN·m·s²)

Dans le rapport RT-53 on donne la formule empirique approximative (18) pour le calcul du moment d'inertie d'une roue. Cette formule a été vérifiée par l'investigation donnée dans l'annexe basée sur la solution établie par R.F. Gonsalves du département de la recherche de Canadien Pacifique. Comme il est indiqué dans l'annexe (J.0), la concordance entre le résultat expérimental ($J_r = 2.12$ daN·m·s²) et le résultat obtenu par la formule empirique ($J_r = 2.13$ daN·m·s²) est très bonne.

D.1.7.2. Moment d'inertie de tous les pneus avec les roues $J_{\Sigma r}$ (daN·m·s²)

Ce moment est établi en multipliant le moment d'un pneu avec sa roue par le nombre total de pneus.

D.1.7.3. Moment d'inertie du système de transmission de puissance J_{sp} (daN·m·s²)

Le moment d'inertie du système de transmission de puissance a été mesuré pour un camion surélevée, avec les roues et sans les roues. Les résultats sans les roues allaient de 0.85 à 1.00 daN·m·s², ce qui représente environ 5% du moment d'inertie de toutes les roues tractrices ($8 \times 2.13 = 17.04$ daN·m·s²) et la comparaison avec le facteur empirique couramment accepté (formule 21 du rapport RT-53) est très favorable.

D.1.8. Coefficient de résistance de l'air C_{FRA}

D'après la théorie aérodynamique on sait que la force de résistance frontale d'un véhicule en marche est égale à:

$$F_{RA} = C_{FRA} \cdot P_d \cdot S \quad (12)$$

où: - F_{RA} est la force de résistance frontale d'un véhicule en marche en daN

- C_{FRA} est le coefficient de résistance de l'air

- P_d est la pression dynamique sur la surface frontale en daN/m²

- S est la surface frontale maximale en m²

Pour tenir compte de l'influence des nombres de Mach (Ma) et de Reynolds (Re) sur le coefficient C_{FRA} , l'équation (8) est écrite comme suit:

$$F_{RA} = C_{FRA} \cdot \frac{\rho \cdot v_{AIR}^2}{2} \cdot S \quad (13)$$

- où: - ρ coefficient de la masse dynamique en $daN \cdot s^2/m^4$
 - v_{AIR} vitesse de l'air, m/s

Examinons l'influence de la masse volumétrique sur la force de résistance frontale de l'air. Étant donné que:

$$\gamma = \frac{10\,333 \cdot p}{760 \cdot RT} \quad (14)$$

ou:

$$\gamma = g \cdot \rho \approx 13,6 \frac{p}{RT} \quad (15)$$

- où: - γ masse volumique de l'air, kg/m^3
 - R constante molaire des gaz
 - T température absolue en $^{\circ}K$
 - g accélération terrestre, m/s^2
 - p pression atmosphérique, daN/m^2

On peut, à partir des équations (14) et (15), déterminer l'influence de la température ambiante sur le coefficient ρ .

Cette influence est illustrée sur la figure 5, où on voit que le coefficient de la masse dynamique de l'air augmente de 1.25 pour la gamme de températures ambiantes de $80^{\circ}C$ rencontrées au centre et à l'est du Canada. Pour cette même gamme de températures avec $288^{\circ}K$ ($15^{\circ}C$) comme température de référence, la résistance de l'air est de 20% supérieure à $-40^{\circ}C$ et 5% inférieure à $+40^{\circ}C$.

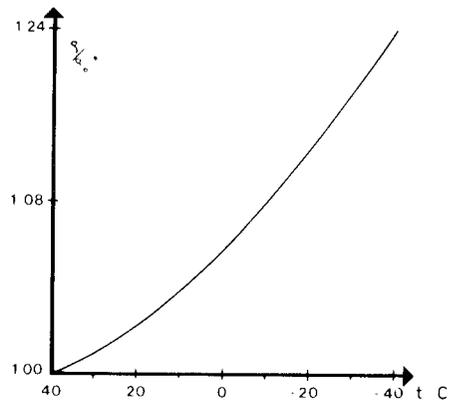


Fig. 5. Influence de la temp. ambiante sur le coefficient $\rho (\rho/\rho_0)$.

* ρ_0 = est le coefficient de la masse dynamique de l'air en $daN \cdot s^2/m^4$ aux conditions atmosphériques suivantes (ρ_0 est égal à $0.125 daN \cdot s^2/m^4$):
 p_0 (pression barométrique) = $10\,132,48 daN/m^2$
 T_0 (température ambiante) = $288^{\circ}K$

Le coefficient de résistance K, dont la procédure de détermination fut étudiée dans le rapport RT-53, est égal à:

$$C_{FRA} = \frac{2 \cdot K}{\rho} \quad (16)$$

d'où on peut trouver C_{FRA} pour un ρ déterminé à partir des conditions atmosphériques. En termes pratiques, 30% de différence de résistance de l'air représentent, à 60 km/h, environ 10 ch de différence ou en consommation, environ 0.70 kg/h.

D.1.9. Coefficient de résistance au roulement f_{RR}

La résistance au roulement est affectée par le profil horizontal et vertical de la route, l'uniformité de sa surface et sa déformation sous charge. Elle est également influencée par quelques caractéristiques de conception du véhicule telles que: l'angle de carrossage des roues directrices avant, l'angle de dérive latérale des roues avant, la vibration du système de suspension (pneus et ressorts) en réaction aux inégalités de surface de la route. Enfin, le couple appliqué aux roues tractrices est un facteur important. L'Institut entend étudier chacune de ces variables par la méthodologie développée dans les équations ci-après.

Le coefficient f_{RR} dans sa forme complète peut être écrit de la manière suivante:

(17)

$$f_{RR} = [(f_{OR} + \Delta f_{v_r})^* + \Delta f_M + \Delta f_{\delta} + \Delta f_C + \Delta f_{SD} + \Delta f_{SC} + \Delta f_{ir}] \cdot \cos \alpha + \sin \alpha$$

où: - α est l'angle en degrés de la pente verticale de la route.

- f_{OR} est le coefficient de résistance au roulement aux basses vitesses ($\frac{P_{f_{\Sigma}}}{G_T} = f_{OR}$).

- Δf_{v_r} est l'addition au coefficient f_{OR} due à l'augmentation de la vitesse sur route ($\Delta f_{v_r} = \frac{k \cdot v_r^2}{G_T}$).

- Δf_M est l'addition au coefficient f_{OR} due à l'application du couple aux roues motrices. Cette addition est calculée par la formule suivante:

$$\Delta f_M = \frac{F_{TR} \cdot (r_{CD}^{\circ} - r_{CD}^T)}{G_T \cdot r_{CD}^{\circ}} \quad (18)$$

* Ce coefficient est égal à $\frac{P_{f_{\Sigma}}^{\circ} + k \cdot v_r^2}{G_T}$ dans le rapport RT-53.

Avec les symboles ISO qui seront utilisés dans ce rapport ainsi que

les rapports futurs $\frac{P_{f_{\Sigma}}^{\circ}}{G_T} = f_{OR}$; et $\frac{k \cdot v_r^2}{G_T} = \Delta f_{v_r}$

où: - F_{TR} est la force de résistance totale au roulement des pneus tracteurs au sol (y compris la résistance de l'air et la résistance au roulement) en daN

La force F_{TR} et la masse totale du véhicule G_T ont été déterminées par des essais sur le terrain, et les rayons sont calculés par les équations (10) et (11).

- Δf_C est l'addition au coefficient f_{OR} due à la résistance provoquée par l'angle de carrossage des roues avant (directrices) $\Delta f_C = C_{CR} \cdot \beta$ où β est l'angle de carrossage et C_{CR} est le coefficient de résistance dû à l'angle de carrossage.

- Δf_δ est l'addition au coefficient f_{OR} due à la résistance provoquée par l'angle de dérive latérale des roues avant (directrices). En effet $\Delta f_\delta = C_{DL} (\beta \cdot \delta + \delta^2)$, où δ est l'angle de dérive et C_{DL} est le coefficient de résistance dû à la dérive latérale.

Cette addition au coefficient f_{OR} pourra être étudiée lors des essais du "cycle de travail" d'un véhicule routier.

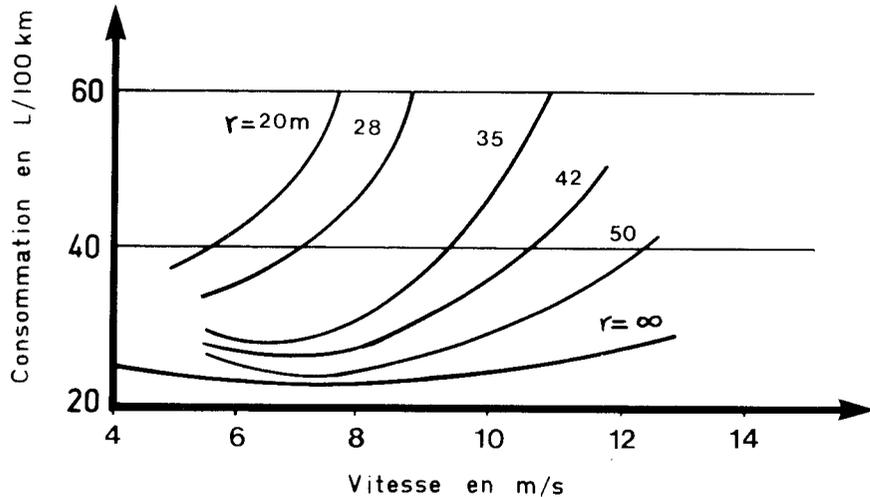


Figure 6. Influence des rayons des virages des routes sur la consommation de carburant.

La figure 6 illustre l'importance des courbures de la route sur la consommation de carburant. Comme on peut le voir, la consommation --et par conséquent le coefficient-- peut tripler entre une ligne droite et une courbure prononcée.

- Δf_{SD} est l'addition au coefficient f_{OR} de la partie de résistance provoquée par la déformation du sol. En effet Δf_{SD} peut être déterminé par la formule empirique suivante:

$$\Delta f_{SD} = \frac{0,12}{C_{SD}} + 0,05 \quad (19)$$

où: - C_{SD} est le coefficient dû à la résistance de déformation du sol. Il sera étudié lors de nos études futures sur le sol déformable au moyen du cycle de travail.

- Δf_{SC} est l'addition au coefficient f_{OR} due aux vibrations de la suspension (comprenant les pneus et les ressorts) d'un véhicule routier. Cette composante du coefficient de résistance au roulement sera également étudiée lors des essais du cycle de travail.
- Δf_{ir} est l'addition au coefficient f_{OR} due aux irrégularités de la route. Cette addition est donnée par la relation suivante:

$$\Delta f_{ir} = C_{TR} \cdot d_{ir} \cdot v_r^2 \cdot 10^{-9} \quad (20)$$

- où: - C_{TR} est le coefficient du train de roulement (normalement 5,5 pour les camions).
- d_{ir} est la dispersion de la surface de la route en cm/km.
 - v_r est la vitesse sur route en m/s

L'examen de tous ces coefficients et autres facteurs pourra faire partie de nos études futures. Chaque étude de nos conditions d'utilisation représente une possibilité d'améliorer le milieu de travail et par conséquent de réduire la consommation d'énergie, d'augmenter la durabilité des machines et les performances sur route.

D.2. FORCE DE TRACTION F_T EN (daN)

L'effort de traction disponible pour déplacer un véhicule de transport à la vitesse choisie dépend de la force disponible à la sortie du moteur multipliée par les rapports de la transmission et des essieux arrière, et diminuée des pertes du système propulsif.

Pour que le véhicule se déplace sur la route, l'effort de traction doit surmonter toutes ces résistances. La figure 7 schématise ce qui se passe lorsque le couple à la sortie du moteur, multiplié par les rapports de la transmission et de l'essieu arrière, moins les pertes du système propulsif est appliqué à une roue tractrice.

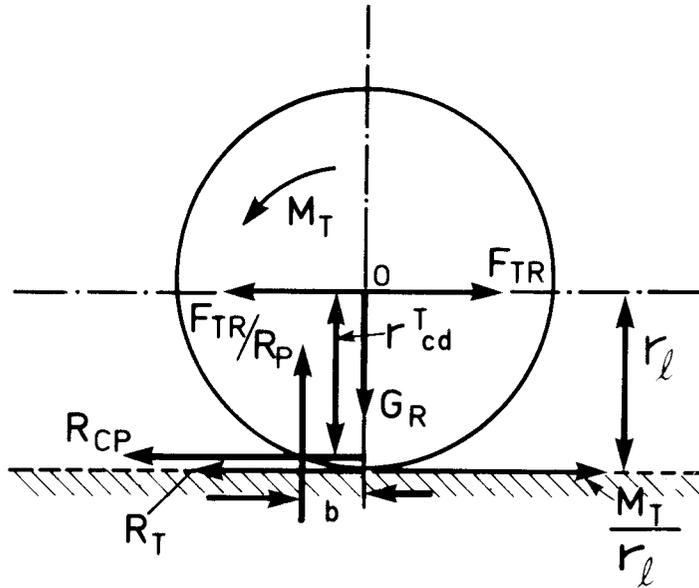


Figure 7. Équilibre au sol d'une roue tractrice.

La réaction tangentielle est donnée par la relation:

$$R_T = \frac{M_T}{r_\ell} - F_{TR} \quad (21)$$

et:

$$R_{CP} = \frac{M_T}{r_{CD}} - F_{TR} \quad (22)$$

- où:
- R_T est la réaction au sol en daN.
 - M_T est le moment de rotation des roues en daN·m
 - r_ℓ est le rayon libre des pneus en m
 - r_{CD} est le rayon dynamique des pneus (avec le couple appliqué), m
 - F_{TR} est la force de résistance totale au roulement en daN (traction sans dérapage).
 - R_{CP} est la réaction au sol avec le couple appliqué, daN
 - b est le bras de levier du moment résistant, m

L'expression M_T/r_ℓ représente la force circonférentielle agissant sur les pneumatiques des roues motrices sans glissement à l'endroit du contact au sol, alors que M_T/r_{CD} est la force circonférentielle modifiée par la déformation du rayon provenant de l'application du couple aux roues.

On sait que le moment rotatif sur les roues motrices est égal à :

$$M_T = M_M \cdot i_{TR} \cdot i_{EA} \cdot \eta_{SP} \quad (23)$$

- où :
- M_M est le moment à la sortie du moteur en daN·m
 - i_{TR} est le rapport de la transmission.
 - i_{EA} est le rapport de l'essieu arrière.
 - η_{SP} est le rendement global du système propulsif.

Le moment rotatif du moteur M_M est une variable qui dépend de la position de la pédale d'accélérateur du moteur (choisie par le chauffeur) d'après son jugement pour obtenir le fonctionnement désiré du camion. Sur la figure 8 on donne deux situations où le chauffeur choisit son couple pour satisfaire à la nécessité du service.

Au point A la dépression de la pédale est de 10° pour maintenir la vitesse v_r' avec un moment résistant de $(M_{RT}^r)'$. Au point B l'angle est de 30° pour satisfaire la demande au moment $(M_{RT}^r)''$ à la vitesse v_r'' .

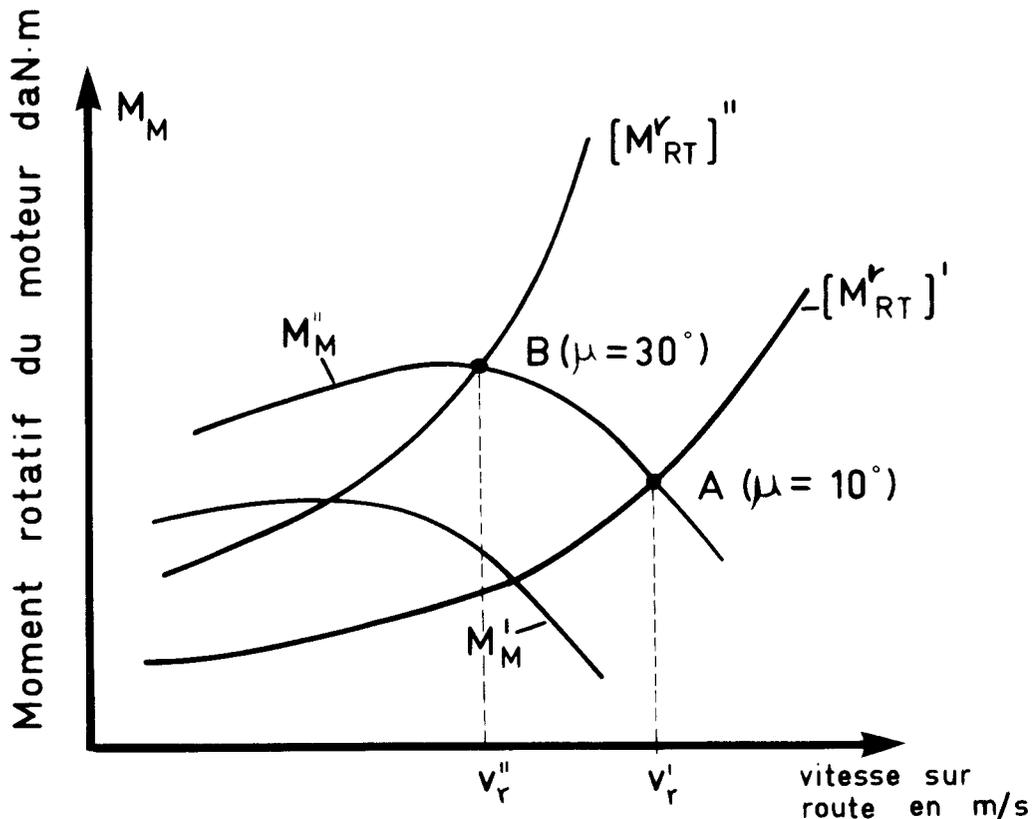


Figure 8. Exemple d'utilisation pratique du couple d'un moteur.

Cela montre clairement la liaison entre l'homme (chauffeur), la machine et la route. En mesurant la déviation de la pédale d'accélérateur par rapport à sa position initiale, le couple du moteur pour une vitesse donnée, connaissant le rapport de la transmission et le rapport de l'essieu arrière, et finalement les pertes du système propulsif, on peut au moment voulu opposer cet équilibre aux conditions d'utilisations réelles d'un véhicule routier.

Le moment M_M est mesuré à une vitesse variable du moteur et est composé du moment M_{MC} correspondant à ce même régime mais stable, plus la force d'inertie, c'est-à-dire:

$$M_M = M_{MC} + J_M \cdot \frac{d\omega_A}{dt} \quad (24)$$

- où: - M_M est le moment rotatif du moteur en $\text{daN}\cdot\text{m}$ à un régime variable (décélération ou accélération).
- M_{MC} est le moment rotatif du moteur en $\text{daN}\cdot\text{m}$ à un régime stable.
- J_M est le moment d'inertie total du moteur (en y incluant le volant du moteur) en $\text{daN}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$.
- ω_A est la vitesse angulaire du moteur en s^{-1} ($n\cdot\pi/30$).
- t est le temps en s

Ce moment M_M doit être transmis aux roues motrices. Il doit, en outre, être multiplié par le rapport de la transmission, puis par le rapport de l'essieu arrière. D'autre part, il est diminué des pertes dues au frottement et au brassage de l'huile dans le système propulsif, il doit par conséquent être multiplié par le coefficient de rendement du système propulsif. Pour obtenir la force de traction sur les roues motrices, il doit, de plus, être divisé par le rayon dynamique. L'équation suivante exprime cette transformation:

$$F_T = (M_{MC} + J_M \cdot \frac{d\omega_A}{dt}) \cdot \frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}} \cdot \eta_{SP} \quad (25)$$

- où: - F_T est la force aux roues motrices
- i_{TR} est le rapport de la transmission
- i_{EA} est le rapport de l'essieu arrière
- η_{SP} est le coefficient de rendement du système propulsif

Au cas où il n'y a pas de glissement des pneumatiques au sol, la vitesse angulaire du moteur peut s'écrire:

$$\omega_A = \frac{v_r}{r_{CD}} \cdot i_{TR} \cdot i_{EA} \quad (26)$$

et enfin la force totale aux roues motrices nécessaire pour déplacer le véhicule au régime choisi est donnée par la force nécessaire pour le déplacer à un régime constant, plus ou moins le moment d'inertie du moteur et du système propulsif, selon que le moteur accélère ou décélère à ce moment. Ainsi:

$$F_T = F_{TS}(v_r) \pm J_M \left(\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}} \right)^2 \cdot \eta_{SP} \cdot \frac{dv_r}{dt} \quad (27)$$

où: - F_{TS} est la force aux roues motrices à un régime constant, en effet elle est égale à:

$$F_{TS} = M_{MC} \frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}} \cdot \eta_{SP} \quad (28)$$

Dans le cas d'une accélération du moteur le signe utilisé est "-" et dans le cas de décélération le signe est "+".

La valeur maximum de la force de traction F_{TM} est limitée par le glissement des pneumatiques au sol. La force d'adhérence au sol F_{AS} est égale à:

$$F_{AS} = R_G \cdot \phi \quad (29)$$

où: - R_G est la réaction au sol due au poids sur la roue en daN
 - ϕ est le coefficient d'adhérence du pneu au sol.

Bien entendu la force F_{TM} doit être inférieure ou égale à la force F_{AS} , sinon le glissement apparaîtra, c'est-à-dire:

$$F_T \leq R_G \cdot (\phi + f_{RR}) \quad (30)$$

Si on a $F_T > R_G \cdot (\phi + f_{RR})$, correspondant aux conditions de glissement, on développera aux roues, seulement la portion de la traction correspondante à la force de résistance totale au sol, plus la force d'adhérence. L'excédent de force appliqué servira à faire patiner les roues.

D.2.1. Forces résistantes dues au système propulsif et aux frottements dans les roulements des roues

Les forces de résistance du système propulsif dépendent de plusieurs facteurs comme :

- couple transmis
- vitesse
- températures des huiles
- sortes d'huiles
- dessin des éléments, etc.

D'après les résultats donnés plus loin la variation de ces résistances, en fonction de la vitesse, est linéaire et par conséquent :

$$F_{SP} = F_{SM} (1 - \eta_{FR}) + F_{BH} \quad (31)$$

ou :

$$F_{SP} = F_{SM} (1 - \eta_{SP}) \quad (32)$$

- où :
- F_{SP} est la force résistante du système de transmission de puissance en daN
 - F_{SM} est la force à la sortie du moteur en daN
 - η_{SP} est le rendement global du système de transmission de puissance
 - F_{BH} est la force de résistance due au brassage de l'huile
 - η_{FR} est le coefficient de rendement correspondant aux frottements dans le système propulsif

Dans la relation (31) le premier membre représente les pertes dues à la puissance transmise, et le deuxième les pertes dues au brassage de l'huile en daN.

Les forces résistantes dues aux frottements dans les roulements des roues non motrices peuvent être déterminées par la méthode dite "par inertie" décrite dans le rapport RT-53, en surélevant une roue et en déterminant la décélération j_r en m/s^2 . La relation donnant cette force est alors :

$$F_{rr} = \frac{Z_r \cdot J_R \cdot j_r}{r_{CD}^o} \quad (33)$$

- où :
- F_{rr} est la force de résistance dans les roulements de toutes les roues non motrices en daN
 - Z_r est le nombre de roues

- J_R est le moment d'inertie d'une roue en $\text{daN}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$
- j_r est la décélération de la roue en m/s^2
- r_{CD} est le rayon cinématique en m

D.2.2. Force de résistance au roulement, F_{RR}

La force de résistance au roulement F_{RR} dépend de la masse totale du véhicule et de la résistance au roulement du véhicule dans le milieu où il est utilisé. En général on peut écrire:

$$F_{RR} = G_T \cdot f_{RR} \quad (34)$$

où: - G_T est la masse totale de l'ensemble en kg.

En utilisant la relation (17) pour f_{RR} , on a:

$$(35)$$

$$F_{RR} = \{ [(f_{OR} + \Delta f_{v_r}) + \Delta f_M + \Delta f_\delta + \Delta f_\alpha + \Delta f_{SD} + \Delta f_{SC} + \Delta f_{ir}] \cos\alpha + \sin\alpha \} \cdot G_T$$

D.2.3. Force de résistance de l'air, F_{RA}

On la calcule d'après la formule (13) modifiée par l'équation (16):

$$F_{RA} = K \cdot v_{AIR}^2 \cdot S \quad (36)$$

D.2.4. Forces d'inertie, F_I

Les variables qui influencent les forces d'inertie sont la masse du véhicule et son accélération, selon la formule:

$$F_I = m_A \cdot j_A \quad (37)$$

- où: - m_A est la masse dynamique totale du véhicule chargé ($\frac{G_T}{g}$)
- j_A est l'accélération du véhicule, m/s^2

D.3. ÉQUATION DU CYCLE DE TRAVAIL D'UN VÉHICULE SUR LA ROUTE

Pour écrire l'équation générale d'un véhicule en mouvement, considérons l'effet des réactions attribuables aux forces externes sur un train routier (considéré à masse unique concentrée à son centre de gravité). Il faut tout d'abord déterminer l'effort de traction au sol. Pour cela l'équation (27) a été développée en D.2:

$$F_T = F_{TS}(v_r) \pm J_M \left(\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}^T} \right)^2 \cdot \eta_{SP} \cdot \frac{dv_r}{dt}$$

Plusieurs forces résistantes agissent contre la force de traction. Afin d'avoir un équilibre des forces de traction en un point quelconque de la route, la somme de toutes les forces est exprimée ainsi:

$$F_T^* + F_{RA} + F_I + F_{ir} + F_{RR} = 0 \quad (38)$$

où: - F_{RA} est la force de résistance de l'air en daN (voir les équations 13 et 16) et $F_{RA} = K \cdot S \cdot v_r^2$

- F_I est la force d'inertie (voir équation 37) et

$$F_I = m_A \cdot j_A \quad \text{et} \quad F_I = m_A \cdot \frac{dv_r}{dt}$$

- F_{RR} est la force de résistance au roulement et

$$F_{RR} = G_T (f_{RR} \cos \alpha \pm \sin \alpha)$$

- F_{ir} est la force d'inertie des roues et du système propulsif et

$$F_{ir} = \frac{(\sum J_R + J_{SP})}{(r_{CD}^T)^2} \cdot \frac{dv_r}{dt}$$

Le diagramme d'équilibre des forces de traction est illustré par la figure 9.

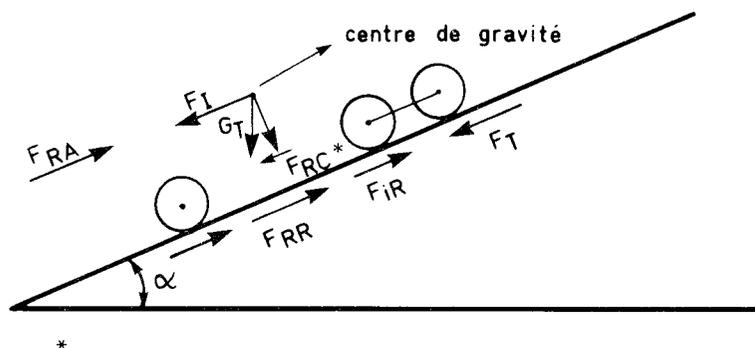


Figure 9. Diagramme d'équilibre des forces sur une route.

* Contrairement à la version anglaise de ce rapport, ici la force F_T tient compte des pertes du système de transmission de puissance.

L'équation 38 peut être écrite

$$F_{TS}(v_r) + J_M \left(\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}^T} \right)^2 \cdot \eta_{SP} \cdot \frac{dv_r}{dt} + K \cdot S \cdot v_r^2 + \frac{(\sum J_R + J_{SP})}{(r_{CD}^T)^2} \cdot \frac{dv_r}{dt} + m_A^* \cdot \frac{dv_r}{dt} + G_T (f_{RR} \cos \alpha \pm \sin \alpha) = 0 \quad (39)$$

et:

$$\left[m_A + J_M \cdot \left(\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}^T} \right)^2 \cdot \eta_{SP} + (\sum J_R + J_{SP}) \cdot (r_{CD}^T)^{-2} \right] \cdot \frac{dv_r}{dt} + K \cdot S \cdot v_r^2 + F_{TS}(v_r) + G_T \cdot (f_{RR} \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) = 0 \quad (40)$$

La portion de cette équation écrite entre crochets [] est égale à:

$$m_A + J_M \cdot \left(\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}^T} \right)^2 \cdot \eta_{SP} + (\sum J_R + J_{SP}) \cdot (r_{CD}^T)^{-2} = m_A \cdot \delta_A \quad (41)$$

et, en divisant le tout par m_A on obtient le coefficient suivant:

$$\delta_A = 1 + \frac{J_M}{m_A} \cdot \left(\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}^T} \right)^2 \cdot \eta_{SP} + \frac{(\sum J_R + J_{SP}) (r_{CD}^T)^{-2}}{m_A} \quad (42)$$

Le coefficient δ_A tient compte de toutes les masses rotatives du véhicule.

Dans l'équation (40), la partie entre crochets est remplacée par $m_A \delta_A$ et le tout est divisé par G_T ; l'expression qui comprend toutes les forces en équilibre d'un véhicule en mouvement à un moment donné devient

$$\frac{\delta_A}{g} \cdot \frac{dv_r}{dt} \pm \frac{F_{TS}(v_r) \pm K \cdot S \cdot v_r^2}{G_T} + \psi = 0 \quad (44)$$

Examinons quelques cas particulier qu'on trouve sur la route.

* ici $m_A = \frac{G_T}{g}$

1) Cas en traction

Dans ce cas la force de traction $F_{TS}(v_r) > 0$, et on a :

$$\frac{\delta_A}{g} \cdot \frac{dv_r}{dt} - \frac{F_{TS}(v_r) - K \cdot S \cdot v_r^2}{G_T} + \psi = 0 \quad (45)$$

2) Cas en roue libre

Dans ce cas la force de traction $F_{TS}(v_r) = 0$, et comme le moteur est séparé du système propulsif :

$$J_M \cdot \left(\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}} \right)^2 \cdot \eta_{SP} = 0$$

On a, tout d'abord :

$$\delta'_A = 1 + \frac{(\sum J_R + J_{SP}) \cdot g}{G_T (r_{CD}^T)^2} \quad (46)$$

et ensuite :

$$\frac{\delta'_A}{g} \cdot \frac{dv_r}{dt} + \frac{K \cdot S \cdot v_r^2 + F_{BH}^*}{G_T} + \psi = 0 \quad (47)$$

3) Cas de freinage

Dans ce cas on a deux possibilités :

a) Freinage avec le système de freinage seulement :

$$\frac{\delta'_A}{g} \cdot \frac{dv_r}{dt} + \frac{F_{FR}(v_r) + K \cdot S \cdot v_r^2}{G_T} + \psi = 0 \quad (48)$$

b) Freinage au moyen du moteur et du système de freinage principal.

$$\frac{\delta_A}{g} \cdot \frac{dv_r}{dt} + \frac{F_{FRM}(v_r) + K \cdot S \cdot v_r^2}{G_T} + \psi = 0 \quad (49)$$

* Cette force doit être ajoutée ici car on a plus la possibilité d'en tenir compte à travers le coefficient de rendement η_{SP}

où: la force de freinage $F_{FRM}(v_r) = F_{FR}(v_r) + M_{FRM} \cdot \frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r_{CD}} \cdot \eta_{SP}$

F_{FR} étant la force de freinage en daN

M_{FRM} étant le moment de freinage avec le moteur en daN

4) Cas de croisière

Le véhicule routier peut en outre se trouver dans trois différentes conditions:

- accélération $dv_r/dt > 0$
- vitesse constante $dv_r/dt = 0$
- décélération $dv_r/dt < 0$

Pourquoi ces équations ont-elles été élaborées et comprises dans le présent rapport? Le but du programme de l'Institut est d'améliorer le rendement des opérations de transport forestier. L'étude de ces équations permet d'identifier les variables les plus importantes qui peuvent être modifiées pour produire un effet positif ou négatif sur les coûts du transport. Ces variables comprennent notamment:

- rapport moyen de transmission (déterminé en spécifiant le rapport de transmission, en sélectionnant la taille du moteur et le comportement du chauffeur);
- rapport de l'essieu arrière (durant la spécification du camion);
- pertes dans la transmission et l'essieu arrière dues au brassage de l'huile (viscosité et température des huiles en utilisation) et au frottement mécanique (choix de l'huile, dessin des engrenages et couple transmis);
- Gonflement et taille des pneumatiques;
- route - courbures
 - rampes
 - surface;
- importance de la charge;
- vitesse sur route moyenne (déterminer par le comportement du chauffeur, résistance au roulement et charge pour un camion de transport donné);
- résistance à l'air (configuration et charge du véhicule).

Si nous pouvons établir les facteurs qui influencent la relation chauffeur-véhicule-opération (et leur ampleur), ces équations, qui représentent des situations types, peuvent servir à l'analyse de la performance du véhicule et du chauffeur en un point donné de la route. De plus on acquérera une connaissance qui pourra servir à spécifier des unités de transport plus efficaces pour les conditions existantes lors de la sélection des unités de remplacement.

E. EXEMPLE DES BILANS ÉNERGÉTIQUES D'UN VÉHICULE SUR ROUTE

Les figures 10-12 données ici représentent 3 bilans énergétiques avec le même véhicule, approximativement la même masse de 60 000 kg à une vitesse constante de 56 km/h, mais sur des routes de différentes surfaces et, pour l'essai d'hiver, à une température différente.

Tout d'abord la figure 10 donne les résultats obtenus sur une route goudronnée pendant l'été par une température ambiante +32°C. Le même camion a été essayé sur une route sèche et dure en gravier à la même température (fig. 11). Ce même camion a été essayé pendant l'hiver sur une route en neige et glace ayant la surface dure et lisse (fig. 12) à une température ambiante de -32°C.

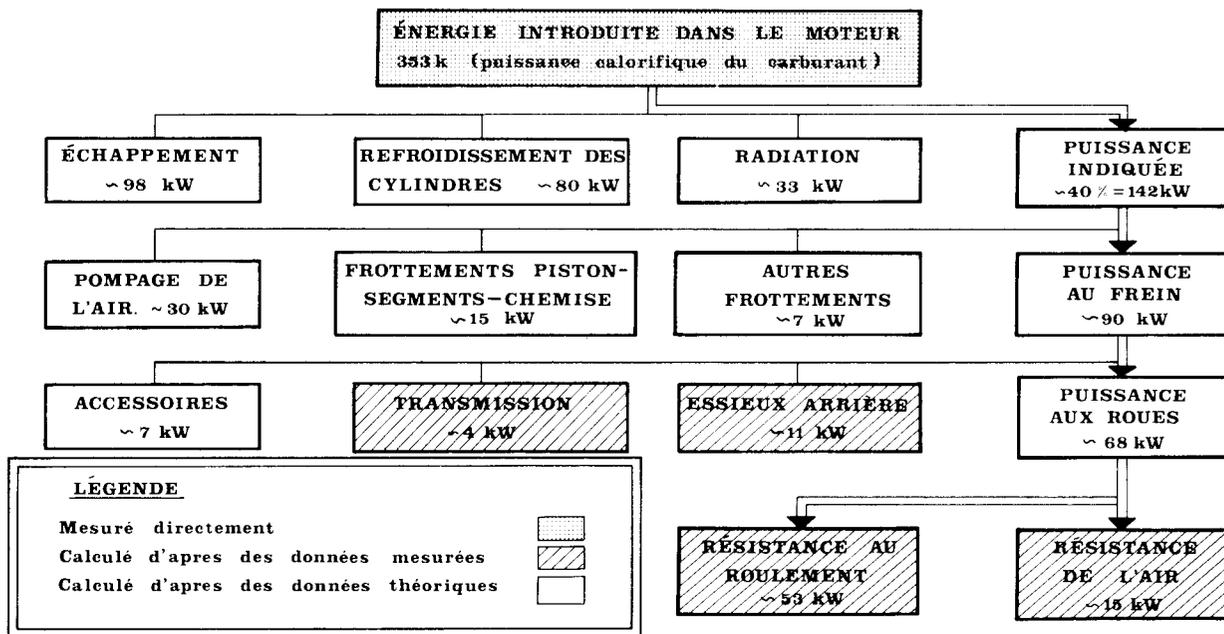


Figure 10. Bilan énergétique d'un camion sur une route goudronnée.

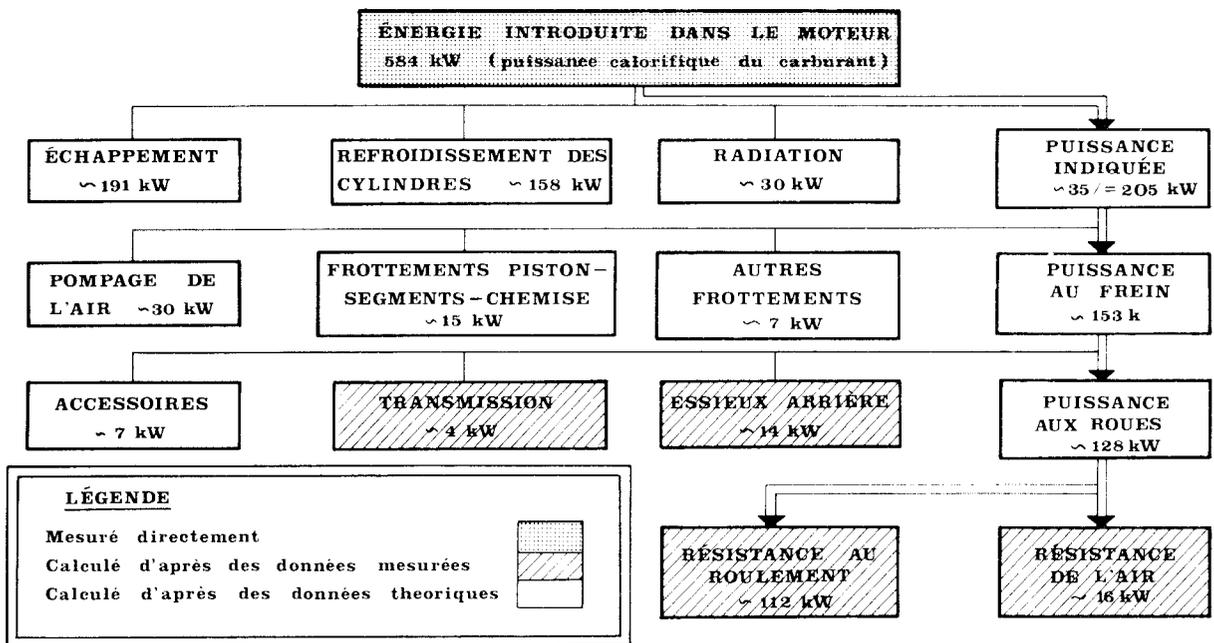


Figure 11. Bilan énergétique d'un camion sur une route de gravier (été).

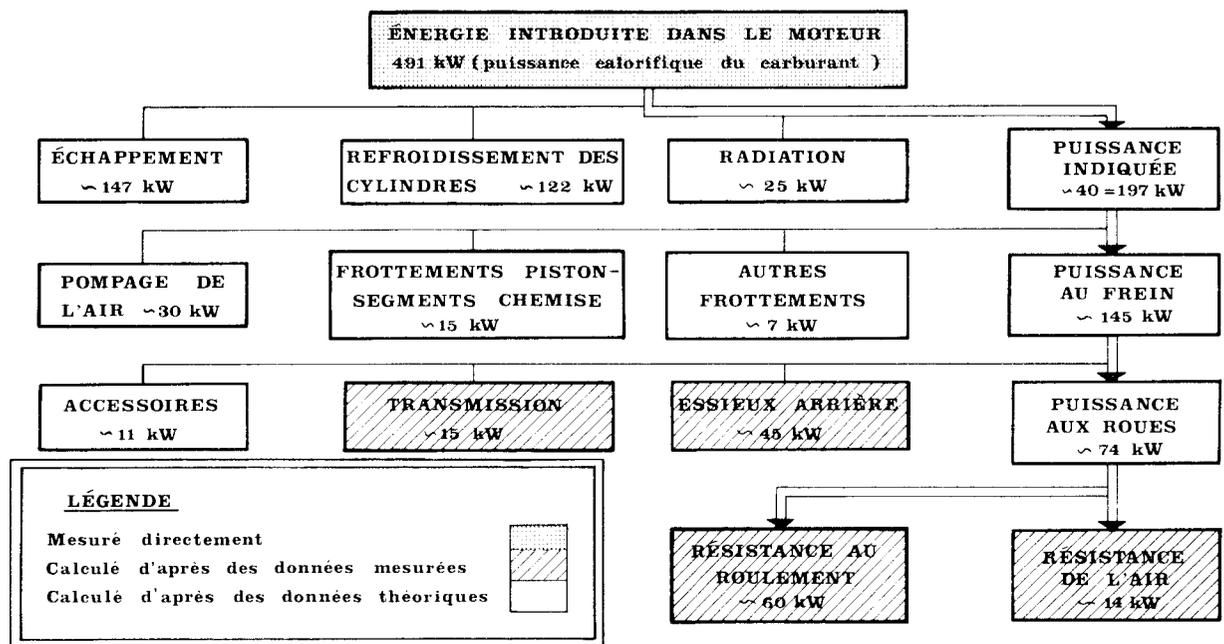


Figure 12. Bilan énergétique d'un camion sur une route de gravier enneigée et glacée.

Un examen rapide démontre qu'en été, la dépense d'énergie sur une route en gravier est considérablement plus élevée que sur une route en goudron. En hiver, la résistance au roulement de la surface dure, lisse et glacée de la route en gravier s'est approchée de celle de la route goudronnée en été. Cependant l'économie d'énergie a été absorbée par des pertes beaucoup plus élevées dans le système de transmission de puissance à cause de l'effet des plus basses températures des huiles (viscosités des huiles plus élevées).

Par conséquent ce genre d'étude (cycle de travail ou bilan énergétique) permettra de dégager non seulement les facteurs qui agissent sur la consommation d'énergie et la performance mais également, en répétant plusieurs fois ce genre d'investigation et en variant certains facteurs, d'optimiser les composantes de nos opérations.

F. QUELQUES CONSIDÉRATIONS SUR LA THÉORIE DE GRAISSAGE DES ÉLÉMENTS DE MACHINES ET RÉSULTATS DES ESSAIS CONCERNANT LES PERTES ÉNERGÉTIQUES DU SYSTÈME PROPULSIF

F.0. QUELQUES CONSIDÉRATIONS SUR LA THÉORIE DE GRAISSAGE DES ÉLÉMENTS DE MACHINES

Les résultats exposés plus bas concernent les pertes énergétiques dues aux problèmes de lubrification du système de transmission de puissance des camions routiers.

Ces pertes énergétiques ont deux causes, le brassage de l'huile et les frottements mécaniques internes.

a) Brassage de l'huile

- Il est bien connu que les pertes par brassage dépendent beaucoup de la viscosité de l'huile à la température donnée (voir plus loin les résultats).
- Les pertes par brassage dépendent également de la vitesse de rotation du système de transmission de puissance.

b) Frottements mécaniques internes

- Les frottements mécaniques internes dépendent de la viscosité des huiles. Certains travaux démontrent que les pertes diminuent avec la réduction de la viscosité (dans un régime hydrodynamique).
- Ils diminuent avec l'augmentation de la température, cependant il peut y avoir un point, fonction du couple transmis, au-delà duquel les frottements mécaniques peuvent augmenter.
- Ils dépendent du genre d'huile utilisée et des divers additifs (additifs antigrippant, antifriction etc...).

F.1. RÉSULTATS DES ESSAIS CONCERNANT LES PERTES ÉNERGÉTIQUES DU SYSTÈME PROPULSIF

F.1.0. Vérification de la méthode et de l'exactitude d'établissement des forces résistantes et de la mesure des consommations

Comme cela a été exposé dans le rapport RT-53, les forces résistantes dues au brassage des huiles dans les transmissions et les essieux arrière $F_{BH}^{(1)}$ sont déterminées par la méthode dite "par inertie". Étant donné la complexité de la méthode et surtout les erreurs possibles dues soit aux instruments, soit à l'homme, une des premières tâches est de vérifier l'exactitude des résultats obtenus.

Pour ce faire, deux sortes d'instruments ont été utilisés⁽²⁾ dont les mesures, tout en étant fondamentalement différentes vu leur principe, évaluent les mêmes quantités à un facteur près. D'un côté on évalue les forces résistantes, de l'autre, la consommation énergétique correspondant à ces forces. Cela permet de comparer des résultats obtenus par des moyens tout à fait différents.

Le tableau 1 donne les résultats des mesures de consommations transformées en forces résistantes comparées aux forces résistantes calculées par la méthode dite "par inertie". Les différences varient en effet entre 0,1 et 2,9% avec une moyenne de 1,27%. Ces comparaisons montrent que l'exactitude aussi bien du système d'établissement des forces résistantes que des mesures de consommation est très bonne et qu'on peut s'y fier. Pour arriver à de tels résultats comparatifs, on a recouru à un système de mesure de consommation conçu par FERIC qui fonctionne par "pesée" et qui donne une précision allant jusqu'à 0,1 g⁽²⁾.

Une fois certain que le système d'études est fiable il s'agit de passer aux investigations des facteurs agissant sur les valeurs des forces résistantes provoquées par le brassage des huiles dans les transmissions et les essieux arrière.

F.1.1. Facteurs d'opération agissant sur les forces résistantes

F.1.1.0. Vitesse sur route d'un véhicule

Dans le rapport RT-53 il a été admis que les forces résistantes dues au brassage de l'huile se composent d'une force initiale existante aux vitesses proches de zéro et d'une addition augmentant linéairement avec la vitesse, c'est-à-dire:

$$F_{BH}^{(3)} = (F_{BH}^{(4)}) + a \cdot v_r \quad (50)$$

① Dans le rapport RT-53 cette force est désignée par P_{tp}°

② Voir la description dans l'annexe.

③ P_{tp}° dans le rapport RT-53.

④ P_{tp}° dans le rapport RT-53.

A) HUILE STANDARD

DATE DE L'ESSAI	NUMÉRO DE L'ESSAI	Rapports du système propulsif	Nombre de tours accumulés lors de la mesure	Rayon sous charge à la vitesse donnée	Coeff de réciprocité	CONSUMMATION MESURÉE A LA TEMP D'ESSAI			Q _{TA} ²	R _{cct} ³	Résistance calculée à partir des mesures par inertie	DIFFÉRENCE EN %
						TRANSM	ESSIEU AV - AR	ESSIEU AR - AR				
—	—	λ	n	m	—	C kg/h	C kg/h	C kg/h	kg/h	daN	daN	%
1 mars 1983	18	5,9	3600	0,532	0,0000032829	70 0,39	60 0,53	56,4 0,39	1,31	41,00	41,83	—
-II-	2	II	II	II	II	52,7 0,51	61,1 0,53	11,6 1,32	2,36	73,81	74,17	0,5
-II-	11	II	II	II	II	71,6 0,39	62,5 0,51	40,6 0,55	1,45	45,36	45,42	0,1
-II-	14	II	II	II	II	67 0,41	59,4 0,54	47,5 0,47	1,42	44,42	45,66	2,7
-II-	7	-II-	-II-	-II-	-II-	60,8 0,45	59,7 0,54	26,5 0,81	1,80	56,30	56,84	1

B) HUILE SYNTHÉTIQUE A

15 mars 1983	8	5,9	3600	0,532	0,0000032829	74 0,27	73,5 0,45	8 1,05	1,73	54,11	53,60	1
--------------	---	-----	------	-------	--------------	------------	--------------	-----------	------	-------	-------	---

C) HUILE SYNTHÉTIQUE B

20 mars 1983	2	5,9	3600	0,532	0,0000032829	70,3 0,26	75,2 0,55	13 1,0	1,81	56,61	57,50	1,5
-II-	5	-II-	-II-	-II-	-II-	67,8 0,27	76,4 0,53	30,3 0,70	1,50	46,92	47,37	1
-II-	9	-II-	-II-	-II-	-II-	68,5 0,40	76 0,53	40 0,53	1,46	45,67	45,97	0,7
-II-	15	-I-	-II-	-II-	-II-	69,5 0,39	76,6 0,52	59,8 0,42	1,33	41,60	42,88	2,9

- ① Résistances et consommations sont données à 1800 tr/min
 ② Consommation totale comprenant la transmission et les deux essieux.
 ③ Résistance calculée à partir de la consommation totale

Tableau 1. Comparaison des pertes énergétiques dans la transmission et les essieux tracteurs d'un camion forestier, calculées d'après des mesures de consommation de carburant par rapport aux pertes calculées par la méthode par inertie (pour trois huiles lubrifiantes différentes).

où: - F_{BH}° est la force de résistance due au brassage de l'huile à des vitesses proches de zéro en daN.

- a est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dans le système de propulsion en fonction de l'augmentation de la vitesse, en daN·s/m

- v_r est la vitesse sur route en m/s.

Pour vérifier cette hypothèse, on a procédé à une série d'essais (sur un camion surélevé avec le moteur et le système propulsif ensemble), en variant la vitesse fictive sur route et en mesurant la consommation pour chaque vitesse. Ces consommations transformées en forces résistantes sont données sur la figure 13 en fonction de la vitesse sur route en m/s. Les résultats confirment entièrement l'hypothèse de la linéarité d'augmentation des forces résistantes dues au brassage des huiles. En outre ces essais ont été répétés deux fois, c'est-à-dire avec les roues arrière et sans les roues arrière. Sur la figure 13 on peut voir qu'il y a une très petite résistance due au brassage de l'air par les roues.

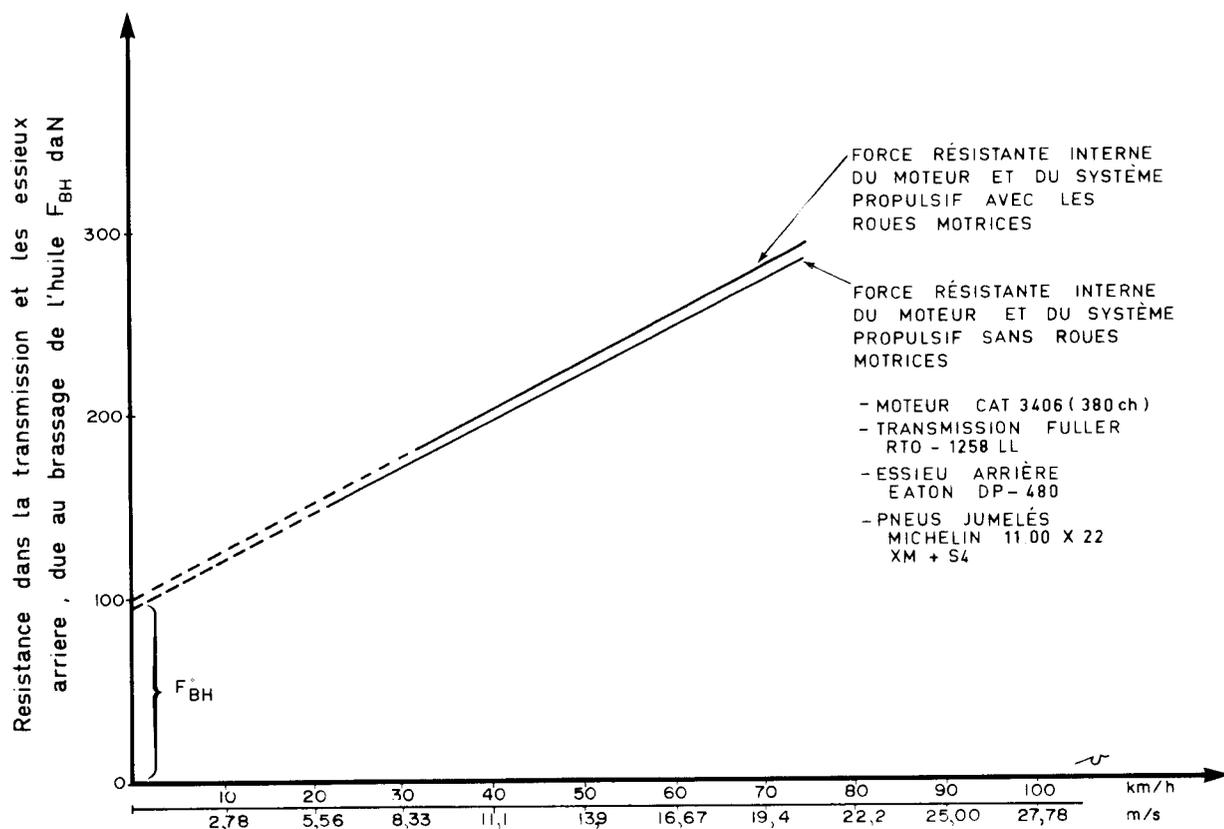


Figure 13. Diagramme des forces internes de résistance à la rotation du moteur et du système propulsif (camion surélevé).

F.1.1.1. Températures des huiles en °C

Une fois vérifiées l'exactitude des investigations et la linéarité d'augmentation des résistances en fonction de la vitesse sur route, on a examiné l'influence de la température sur les résistances dues au brassage des huiles. Étant donné qu'en opération il est impossible d'étudier l'influence des températures sur les résistances vu la disparité des conditions d'utilisation, on a été obligé de concevoir un système de préchauffage électrique et de chauffage avec l'eau de refroidissement du moteur*. Pour échanger la chaleur, des échangeurs spéciaux ont été utilisés avec des soupapes régulatrices contrôlées par thermostat, en imposant la température voulue de l'huile.

De cette manière, on a essayé d'abord la transmission seule, ensuite la transmission et l'essieu avant-arrière et enfin la transmission et les deux essieux. De cette manière on a pu, par déduction, établir dans quelle mesure les résistances (consommations) dépendent des températures par composante.

L'étendue des températures essayées allait de +10°C à +70°C. En trouvant mathématiquement les équations exactes qui représentent ces courbes, on a extrapolé les courbes de +10°C à -50°C et de +70°C à +80°C. De cette manière toutes les possibilités pouvant apparaître dans l'industrie forestière Canadienne ont été couvertes.

Huile standard

La figure 14 donne des consommations et des résistances dues au brassage de l'huile en fonction de la température des huiles séparément pour la transmission, l'essieu avant-arrière et l'essieu arrière-arrière. L'huile utilisée est dénommée "standard".

Le diagramme permet de faire les commentaires suivants:

- 1) Les résistances (consommations) aux basses températures sont extrêmement élevées. À -50°C la consommation totale des trois composantes additionnées avec l'huile standard est d'environ 24,75 kg/h (voir la fig. 15). Si l'on compare ce chiffre à la consommation maximale sur route avec 60,000 kg de masse brute totale et à 56 km/h, qui est d'environ 21 kg/h, on se rend compte quelle énorme dépense énergétique est nécessaire juste pour brasser l'huile dans la transmission et les essieux arrière à cette température.
- 2) La résistance de l'essieu avant-arrière est la plus élevée, vient ensuite la résistance de l'essieu arrière-arrière et enfin celle de la transmission.

* Voir la description dans l'annexe.

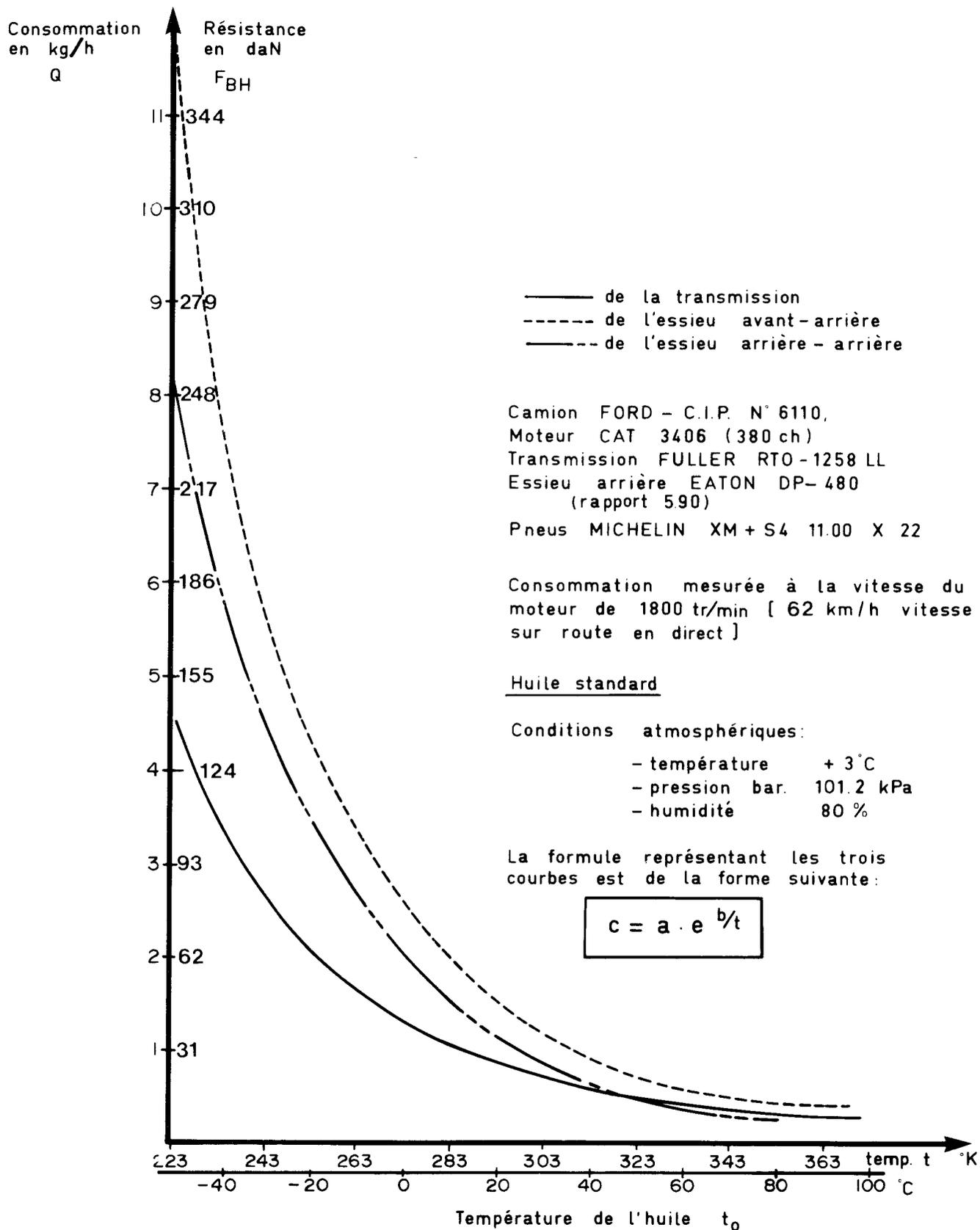


Figure 14. Diagramme de la consommation avec l'huile de référence.

- 3) Aux températures élevées, les résistances de l'huile de la transmission sont supérieures à celles de l'essieu arrière-arrière. Par contre, aux basses températures, les résistances de l'huile de l'essieu arrière-arrière sont considérablement plus élevées que celles de la transmission. Ce phénomène peut probablement être expliqué par le fait que l'huile perdant son film de graissage par la liquidité provoque une augmentation du frottement plus rapide dans la transmission que dans l'essieu. D'où on peut tirer la conclusion que les huiles de transmissions devraient être différentes de celles des essieux arrière, surtout en ce qui concerne leurs propriétés aux températures élevées.
- 4) Comme les températures moyennes d'opération pendant l'hiver sont d'environ 35°C et pendant l'été de 60°C, les différences respectives de résistances ou de consommation entre les températures ci-dessus et la température idéale d'environ 80°C, sont par rapport à la consommation moyenne totale sur route, qui est d'environ 21 kg/h (pour une vitesse moyenne de 56 km/h):

$$a) \text{ Diff. en \% hiver } (35^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}) = \frac{2,48-1,00}{21 \text{ kg/h}}$$

$$\underline{\text{Diff. en \% hiver } (35^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}) = 7,00\%}$$

$$b) \text{ Diff. en \% été } = \frac{1,62 - 1,35}{21}$$

$$\underline{\text{Diff. en \% été } (60^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}) = 1,29\%}$$

Ces chiffres témoignent de l'importance de la température des huiles du système de transmission de puissance sur les dépenses énergétiques, et par conséquent de la nécessité d'étudier un système de chauffage des huiles.

Les figures 16 et 17 représentent les abaques où on peut pour chaque composante séparément, trouver les forces de résistance ou les consommations, les additionner, et en fonction de la puissance à la sortie du moteur, trouver le rendement du système de transmission de puissance. Ces diagrammes sont basés sur une vitesse moyenne du moteur de 1800 tr/min. Bien entendu, pour une autre vitesse, les valeurs des résistances ou des consommations changeront.

L'industrie peut s'en servir en tant que documents de travail, et en connaissant les températures des huiles de la transmission, de l'essieu avant-arrière et de l'essieu arrière-arrière, trouver les pertes pour les trois huiles données par les figures précitées en divisant la consommation trouvée sur les figures 16 et 17 par la consommation totale en utilisation en kg/h. Des exemples d'utilisation de ces abaques sont donnés à la rubrique G.

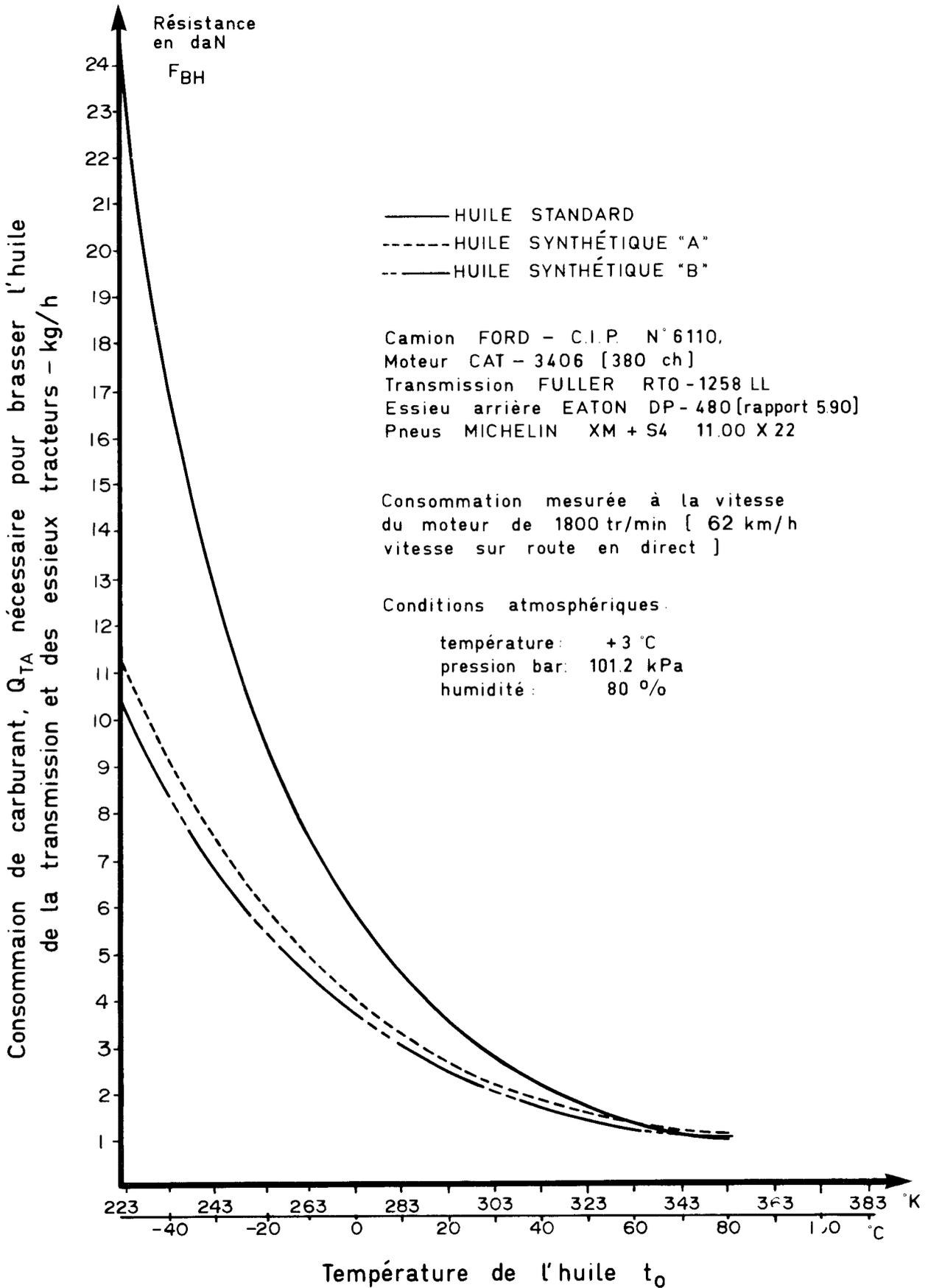


Figure 15. Diagramme de la consommation en fonction des températures des huiles (transmission et deux essieux ensemble). Comparaison des trois huiles d'essai.

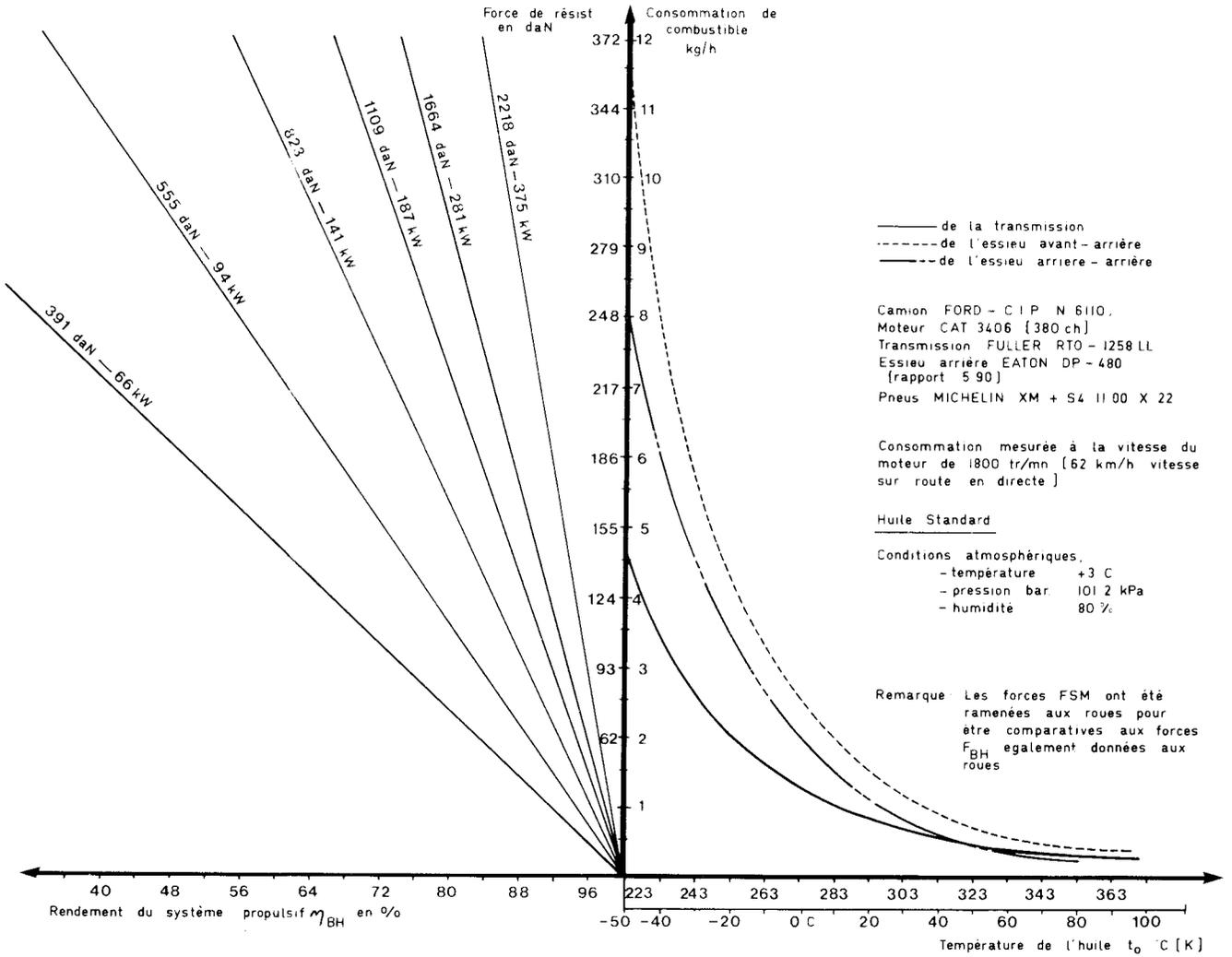


Figure 16. Établissement des coefficients de rendement du système de transmission de puissance.

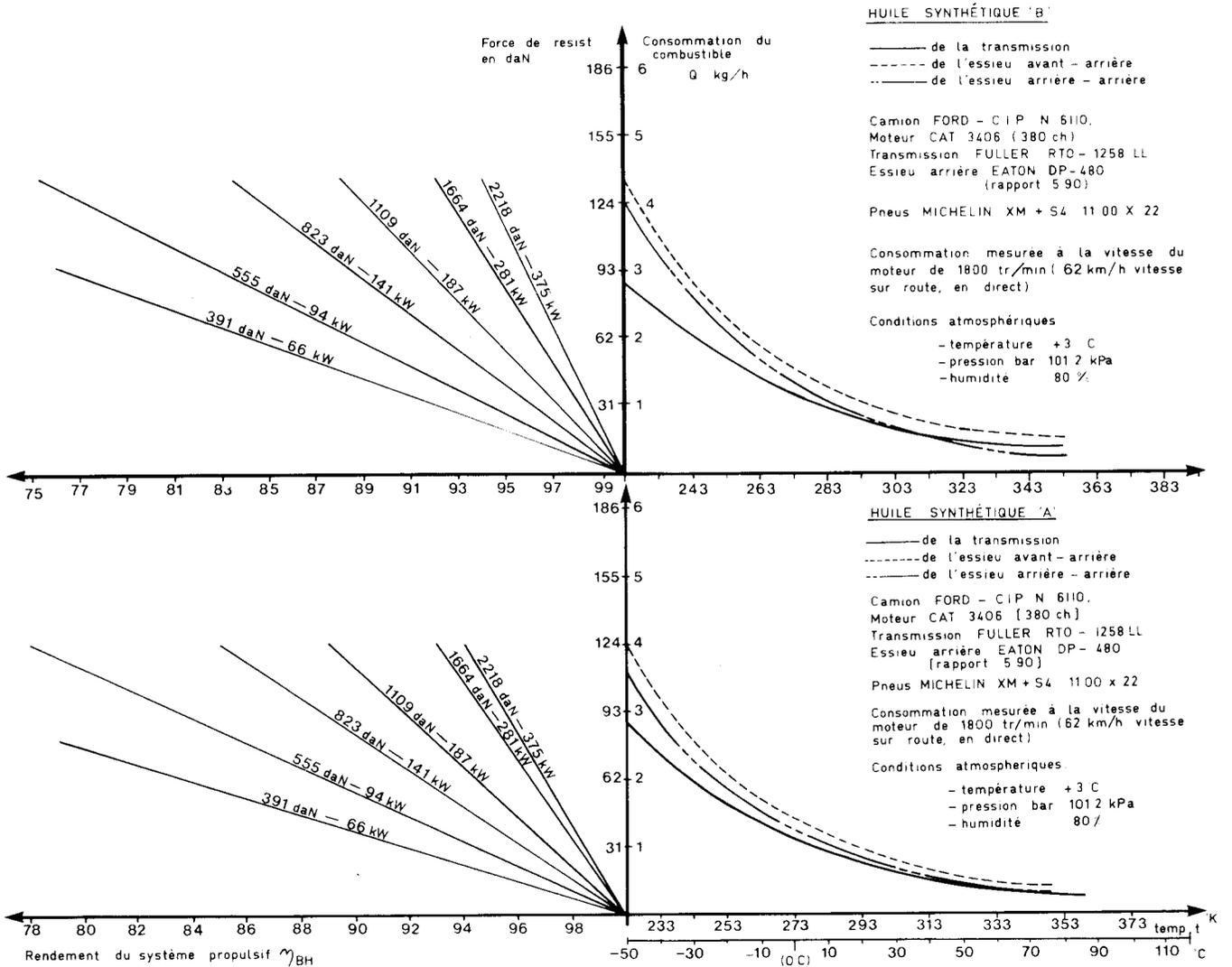


Figure 17. Établissement des coefficients de rendement du système de transmission de puissance en fonction de la température des huiles synthétiques 'A' et 'B'.

Huiles semi-synthétiques et synthétiques

Pour étudier l'influence des huiles de différentes origines on a procédé à des essais comparatifs des huiles suivantes:

- Standard
- Semi-synthétique "A"
- Semi-synthétique "B"
- Semi-synthétique "C"
- Synthétique "A"
- Synthétique "B"

La figure 18 donne les viscosités de certaines de ces huiles en échelle semi-logarithmique en fonction des températures de -40°C à 100°C . On y constate des différences de viscosités, en particulier aux températures normales de travail, ce qui bien entendu a une grande importance sur les résistances, et par conséquent sur les dépenses énergétiques.

La figure 17 donne (comme dans le cas de l'huile "standard") les résistances (consommations) en fonction des températures allant de -50°C à $+80^{\circ}\text{C}$. Les résultats sont semblables quoique avec un léger avantage pour l'huile "A". Cela est d'ailleurs visible sur les courbes de viscosité.

Ces deux diagrammes (figure 16 et 17) appellent les commentaires suivants:

- 1) Les résistances (consommations) dues au brassage sont considérablement moins élevées aux basses températures pour les huiles synthétiques et semi-synthétiques, que l'huile "standard".

Elle se confondent pratiquement au-delà de 70°C avec un léger avantage pour l'huile "standard" (voir la figure 15) bien que les huiles synthétiques aient des viscosités considérablement plus basses que les huiles standard à ces températures (voir figure 18). Le fait que les huiles de viscosités plus basses ne continuent pas à diminuer les résistances dans la transmission et les essieux tracteurs laisse supposer que le film de lubrification des huiles synthétiques peut être moins efficace aux températures élevées. Cela pourrait permettre une augmentation des forces de frottement mécaniques qui contrebalancerait largement toute réduction de la résistance due au brassage de l'huile que l'on peut attendre de la réduction de viscosité des huiles.

- 2) Si l'on compare les consommations obtenues avec l'huile "standard" aux consommations avec l'huile synthétique "A", on a (pour une consommation totale sur route de 21 kg/h et une vitesse moyenne de 56 km/h), d'après la figure 15 où les consommations représentent les totaux pour les trois composantes:

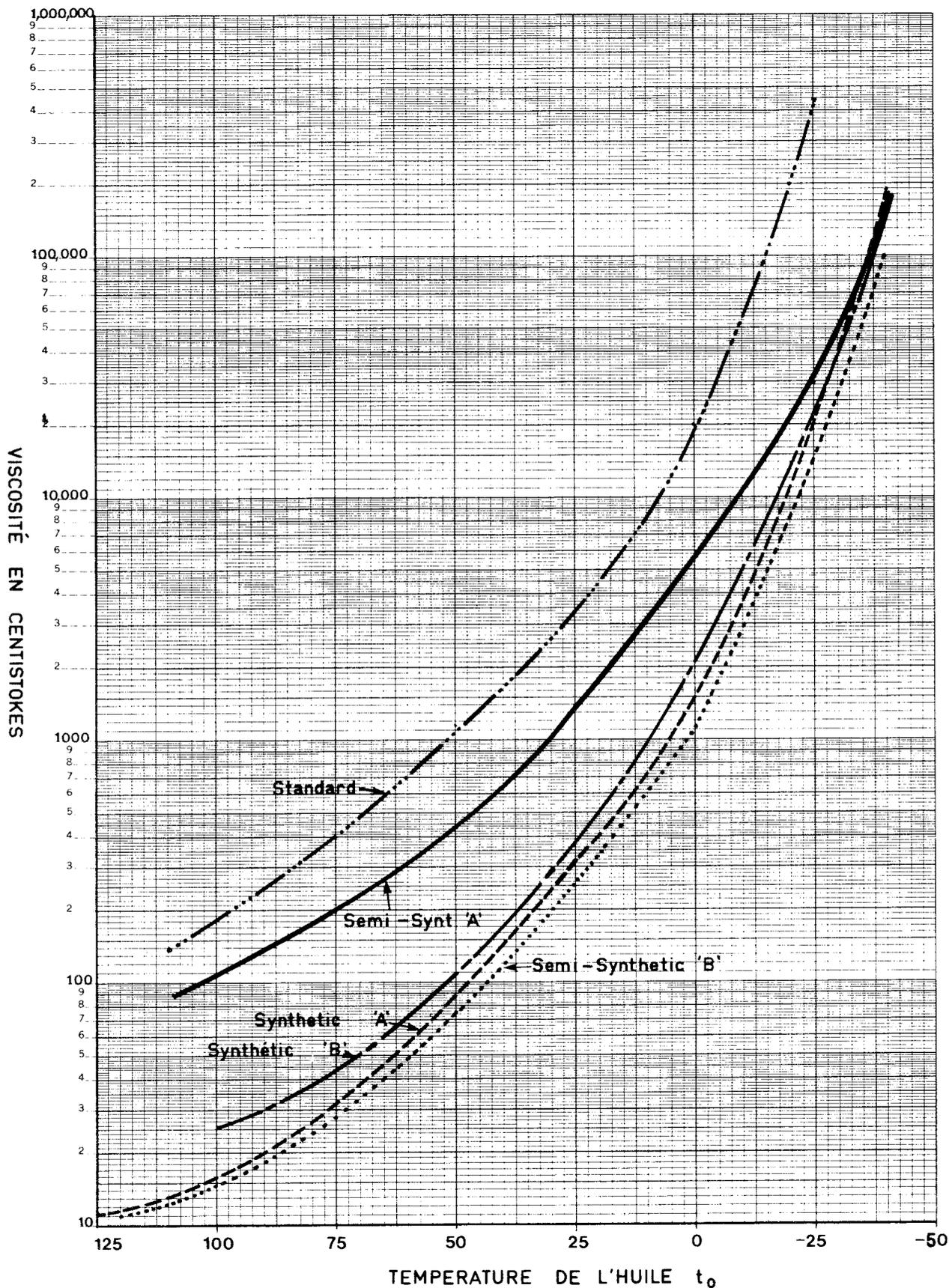


Figure 18. Viscosité cinématique ASTM D-445 centistokes en fonction de la température en °C.

- a) à 35°C (hiver)
- Consommation avec l'huile "standard": 2,76 kg/h
- Consommation avec l'huile Synthétique "A": 2,01 kg/h
différence hiver (35°C) = $\frac{2,76-2,01}{21}$
différence hiver (35°C) = 3,6%
- b) à 60°C (été)
- Consommation avec l'huile "standard": 1,50 kg/h
- Consommation avec l'huile Synthétique "A": 1,30 kg/h
différence été (60°C) = $\frac{1,50-1,30}{21}$
différence été (60°C) = 1%

La différence pendant l'hiver est également donnée sur le tableau 2 pour des consommations calculées à partir des résistances pour cinq huiles et la concordance des résultats est très bonne.

Si la différence de consommation de carburant entre l'huile synthétique "A" et l'huile standard trouvée lors de l'essai sur route avec l'application du couple est comparée pour ce qui est des pertes dues seulement au brassage de l'huile, aux mêmes températures (voir figure 15 où les relevés, à 60°C, sont de 1.50 et 1.30 kg/h pour l'huile standard et l'huile synthétique respectivement), les différences deviennent:

- a) Avec le couple appliqué (voir tableau 3)
différence = $\frac{7,19-6,93}{7,19} = 3,6\%$
- b) Sans le couple appliqué (brassage seulement)
différence = $\frac{1,50-1,30}{7,19} = 2,8\%$

La différence dans les propriétés de lubrification des deux huiles compte pour 0.8% dans la consommation de carburant.

- 3) La différence de consommation entre l'huile "standard" et l'huile semi-synthétique "A" est d'environ 3.6% avec la Transmission Spicer et l'essieu arrière Eaton DP-580 (tableau 2) aux températures suivantes pour les huiles:
- transmission 35°C
- essieu avant-arrière 30°C
- essieu arrière-arrière 30°C

D'autre part, la différence avec la transmission et l'essieu arrière Mack (tableau 4) est de 3.05%. L'écart de 0.55 entre ces deux résultats est attribuable à la conception des transmissions et des essieux arrière (cet écart est de 0.4% dans le tableau 5, provenant d'une autre série d'essais sur route, donc très semblable).

- CAMION: PACIFIC P-512 [N° 2724] chez Maclaren
- CAMION: FORD N° 6110 chez C.I.P. à Maniwaki
- MOTEUR: CAT 3406, 380 [400] BHP
- TRANSMISSIONS: SPICER 1420 - 3A dans le Pacific et FULLER RTO - 1258 LL dans le Ford
- ESSIEU: Dans tous les cas, EATON DP-480 [580] P

PÉRIODE	TEMPÉRATURES EN °C			TYPE D'HUILE	CONS EN kg/h	DIFFÉRENCE EN % ^①	DIFFÉRENCE DE CONS. ^②	OBSERVATIONS
	TRANSM.	ESSIEU AV-AR	ESSIEU AR-AR					
HIVER	35	30	30	Standard	2.76	+ 37	+ 36 %	moyenne de 30 essais
	35	30	30	Semi-Syn 'A'	2.03	+ ~1	négligeable	moyenne de 10 essais
	35	30	30	Semi-Syn 'B'	2.25	+ 12	+ 11 %	moyenne de 10 essais
	35	30	30	Synthétique 'A'	2.01	—	—	moyenne de 30 essais
	35	30	30	Synthétique 'B'	2.16	+ 7.50	+ 0.7 %	moyenne de 30 essais

- ① Consommations calculées à partir des résistances et ramenées aux mêmes températures par extrapolation.
- ② Différence dans la consommation totale de carburant basée sur l'huile Synthétique 'A'.
- ③ Différence par rapport à l'huile Synth. 'A'.

Tableau 2. Comparaison entre les consommations en kg/h dues aux pertes du brassage de différentes huiles dans les transmissions et les essieux arrière.

pression barométrique	degré hygrométrique	température ambiante	temp. de l'huile du moteur	température de l'eau du moteur	temp du carburant	temp de l'huile de transmission	temp de l'essieu AV-AR	temp de l'essieu AR-AR	nombre de tours du moteur	vitesse sur route	consommation sur route	différence en % du total	huile
kPa	%	C	C	C	C	°C	C	C	tr/min	km/h	kg/h	/	
100,6	57	+ 9	93	84	25	65	63	53	1586	12,50	7,19	+3,60 ^①	Standard
101,5	48	+ 8	96	86	23,50	64	65	54	1584	12,50	6,93	—	Synthét. 'A'

① Moyennes de 12 essais

Tableau 3. Comparaison des consommations sur route (en charge) entre l'huile de référence et l'huile synthétique "A" pure dans la transmission et les essieux arrière, toutes autres conditions étant très proches.

- Camion MACK N 6168 au Lac Ottawa (C.I.P.)

PÉRIODE	TEMPÉRATURES EN °C			TYPE D' HUILE	CONSUM. EN kg/h	DIFFÉRENCE DE CONSUM. EN %	DIFFÉRENCE DE CONSUM. EN % ②	OBSERVATIONS
	TRANS	ESSIEU AV-AR	ESSIEU AR-AR					
HIVER	35	30	30	Standard	2.24	9	3.24	Moyenne de 11 essais
	35	30	30	S. Synth. 'A'	1.60	—	—	Moyenne de 9 essais

① Consommations calculées à partir des résistances, et ramenées aux mêmes températures par extrapolation

② Rapportée à la consommation totale du véhicule

Tableau 4. Comparaison entre les consommations en kg/h dues aux pertes du brassage des huiles dans les transmissions et les essieux arrière, pour une huile de référence et l'huile semi-synthétique "A".

— HUILE SEMI - SYNTHETIQUE 'A' DANS LA TRANSMISSION ET LES ESSIEUX TRACTEURS

ESSAIS	TEMPÉRATURES EN °C			CONSUM-MATION	DIFFÉRENCE	TRANSM.	ESSIEU AR	DIFFÉRENCE ②
DATE	TRANSM.	ESSIEU AV-AR	ESSIEU AR-AR	kg/h	EN %			
25. 9. 1982	35	30	30	2,03	+ 4,6	SPICER 1420-3A	EATON DP-580-P	+0,4
16. 6. 1982	35	30	30	2,37	+ 22,16	SPICER 1420-3A	ROCKWELL SU-170	+1,8
19. 11. 1982	35	30	30	1,94	+ —	Maxitorque TRLX-107	MACK	+ —

① Consommations calculées à partir des résistances et ramenées aux mêmes températures par extrapolation.

② Différence en consommation de carburant rapportée au total.

Tableau 5. Comparaison entre les consommations en kg/h dues aux pertes du brassage des huiles dans les transmissions et les essieux arrière.

F.1.1.2. Influence de la conception des transmissions et des essieux arrière

Le tableau 5 donne, pour les mêmes températures des huiles dans les transmissions et les essieux arrière, les différences de consommation ou résistances, entre d'un côté la transmission et les essieux Mack, et de l'autre la transmission Spicer 1420-3A, couplée soit avec l'essieu Eaton DP-580, soit avec l'essieu Rockwell SU-170. Les figures montrent que l'essieu Rockwell avec la transmission Spicer absorbe le maximum d'énergie, et que l'essieu Mack avec la transmission Mack absorbe le minimum d'énergie. Les données indiquées dans le tableau 5 prouvent qu'il serait intéressant de poursuivre les investigations dans le domaine des différences de conception et de confirmer ces résultats sur un plus grand nombre d'essais. La fiabilité mécanique et la vie utile des éléments devraient être incluses dans ce travail pour qu'on puisse faire une analyse économique valable.

G. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS

G.0. ÉTABLISSEMENT DU COEFFICIENT η_{BH} POUR LES PERTES DUES AU BRASSAGE DE L'HUILE DANS UN SYSTÈME DE TRANSMISSION DE PUISSANCE

D'après l'équation (6) donnée précédemment on a :

$$\eta_{SP} = \eta_{FR} (1 - F_{BH}/F_{SM})$$

où: - η_{SP} est le rendement global du système de transmission de la puissance.

- η_{FR} est le coefficient des frottements internes dépendant de plusieurs facteurs. Étant donné que nous n'avons pas encore étudié ce rendement, nous le calculerons par la formule (7) et pour nos camions l'admettrons fixe à la valeur empirique calculée précédemment, c'est-à-dire $\eta_{FR} = 0,92$. C'est cette valeur que nous utiliserons dorénavant pour calculer le rendement global du système de propulsion η_{SP}

- F_{BH} est la force de résistance due au brassage des huiles en daN

- F_{SM} est la force à la sortie du moteur en daN

$(1 - F_{BH}/F_{SM})$ définit le coefficient dû aux pertes par brassage des huiles dans un système de transmission de puissance, ou

$$(1 - F_{BH}/F_{SM}) = \eta_{BH}$$

Pour obtenir le rendement η_{BH} dans les conditions indiquées sur la figure 14, pour l'huile standard, on prend la figure 16, on repère en abscisse la température de l'huile pour chacune des composantes; on trace une ligne verticale jusqu'au point d'intersection avec sa courbe, et on lit la résistance (consommation) correspondante sur l'ordonnée. On additionne les résistances des trois composantes et on repère le résultat sur l'ordonnée. On trace une ligne horizontale vers la gauche jusqu'à la droite représentant la force à la sortie du moteur F_{SM} en daN, puis en se rabattant sur l'abscisse, on lit le rendement η_{BH} . Ensuite, par la formule (6), on calcule le rendement η_{SP} en multipliant le rendement η_{FR} par le rendement η_{BH} .

G.1. EXEMPLES D'APPLICATION AUX CONDITIONS RÉELLES D'UTILISATION

a) On peut alors procéder à l'établissement du coefficient η_{BH} en prenant l'exemple suivant.

- on a mesuré les températures pour le cas du tableau 5:
 - . transmission: 35°C
 - . essieu avant-arrière: 30°C
 - . essieu arrière-arrière: 30°C

On lit sur la figure 16 pour la transmission ~21 daN, pour l'essieu avant-arrière ~35 daN et pour l'essieu arrière-arrière ~24 daN. La valeur totale des résistances est de 80 daN.

D'un autre côté nous allons calculer la force moyenne à la sortie du moteur ramenée aux roues pour une opération où la consommation sur route est de 21 kg/h (6 milles/gal pour une vitesse moyenne sur route de 56 km/h). La vitesse moyenne du moteur pour 56 km/h étant approximativement de 1800 tr/min en direct, on a: (chargé et à vide):

$$F_{SM} = 684 \text{ daN (106 kW)}$$

et:

$$\eta_{BH} = 1 - \frac{80}{684} \quad \eta_{BH} = 0,88$$

Ce qui veut dire que 12% de la puissance à la sortie du moteur est dépensée pour le brassage dans des conditions moyennes réelles.

Si maintenant on multiplie η_{BH} par le rendement η_{FR} ; on obtient η_{SP} global:

$$\eta_{SP} = 0,92 \cdot 0,88 \quad \eta_{SP} = 0,81$$

- b) Si maintenant on considère le même exemple mais avec les températures des huiles suivantes:

(qui n'ont jamais été rencontrées au cours des essais sur route, même lorsque les températures ambiantes allaient jusqu'à +40°C).

- . transmission 80°C
- . essieu avant-arrière 80°C
- . essieu arrière-arrière 80°C

La force de résistance totale est: ~31 daN.

La force à la sortie du moteur (ramenée aux roues) sera pour les mêmes conditions: $F_{SM} = 684 - 50 = 634$ daN; donc

$$\eta_{BH} = 1 - \frac{31}{634} = 0,95$$

et:

$$\eta_{SP} = 0,95 \cdot 0,92 = 0,88$$

Cette fois-ci on se rapproche du rendement de $\eta_{SP} = 0,85$ donné dans les ouvrages techniques.

Cette différence entre le rendement du système propulsif publié et mesuré ne tient pas compte du temps de réchauffement des huiles, depuis le démarrage jusqu'au moment où les températures se stabilisent. Durant cette période, nous avons des températures encore plus basses, donc des résistances encore plus élevées. Pour les conditions rencontrées dans les exploitations forestières canadiennes, le rendement du système propulsif publié dans les manuels techniques semble trop haut et devrait être corrigé en fonction des températures réelles des huiles.

G.2. COMPARAISON DES RÉSULTATS ENTRE L'HUILE "STANDARD" ET L'HUILE SYNTHÉTIQUE DANS DES CONDITIONS RÉELLES D'UTILISATION

Comparaison à 35°C

Force nécessaire pour brasser l'huile dans le système de transmission de puissance, F_{BH}

- Huile "standard" $F_{BH} \sim 80$ daN
- Huile synthétique "A" $F_{BH} = 63$ daN (voir la fig. 17)

Puissance à la sortie du moteur:

- Huile "standard" $F_{SM} = 684$ daN
- Huile synthétique "A" = 634 daN

donc :

$$r_{SP} \text{ (standard)} = \left(1 - \frac{80}{684}\right) = 0,88$$

$$r_{SP} \text{ (synthétique "A")} = \left(1 - \frac{53}{634}\right) = 0,92$$

Différence à 35°C entre les deux huiles :

$$\text{Différence (35°C)} = 4\%$$

La différence à 80°C est minime tant qu'on ne tient pas compte des autres qualités des huiles synthétique.

Les résultats précédents montrent que le gain peut être réalisé de deux manières: soit utiliser des huiles synthétiques, soit trouver le moyen de chauffer les huiles d'une certaine manière. Bien entendu ce dernier moyen est plus intéressant, bien qu'on doive tenir compte d'un avantage des huiles synthétiques du côté de la réduction des frottements due à certaines qualités d'antifricition, mais à condition qu'il ne s'en suive pas des problèmes d'entretien ou d'usure des éléments.

G.3. CONDITIONS DE DÉMARRAGE ET DE TRAVAIL AVEC DES HUILES FROIDES

Les figures 19 à 21 sont des abaques qui permettent de relier la température d'une huile donnée dans la transmission et dans l'essieu arrière à la résistance F_{BH} due au brassage de l'huile ou à la consommation d'une part, et à la viscosité de l'huile d'autre part.

Aux basses températures, il est clair que les résistances dues au brassage de l'huile sont extrêmement élevées à cause de la viscosité élevée. Par conséquent, le démarrage à froid non seulement devient très difficile, mais également contribue à une usure excessive du moteur et du système de transmission de puissance.

Il serait donc désirable que les huiles de la transmission et de l'essieu arrière soient préchauffées au même titre que l'eau et l'huile du moteur. Cela pourrait se faire électriquement pendant les arrêts des camions.

Si l'on se reporte à la figure 22 on voit qu'il faut (à la température ambiante de -20°C) environ 3 heures pour arriver aux températures maximum stabilisées. Si les huiles ne sont pas réchauffées, pendant cette période on consomme encore davantage d'énergie que la comparaison précitée ne l'indique (section G.2). En été, à la température ambiante de +15°C, le temps nécessaire aux huiles pour atteindre la température maximum stabilisée est encore de 90 minutes (figure 23).

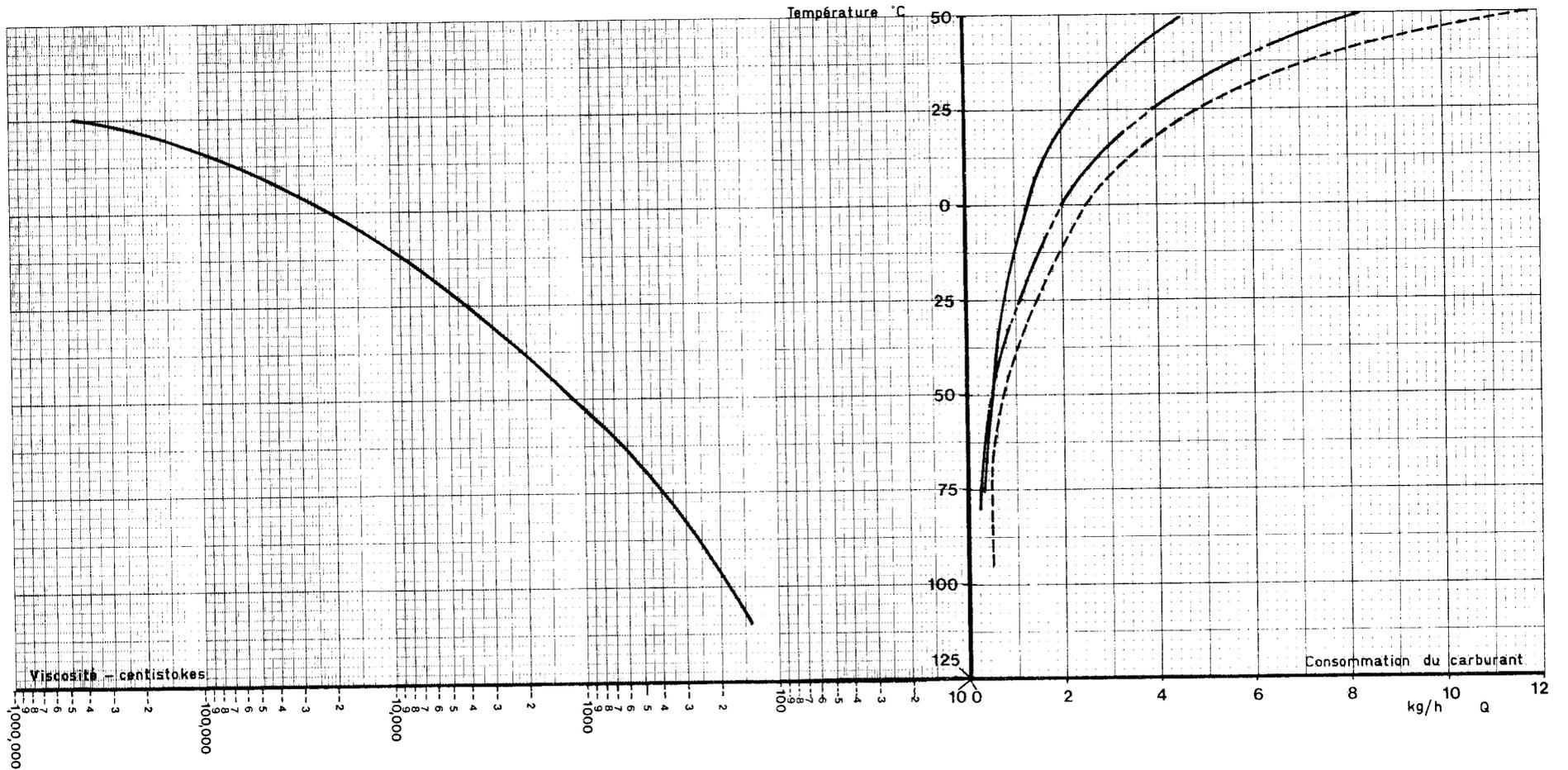


Figure 19. Relation entre la viscosité, la température des huiles et les consommations du carburant (seulement pour le brassage de l'huile) pour l'huile de référence.

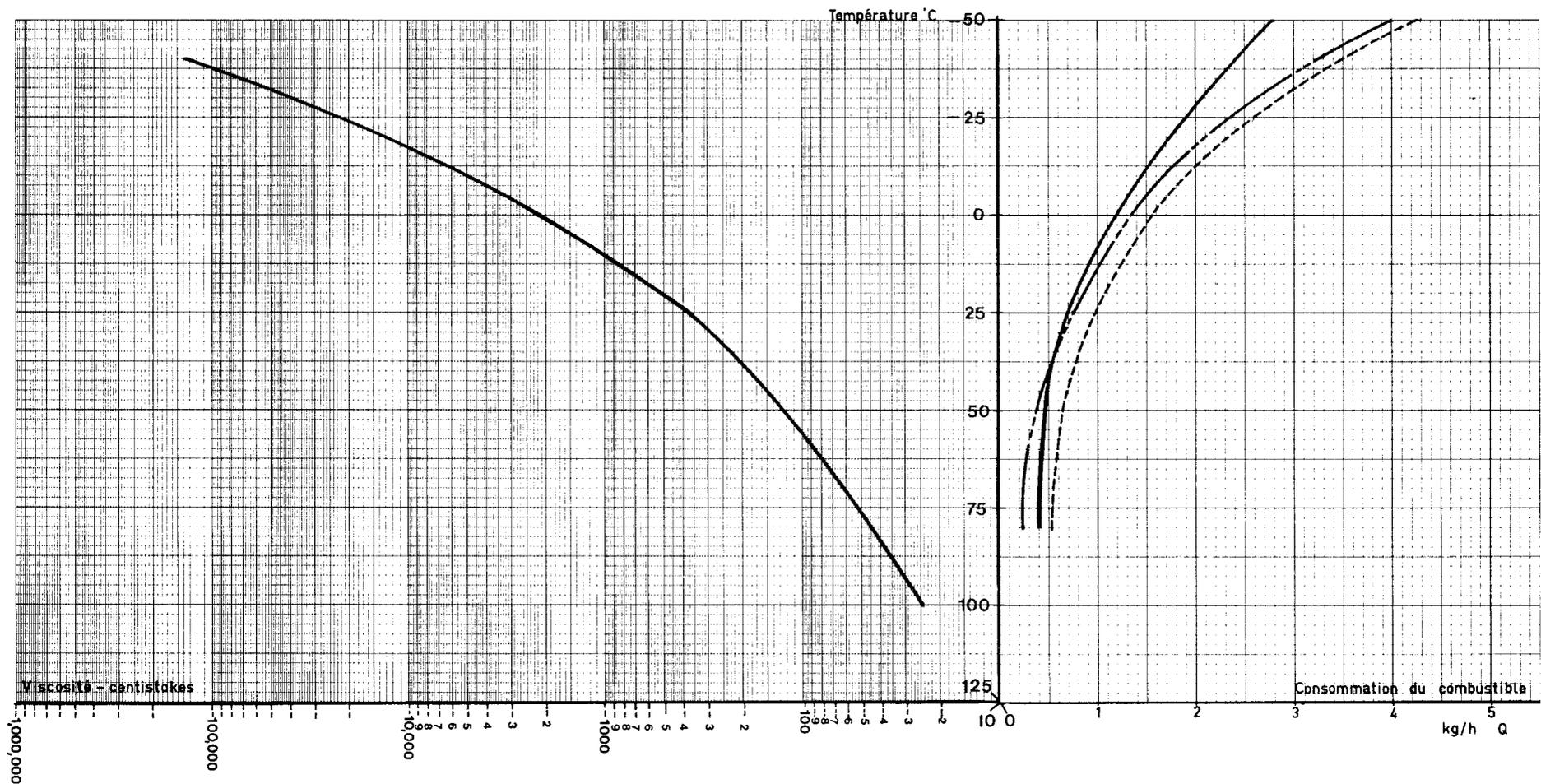


Figure 20. Relation entre la viscosité, la température des huiles et les consommations du carburant (seulement pour le brassage de l'huile) l'huile synthétique "B".

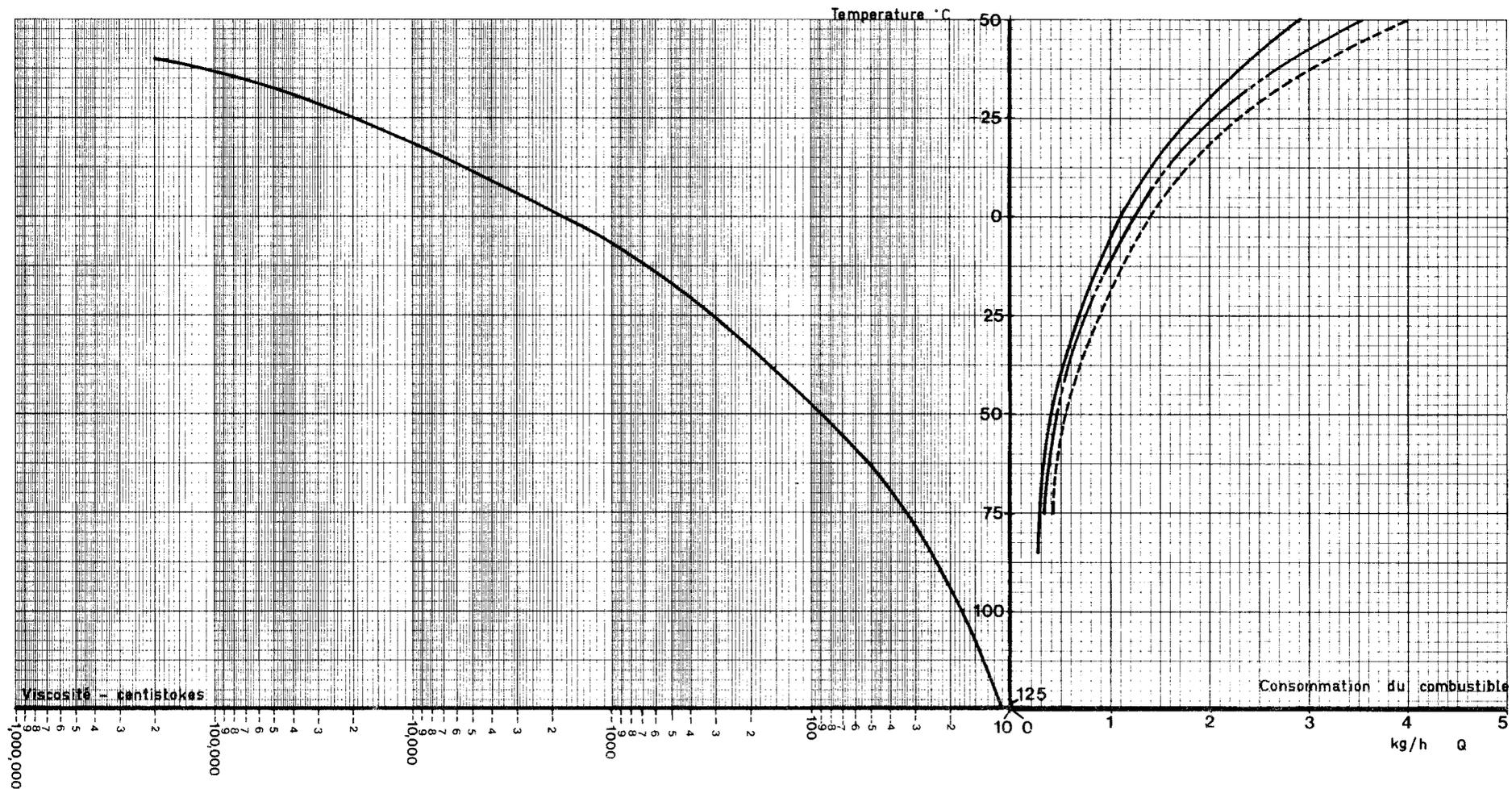


Figure 21. Relation entre la viscosité, la température des huiles et les consommations du carburant (seulement pour le brassage de l'huile) l'huile synthétique "A".

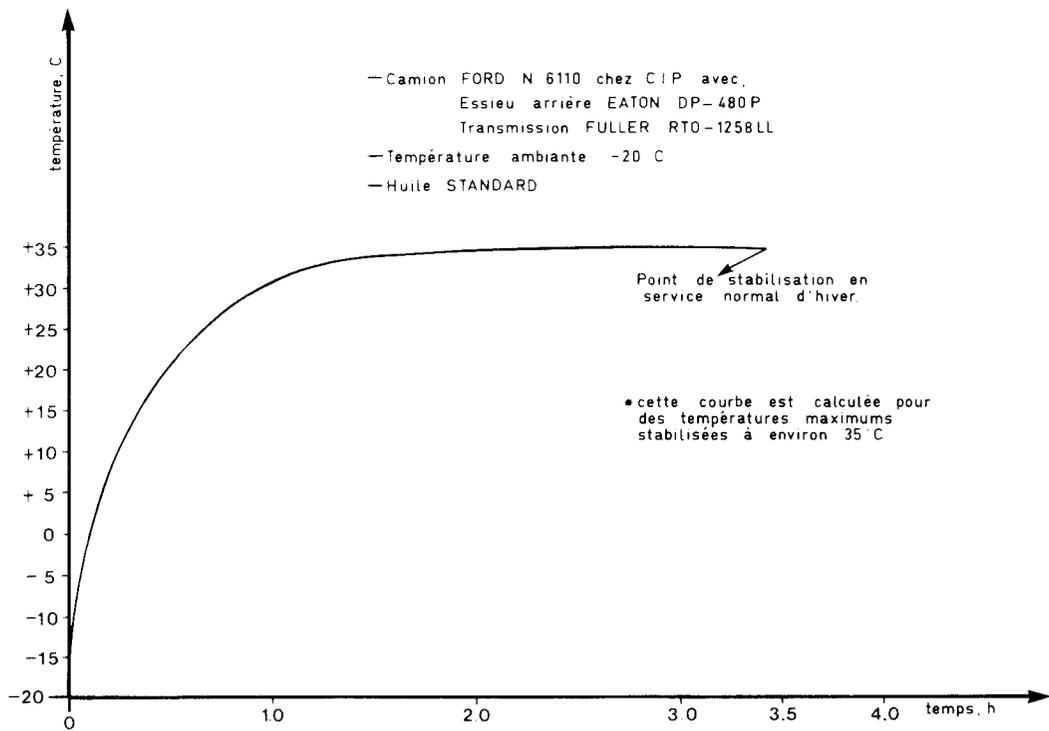


Figure 22. Augmentation de la température des huiles dans la transmission et les essieux arrière en hiver.

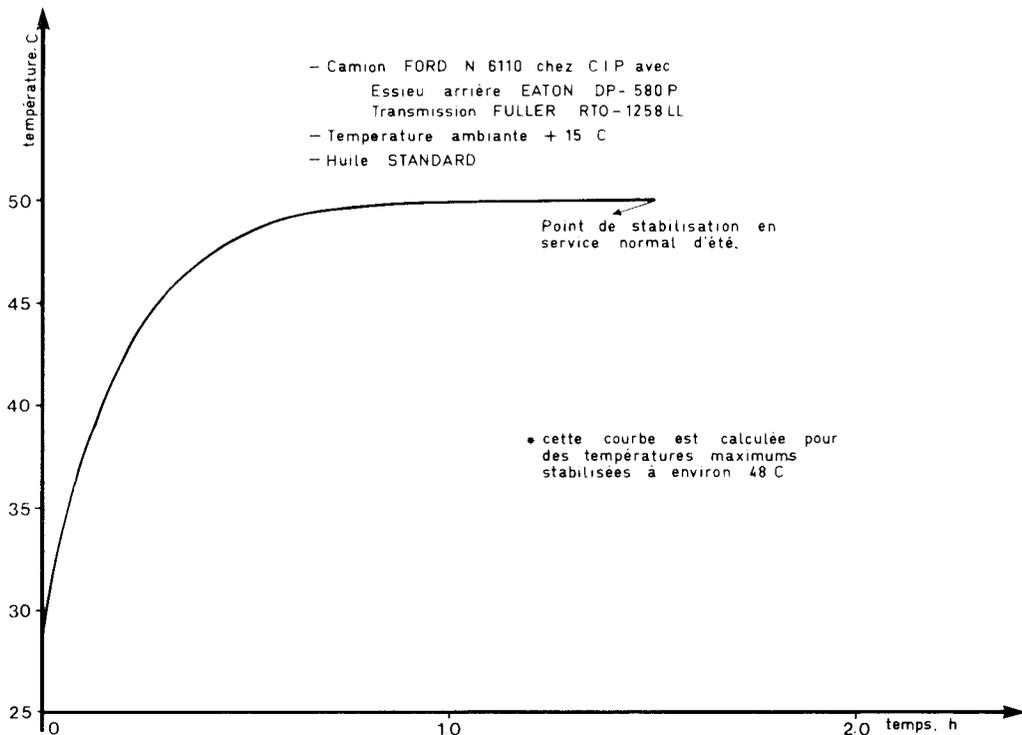


Figure 23. Augmentation de la température des huiles dans la transmission et les essieux arrière en été.

H. EXEMPLE DE CALCUL DES GAINS EN FONCTION DES CONDITIONS D'UTILISATION

Les figures 22 et 23 donnent des relations (calculées) entre le temps en heures depuis le commencement de l'opération jusqu'au moment où les températures des huiles de la transmission, de l'essieu avant-arrière et de l'essieu arrière-arrière se stabilisent à une température maximum, pour une température ambiante donnée et pour des conditions réelles d'utilisation.

D'après les données météorologiques du Gouvernement fédéral concernant les températures journalières pour le nord du Québec, on a calculé la température moyenne pendant l'hiver pour le jour et la nuit (-20°C) ainsi que pendant l'été ($+15^{\circ}\text{C}$). Lors du calcul de l'augmentation des températures des huiles en fonction du temps de fonctionnement, on a utilisé ces deux températures ambiantes moyennes.

Dans les deux exemples d'opérations de transport simulées qui suivent, on a supposé que la résistance de l'huile standard au brassage peut être obtenue en abaissant sa viscosité par l'augmentation de sa température à $+80^{\circ}\text{C}$ (contrôlée). L'autre solution consiste à utiliser de l'huile synthétique ou semi-synthétique, qui a une viscosité plus basse que l'huile standard à des températures semblables. C'est cette option qui a été choisie dans l'exemple des résultats d'opérations réelles qui a été donné.

H.0. CALCUL DE L'ÉCONOMIE DE CARBURANT RÉALISABLE PENDANT L'HIVER (-20°C TEMPÉRATURE AMBIANTE MOYENNE)

Pour pouvoir calculer les gains réels en utilisation, nous avons considéré une opération moyenne:

- 1) Le camion démarre le matin avec des huiles à une température d'environ -5°C (les huiles n'ont pas eu le temps de se refroidir depuis l'équipe précédente).
- 2) 0,75 h pour le charger. Pendant ce temps le camion est arrêté et les températures ne montent pas.
- 3) Le camion démarre sur la route et parcourt une distance de 100 km (60 milles) chargé à une vitesse moyenne de 56 km/h. Donc $100/56 = 1,8$ heure. Les températures (voir la fig. 22) montent de -5°C à environ $+33^{\circ}\text{C}$. La moyenne pendant ce temps est de $33+5/2 = 19^{\circ}\text{C}$.
- 4) Le camion s'arrête pour être déchargé pendant 0,5 h. Pendant ce temps les températures baissent d'environ 15°C c'est-à-dire à $+18^{\circ}\text{C}$.
- 5) Le camion démarre de nouveau et parcourt le même chemin à vide en partant des températures de 18° . Les températures montent pendant ce parcours (50 minutes) mais pas aussi vite qu'avec la charge c'est-à-dire à environ 30°C . La moyenne est cette fois-ci de $+24^{\circ}\text{C}$.
- 6) Pendant qu'il charge de nouveau (0,75 h) le chauffeur profite pour déjeuner et les températures baissent à nouveau de 20°C , à $+10^{\circ}\text{C}$.
- 7) Le camion démarre de nouveau et parcourt le chemin en 1,8 h. La température monte de 10°C à $+32^{\circ}\text{C}$. Moyenne 21°C .

- 8) Décharge en 0,5 h. Pendant ce temps la température descend de 10°C c'est-à-dire à $+22^{\circ}\text{C}$.
- 9) Revient à vide en 0,83 h et la température monte de 10° , jusqu'à $+32^{\circ}\text{C}$. La moyenne est égale à 21°C .
- 10) Charge à nouveau (0,75 h) la température rebaisse à 20°C .
- 11) Revient chargé en 1,80 h et la température monte de 20°C , à $+35^{\circ}\text{C}$. La moyenne est égale à $27,50^{\circ}\text{C}$.

Ici on considère que l'équipe termine son travail en environ 10 heures.

Le temps total de fonctionnement sur la route est de 5,26 h:
- chargé 3,60 h à une température moyenne de $23,25^{\circ}\text{C}$
- à vide 1,66 h à une température moyenne de $22,50^{\circ}\text{C}$

La moyenne générale est de 23°C .

Si maintenant nous nous reportons à la figure 15 et lisons la consommation pour une température moyenne de 23°C , on a (pour une consommation horaire d'environ 21 kg/h):

- 1) à 23°C $Q_{\text{TA}} = 3,3 \text{ kg/h}$
- 2) à 80°C $Q_{\text{TA}} = 1,0 \text{ kg/h}$

Économie possible du carburant en hiver (si les températures des huiles de la transmission et des essieux sont maintenues à 80°C), devient:

$$\frac{3,3}{21} - \frac{1}{21} = \sim 11,0\%$$

H.1. CALCUL DE L'ÉCONOMIE DE CARBURANT RÉALISABLE PENDANT L'ÉTÉ (+15^oC TEMPÉRATURE AMBIANTE MOYENNE)

Considérons le même cycle de travail par équipe que pendant l'hiver. Les températures des huiles deviennent:

- 1) Température de démarrage $+25^{\circ}\text{C}$.
- 2) Pas de changement.
- 3) Chemin parcouru en 2,30 h température finale $+55^{\circ}\text{C}$, moyenne $+40^{\circ}\text{C}$.
- 4) La température baisse de 10°C à $+45^{\circ}\text{C}$.
- 5) La température monte à $+55^{\circ}\text{C}$. Moyenne $+50^{\circ}\text{C}$.
- 6) La température baisse de 15°C , à $+35^{\circ}\text{C}$.
- 7) La température monte de 20°C , à $+55^{\circ}\text{C}$. Moyenne $+45^{\circ}\text{C}$.
- 8) La température baisse à $+35^{\circ}\text{C}$.
- 9) La température monte à $+55^{\circ}\text{C}$. Moyenne $+45^{\circ}\text{C}$.
- 10) La température baisse à $+45^{\circ}\text{C}$.
- 11) La température monte à $+55^{\circ}\text{C}$. Moyenne $+50^{\circ}\text{C}$.

La moyenne générale de l'équipe est de 46°C . En lisant maintenant les consommations nécessaires pour surmonter les résistances dues au brassage des huiles à 46°C et à 80°C sur la figure 15, on a:

- 1) à $+46^{\circ}\text{C}$ $Q_{\text{TA}} = 1,60 \text{ kg/h}$
- 2) à $+80^{\circ}\text{C}$ $Q_{\text{TA}} = 1,00 \text{ kg/h}$

Économie possible du carburant en été (si les températures des huiles de la transmission et des essieux sont maintenues à +80°C), devient:

$$\frac{1,60}{21} - \frac{1,00}{21} = 3,0\%$$

Le gain pour l'été est égal à: 3,0%

L'économie de carburant moyenne, pour toute l'année, réalisée en chauffant les huiles à +80°C est d'environ 8%.

Résultats en opération réelle. Comparaison des huiles standard et semi-synthétique

Pour confirmer ces résultats en opération réelle, on a suivi les consommations de carburant de deux camions chez McLaren dont voici les résultats:

- 1) Camion Pacific No. 2757 travaillant avec l'huile semi-synthétique
 - septembre, consommé 6.504 L en 311,5 heures
 - octobre, consommé 7.983 L en 377 heures
 - total 14.487 L en 688,5 heures
 - donc 21,04 L/h

- 2) Camion Pacific No. 2756 travaillant avec l'huile standard
 - septembre, consommé 6.080 L en 253 heures
 - octobre, consommé 7.605 L en 306 heures
 - total 13.685 L en 559 heures
 - donc 24,48 L/h

Différence ≈14%

Bien entendu, il s'agit ici de deux camions ayant des spécifications semblables dans les mêmes conditions d'utilisation, mais conduits par des chauffeurs différents. Les petites différences de consommations sont donc possibles. Malgré tout, cela confirme la valeur trouvée par les calculs précédents d'une manière assez convaincante.

Les températures utilisées dans ce rapport sont la plupart du temps des températures enregistrées lors de nos essais. Seulement quelques-unes proviennent directement des opérations (en charge ou à vide). C'est ainsi que, pour confirmer nos observations, nous avons utilisé des températures obtenues directement sur route (en charge) et à partir de ces températures avons calculé les températures de stabilisation qui se trouvent aux alentours de 35°C pendant l'hiver. Il serait nécessaire, pour compléter cette étude, d'enregistrer des températures de façon continue directement en opération pendant l'hiver et l'été. C'est seulement de cette manière que nous aurons une image complète des conditions dans lesquelles travaillent les transmissions et les essieux.

Aussi, pour compléter l'étude des pertes de puissance par les résistances dans le système propulsif, il sera nécessaire de mesurer et d'analyser les pertes par frottements internes lors de l'application du couple. Ce travail est prévu pour début 1984 dans le programme de recherche sur le transport de l'Institut.

I. CONCLUSION

Ce deuxième rapport dans la série de rapports traitant de "L'Analyse de la productivité et du coût du transport forestier" est tout spécialement consacré à l'analyse des forces de résistances dues au brassage de l'huile dans la transmission et les essieux arrières. Il contient également une étude théorique sur le bilan énergétique, qui est à la base des études futures concernant le cycle de travail d'un véhicule routier.

Les résultats exposés montrent qu'il y aurait avantage pour l'industrie, soit à essayer d'utiliser certaines huiles synthétiques de haute qualité, soit surtout à appliquer un système de chauffage des huiles.

Par ailleurs, il serait dans l'intérêt de l'industrie d'équiper (autant que possible), les camions avec des thermomètres montés sur les transmissions et les essieux arrière, pour pouvoir suivre les températures et avoir une image plus claire des conditions dans lesquelles la lubrification se fait.

Le rapport contient quelques abaques (fig. 16 et 17) qui peuvent servir à déterminer les pertes dues au brassage pour les huiles appropriées, en se servant des températures qui seraient ainsi obtenues. Ces abaques indiquent les pertes dues au brassage de l'huile dans le système propulsif pour toutes les huiles couramment utilisées et tous les modèles de transmissions et d'essieux arrière, ainsi que l'économie réalisable en modifiant la viscosité des huiles, soit par sélection de la sorte d'huile, soit par augmentation de la température de l'huile.

L'annexe contient une description de l'instrumentation utilisée et des méthodes d'essais.

J, ANNEXE

J.O. DÉTERMINATION DU MOMENT D'INERTIE D'UN PNEUMATIQUE AVEC SA ROUE
 (J_R , daN·m·s²)

Pour déterminer le moment d'inertie d'une roue qui roule autour de son axe de rotation sur une pente descendante, on se sert du schéma suivant (fig. 24):

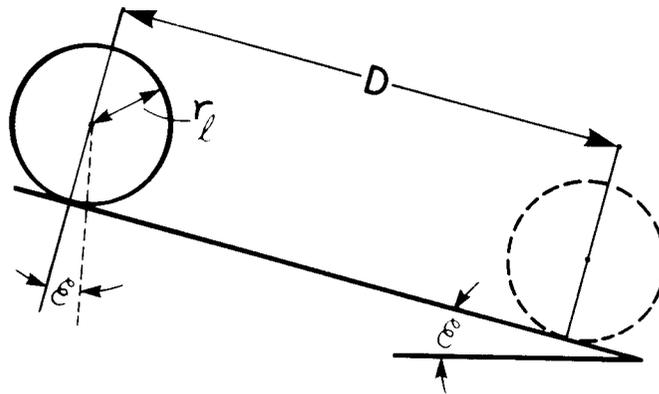


Figure 24. Schéma d'une roue qui roule sur une pente descendante.

- où: - G_R est la masse de la roue avec le pneumatique en kg
 ($G_R = 109,31$ kg)
 - D est la distance en m
 - t_s est le temps pour parcourir la distance D
 - r_l est le rayon libre du pneumatique en m
 - J_R est le moment d'inertie en daN·m·s²
 - Force d'accélération $F_a = G \cdot \sin \epsilon$

La masse d'inertie à vaincre est:

$$F_a = M \cdot a_m = \frac{G_R}{g} \cdot a_m; \text{ et} \quad (51)$$

la force est égale à:

$$F_a = \frac{2G_D}{g \cdot t_s^2} \quad \text{puisque} \quad D = \frac{1}{2} a_m \cdot t_s^2 \quad (52)$$

D'autre part, l'inertie relative à vaincre est égale à (voir la formule (20) dans le rapport RT-53).

$$F = J_R \cdot \frac{a_m}{r_\ell^2} \quad (53)$$

donc :

$$F = G_R \sin \varepsilon = \frac{2 \cdot G_R \cdot D}{g \cdot t_s^2} + \frac{2 \cdot J_R \cdot D}{r_\ell^2 \cdot t_s^2} \quad (54)$$

d'où :

$$G_R \cdot \sin \varepsilon = \frac{2 \cdot G_R \cdot D}{g \cdot t_s^2} \left[1 + \frac{J_R \cdot g}{r_\ell^2 \cdot G_R} \right] \quad (55)$$

et :

$$J_R = \frac{r_\ell^2 \cdot G_R}{g} \left[\frac{g \cdot t_s^2 \cdot \sin \varepsilon}{2 \cdot D} - 1 \right] \quad (56)$$

C'est à partir de cette équation que nous allons établir J_R pour la roue et le pneumatique correspondant aux roues montées sur les camions essayés (11.00 x 22 Michelin, type x M + S4).

Résultats de l'essai :

$$\begin{aligned} G_R &= 109,31 \text{ kg} \\ D &= 34,98 \text{ m} \\ d &= \text{diamètre de la roue } 1,1135 \text{ m } (r_\ell = 0,55675 \text{ m}) \\ t_s &= 14,36 \text{ D} \\ \sin \varepsilon &= 0,055811 \end{aligned}$$

Si l'on introduit ces données dans l'équation (56), on a :

$$J_R = \frac{0,55675^2 \cdot 109,31}{9,8182} \left[\frac{9,8182 \cdot 14,36^2 \cdot 0,0558}{2 \cdot 34,98} - 1 \right]$$

$$J_R = 2,12 \text{ daN} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

Le moment d'inertie de la même roue calculé par la formule (18) du rapport RT-53 est égal à:

$$J_R = \frac{0,0245 \cdot 3016,5 \cdot 0,283}{9,8182}$$

$$J_R = 2,13 \text{ daN} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

J.1. MÉTHODES D'ESSAIS

Dans sa série d'études sur le transport forestier, l'Institut emprunte les méthodes d'essais courantes de laboratoire, mais utilise aussi les véhicules en utilisation réelle, dans leur cadre de travail habituel, et dans les conditions atmosphériques qui y prévalent. Cela a nécessité la collaboration d'entreprises forestières qui ont mis à notre disposition des unités de production. L'Institut a dû, de plus, concevoir de nouveaux instruments de mesure ou modifier des instruments existants (qui avaient été conçus en principe pour le laboratoire) et les adapter sur les machines en mouvement, pour qu'ils puissent résister aux vibrations, aux accélérations, aux chocs et aux intempéries. Ces mêmes instruments doivent quand même donner des résultats aussi précis que ceux du laboratoire fixe. Parallèlement à l'obtention des résultats, on a dû expérimenter la méthode d'essais, les instruments et la coordination avec les opérations.

Les résultats exposés dans le présent rapport et dans ceux qui suivront sont fondés sur la méthodologie d'étude exposée dans le rapport RT-53. Rappelons en quelques mots la méthode dite "par inertie".

Roues motrices du camion surélevées

Décélération des roues et du système de transmission de puissance, en enregistrant la vitesse initiale, la vitesse intermédiaire et la vitesse zéro avec le temps entre ces trois vitesses. Ces données sont suffisantes pour déterminer la force initiale de résistance F_{BH}° due au brassage à basse vitesse et le coefficient a^* , représentant l'intensité d'augmentation des pertes dans le système de transmission de puissance en fonction de l'augmentation de la vitesse.

Ces données sont obtenues par l'instrument spécial proposé par l'Institut et construit par Ruhl Machinery. On peut également les enregistrer avec un instrument conçu par l'Institut (voir figures 30 et 31).

* défini dans le rapport RT-53

Camion essayé sur route avec la remorque, et en charge

Décélération sur une portion de route plate et droite dans les deux sens (pour réduire au minimum l'action du vent et des pentes), tout d'abord d'une vitesse élevée à une vitesse plus basse, et ensuite d'une vitesse peu élevée à la vitesse zéro. Ces essais sont répétés deux fois: une fois avec la charge normale et une autre fois avec une charge réduite.

En décélérant d'une vitesse basse à une vitesse zéro, on obtient les données nécessaires au calcul de la force initiale des résistances sur route, comprenant celle du brassage (F_{BH}°) et celle due au roulement sur route $P_{f\Sigma}^{\circ}$ (dans le rapport RT-53: $P_{tp}^{\circ} + P_{f\Sigma}^{\circ} = P_{fa}^{\circ}$).

En décélérant d'une vitesse élevée à une vitesse plus basse, on obtient les données nécessaires au calcul du coefficient représentant l'intensité d'augmentation de la résistance au roulement des pneumatiques, et de la résistance de l'air en fonction de l'augmentation de la vitesse (dans le rapport RT-53 il est désigné par c). Pour séparer la résistance au roulement de la résistance de l'air, qui sont combinées dans le coefficient c, on procède à deux séries de décélérations avec deux charges différentes, ce qui permet de calculer le coefficient de la résistance au roulement (k dans le rapport RT-53) et le coefficient de la résistance de l'air (K dans le rapport RT-53). Le calcul de cette séparation est donné dans le rapport RT-53.

L'instrumentation est identique à celle utilisée pour les essais avec les roues motrices surélevées.

Tous ces essais sont accompagnés de mesures de consommation de carburant (voir les instruments sur les figures 27 à 29).

J.2. INSTRUMENTATION

Lorsque l'Institut a entrepris son étude sur le transport forestier il est devenu apparent que l'équipement approprié n'était pas disponible. Le problème venait de ce que la plupart de l'équipement scientifique qui aurait pu être utilisé était soit trop volumineux, soit trop fragile pour être monté sur un camion en mouvement. Un temps considérable a été consacré à expérimenter avec l'équipement existant, et les spécifications optimales en ont été déduites. La plupart des instruments qui ont été choisis par la suite n'étaient pas, à l'origine, conçus pour l'automobile, et ont été modifiés pour convenir à l'objectif. L'Institut a mis au point et construit certains dispositifs qui n'existaient pas, on a fait faire le travail à l'extérieur lorsque les machines d'usinage nécessaires l'exigeaient. Les instruments utilisés actuellement sont peu coûteux, solides, précis et fiables.

* P_{tp}° dans le rapport RT-53

Mesure et réglage de la température:

Thermocouples: Les thermocouples sont plongés dans la substance dont on veut mesurer la température. La légèreté des thermocouples leur permet de réagir rapidement aux changements de température, et leur simplicité les rend peu coûteux. Le principe de fonctionnement de ces appareils les rend compatibles avec un certain nombre d'autres instruments. Les modèles utilisés pour notre étude ont une enveloppe en acier inoxydable, un isolant en céramique, et des couples de type "J" en cuivre-constantan.

Thermomètre électronique: Utilisé avec le thermocouple et un fil de thermocouple convenablement isolé, le microprocesseur de cet appareil permet d'obtenir des mesures justes jusqu'à 35 m de la source. Il est gradué en dixièmes de degrés, les échelles sont en °F ou en °C, affichage à cristaux liquides. Le modèle utilisé est conçu pour usage médical, et sa petite taille en fait un appareil portatif commode.

Sélecteur de thermomètre: Comme le thermomètre est conçu pour fonctionner avec un seul thermocouple, un sélecteur à six canaux permet à l'opérateur de mesurer six températures à partir du même endroit. Les fils du thermocouple, ainsi que le thermomètre, sont reliés au sélecteur. Le sélecteur fait partie intégrante de l'enregistreur central construit par Ruhl et par l'Institut, qui est décrit plus loin.

Thermostats: Lorsqu'il faut régler la température, le thermostat, qui prend un thermocouple comme référence, active un disjoncteur qui peut allumer ou éteindre une chaufferette. Les températures à atteindre, qui peuvent aller de 0°F à 999°F, sont réglées à la main sur une échelle numérique.

Transducteurs:

Unités de transmission d'impulsions: Ces appareils compacts, montés sur le support du câble du tachymètre et sur la commande de l'odomètre, transforment les tours en impulsions électriques, qui sont engendrées au moyen d'un aimant miniature et transmises par un câble à trois fils à l'instrument désiré. L'unité de transmission d'impulsions a été conçue spécialement pour l'automobile; elle est donc étanche et antichocs (voir fig. 25).

Dispositifs de mesure de consommation:

Mesure volumétrique par lots: Cet instrument, conçu par l'Institut, comprend une éprouvette graduée de 250 ml, deux robinets automatiques à trois voies, et une pompe à diaphragme. Il est monté en série sur la conduite d'alimentation de carburant, ce qui permet au véhicule de fonctionner sans gêne lorsque l'instrument n'est pas en service (cela est vrai de tous les dispositifs de mesure de consommation décrits plus loin).

Pour faire fonctionner cet appareil, il faut d'abord le remplir avec le retour des injecteurs. Cela se fait au moyen d'un commutateur qui active le robinet, qui détourne le courant de carburant allant du réservoir du camion à l'éprouvette. Lorsque l'éprouvette est pleine, on peut procéder aux essais. Au cours des essais, l'éprouvette tient lieu de réservoir de carburant miniature; le carburant est soutiré en détournant le courant du réservoir de carburant à l'éprouvette, et retourné du moteur à l'éprouvette comme il est décrit plus haut. Lorsque l'essai est fini, on ferme les robinets et le courant revient à la normale (voir fig. 26).

Mesure gravimétrique par lot: Dans ce cas, la variable à mesurer est la masse de carburant. Une bouteille-éprouvette amovible pré-pesée, équipée d'un couvercle contenant deux tuyaux sert de source de carburant lors de l'essai. Les tuyaux, l'un pour l'alimentation, l'autre pour le retour de carburant sont raccordés à des robinets à trois voies, qui détournent le courant de carburant du réservoir du camion pour l'envoyer dans la bouteille. Les bouteilles sont repesées à la fin des essais. La différence de masse représente la consommation, au vingtième de gramme près. Ce système a été conçu par l'Institut (voir fig. 27).

Mesure volumétrique en continu: Cet appareil a été acheté tout fait. On le raccorde aux conduites de carburant et on peut le contourner en cas de casse. La conduite de retour de carburant et les conduites d'aspiration du réservoir sont reliées à un compartiment de dégazage, qui sert également de régulateur de débit grâce à une soupape commandée par un flotteur (comme en plomberie). A mesure que le compartiment de dégazage se vide, le flotteur descend, la soupape s'ouvre, admettant le carburant venant de la conduite d'alimentation. Celui-ci provient du réservoir de carburant par la pompe d'alimentation du véhicule et par une pompe à diaphragme située en amont du débit-mètre. Le carburant passe alors par un filtre fin et par un transducteur volumétrique à turbine. Les impulsions et les tensions de ce dernier sont traduites en litres et en centilitres sur un indicateur se trouvant dans la cabine. Après passage dans la turbine, le carburant va dans le compartiment de dégazage par la soupape à flotteur et se mélange au carburant retourné avant d'aller à la pompe d'injection (voir fig. 28).

Centre d'indication des mesures

Groupement initial d'instruments: Cela comporte un tachygraphe électronique Kienzle, un totalisateur de tours et un compte-litres. L'instrument a été spécifié par l'Institut et commandé à Ruhl Machinery. Il a été modifié plus tard pour enregistrer deux échelles de vitesse et remanié pour diminuer sa taille. Les impulsions électriques envoyées par les unités et le débit-mètre volumétrique continu sont converties en lectures instantanées sur ses indicateurs (voir fig. 29).

Enregistreur central Ruhl (FERIC): À l'encontre du groupement initial d'instruments qui comprend un tachygraphe et un compteur litres cet appareil ne comprend aucun indicateur opéré mécaniquement, ce qui le rend moins susceptible d'erreurs causées par les vibrations. Les indicateurs sont soit à diode à lueurs ou par affichage par cristal liquide. Toute l'information envoyée par les unités et le débit-mètre sont traitées électroniquement, ce qui permet à l'appareil de produire les données suivantes: trois vitesses (vitesses originale, intermédiaire et finale obtenues dans les essais), deux distances (distance couverte entre deux vitesses), le nombre de tours totalisé, le nombre de tours instantané et la consommation totale de carburant. De plus, l'enregistreur comprend deux chronomètres et sert d'unité de commande de l'enregistreur multi-canaux (voir fig. 30 et 31).

Instrument d'enregistrement de l'information

Enregistreur de données FERIC: Un enregistreur multi-canaux et un microprocesseur sont au coeur de cet instrument. Les impulsions envoyées par les unités sont traduites en tours et en distance par le micro-ordinateur, mémorisées, et enregistrées plus tard sur une cassette. L'enregistreur de données FERIC a été conçu par une université locale. En même temps, un second instrument a été mis au point, qui transmet les données enregistrées sur cassettes à l'ordinateur de FERIC.

Équipement périphérique:

Échangeur de chaleur: Lors des essais qui nécessitent un réglage de la température des huiles ou du carburant en hiver, on utilise ce système. L'eau de refroidissement du moteur est circulée par trois échangeurs de chaleur (deux pour le carburant et un pour l'huile de la transmission) et une chemise d'eau montée sur le couvercle du différentiel de l'essieu arrière. La circulation d'eau est obtenue au moyen d'une pompe électrique et les températures sont réglées par des soupapes activées par les thermostats (décrits précédemment). De plus un tuyau chauffé électriquement chauffe le carburant allant au moteur, et les filtres peuvent être chauffés la nuit avec des chauffe-rettes branchées (voir fig. 32 et 33).

Pompe d'huile montée sur la transmission: Normalement employés avec un élément refroidissant, cette pompe sert dans ce cas à transmettre l'huile à l'échangeur de chaleur décrit ci-dessus. La pompe est assemblée et montée sur l'arbre de la transmission.

Inverseur de courant: Certains des appareils décrits précédemment, comme les soupapes solénoïdes utilisées pour régler la température, et les thermostats, n'étaient pas compatibles avec les circuits électriques d'automobiles. Dans ces cas-là, l'inverseur de courant convertit les 12V c.c. en onde carrée ou onde rectangulaire de 120V.

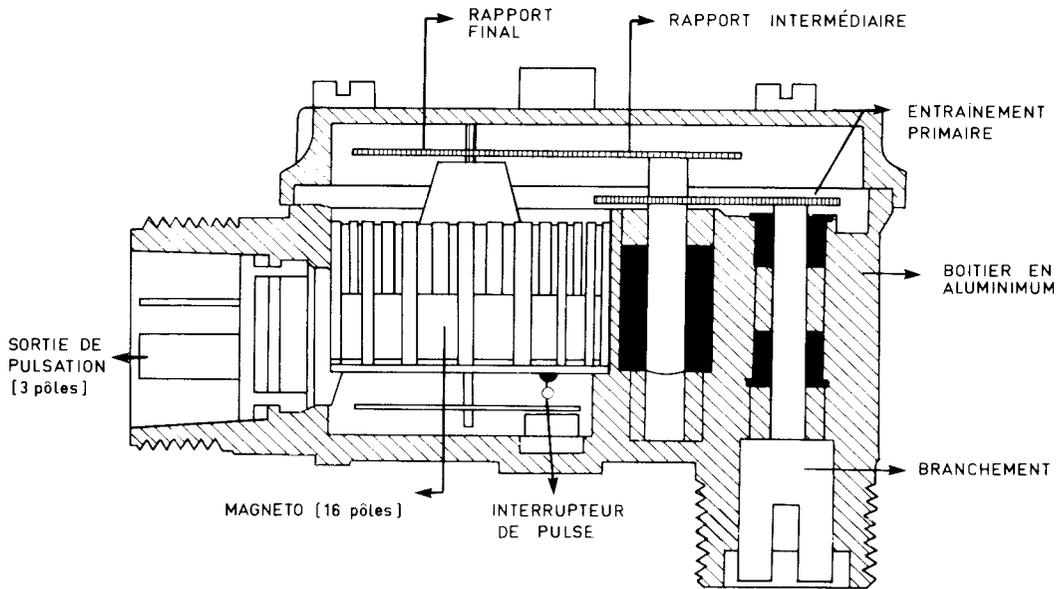


Figure 25. Schéma du capteur utilisé pour la mesure de la vitesse.

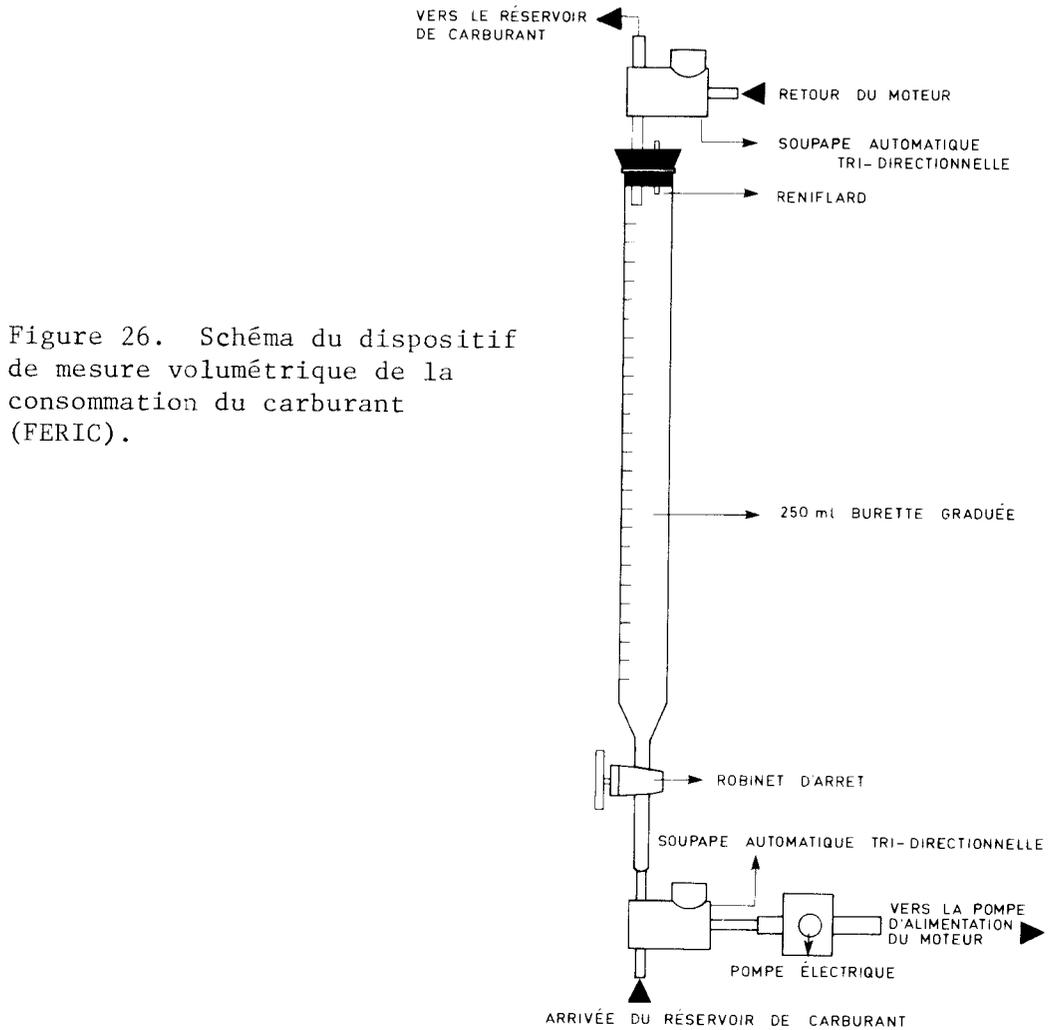


Figure 26. Schéma du dispositif de mesure volumétrique de la consommation du carburant (FERIC).

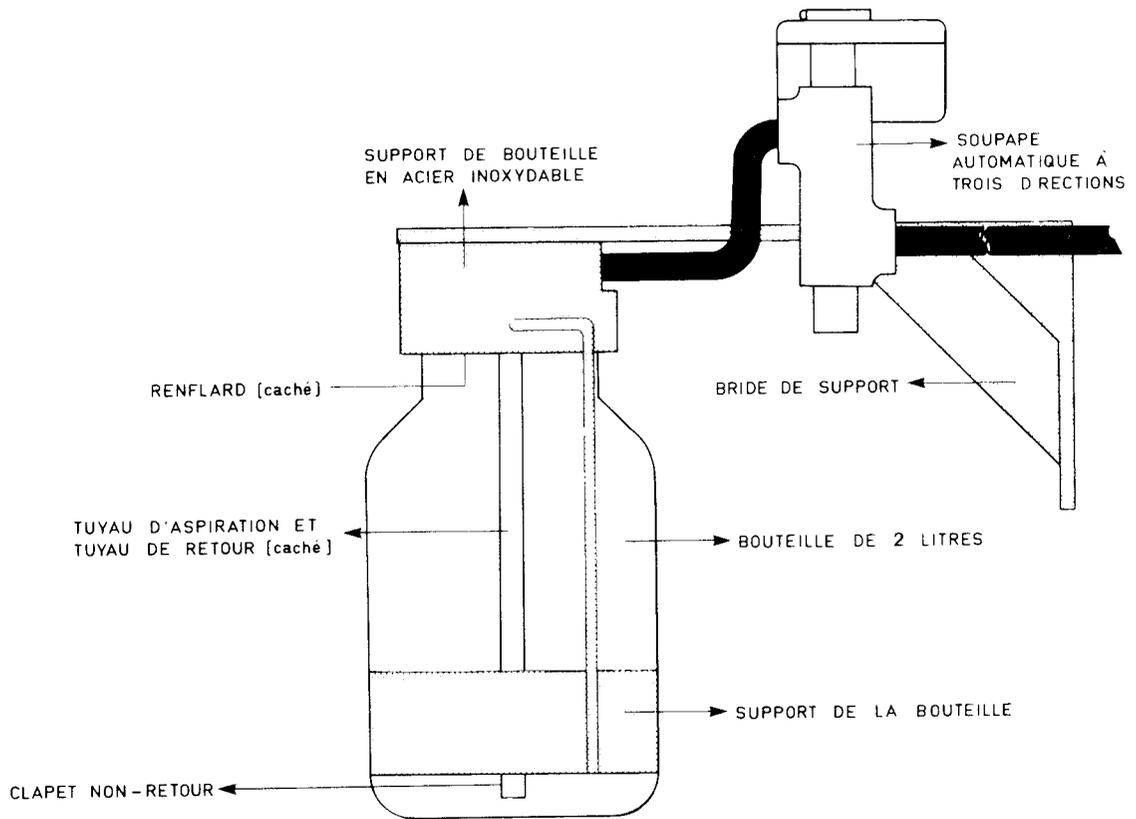


Figure 27. Schéma du dispositif de mesure gravimétrique de la consommation du carburant (FERIC).

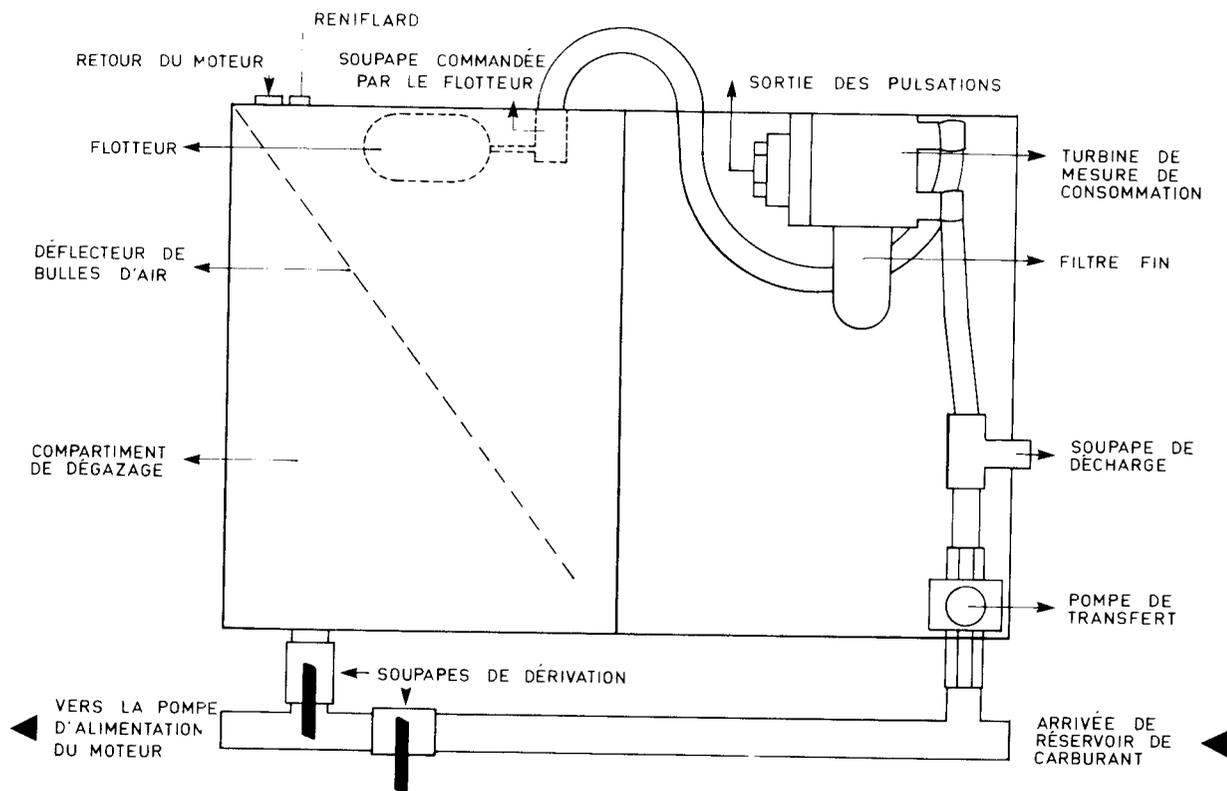


Figure 28. Schéma du dispositif de mesure volumétrique de la consommation en continu (RUHL).

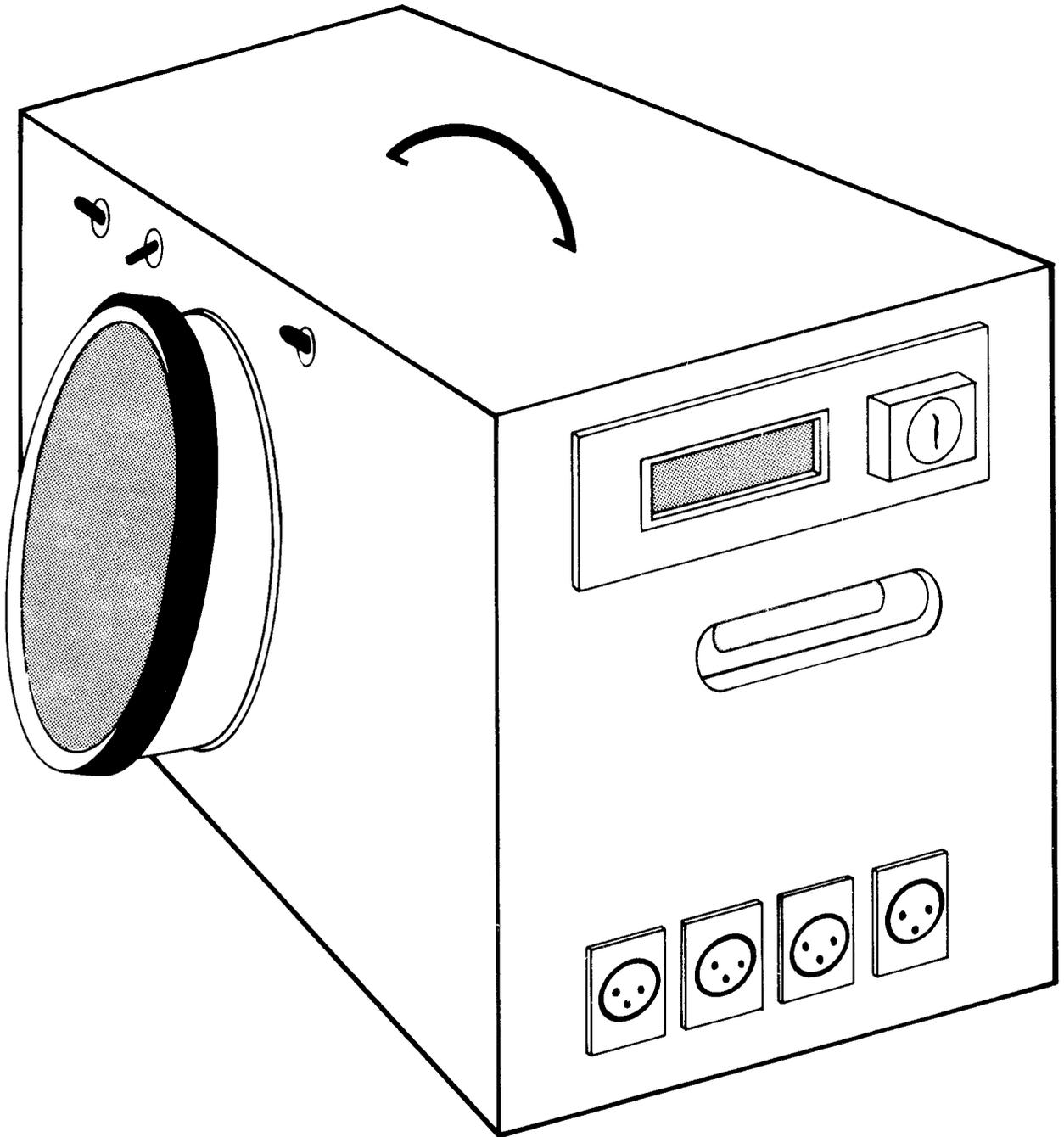


Figure 29. Groupement d'instruments FERIC.

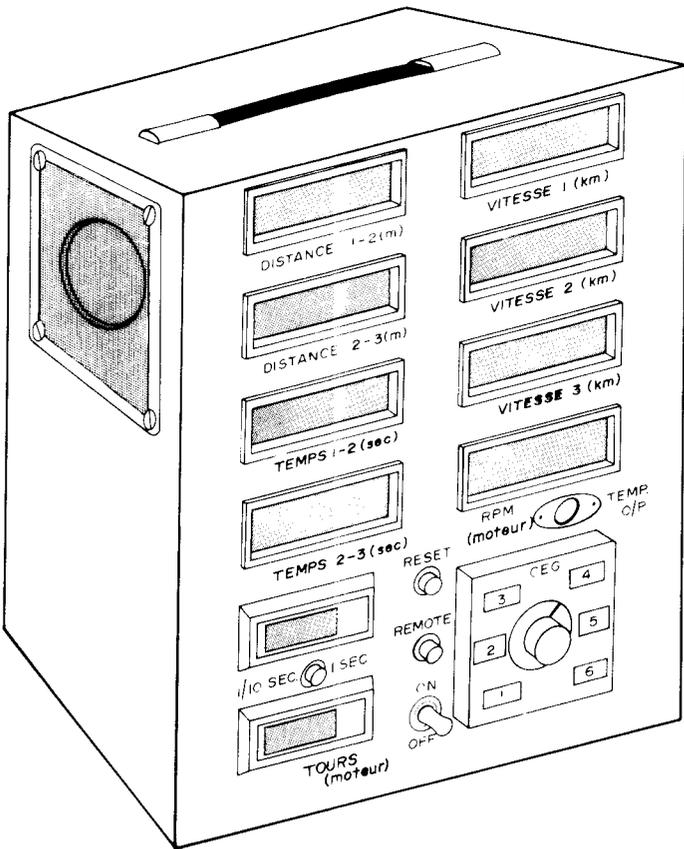
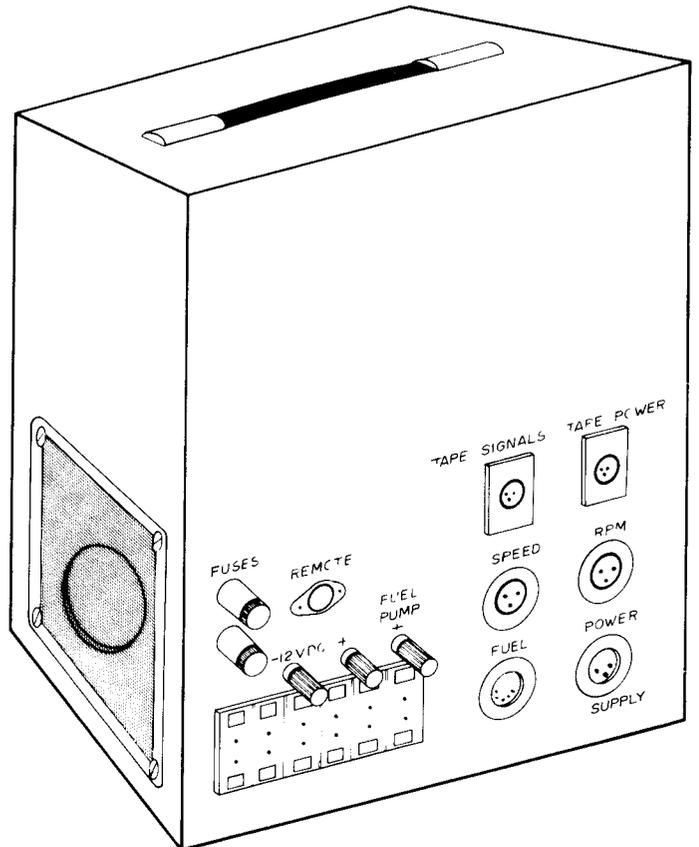


Fig. 30. FERIC "Datamaster" vue de devant: Un sélecteur à six voies se trouve à droite de l'interrupteur.

Fig. 31. FERIC "Datamaster" vue de l'arrière: Prises pour brancher le capteur, le courant et le Datalogger. Les prises du thermocouple se trouvent sous les trois terminaux VDC.



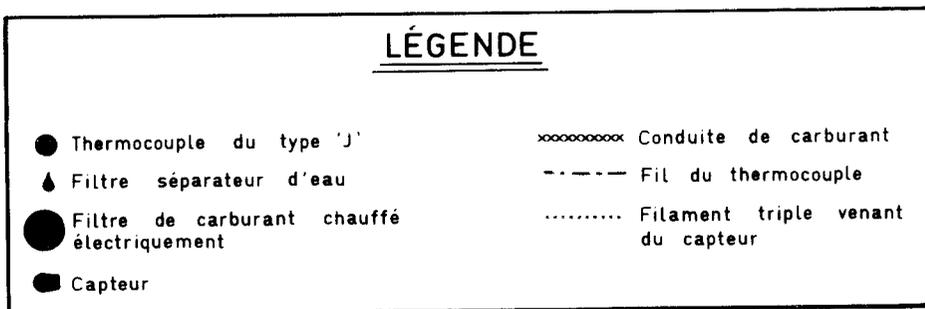
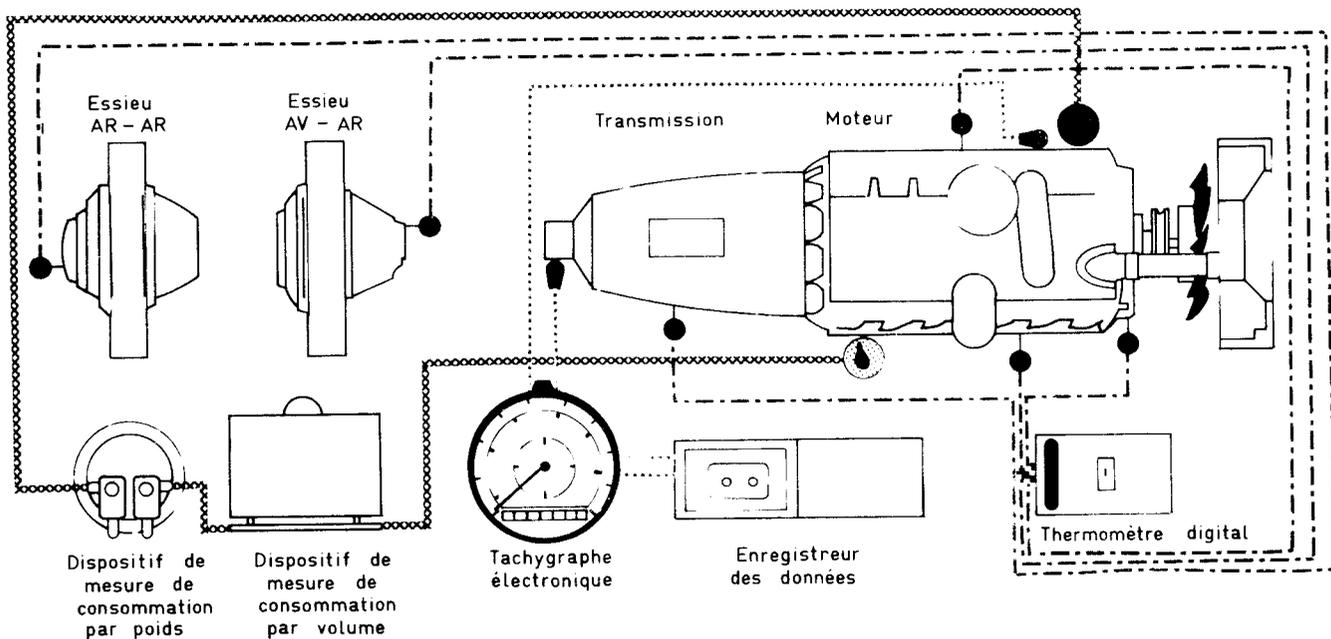


Figure 32. Dessin des branchements et schéma des instruments de mesure et d'enregistrement montés sur le véhicule.

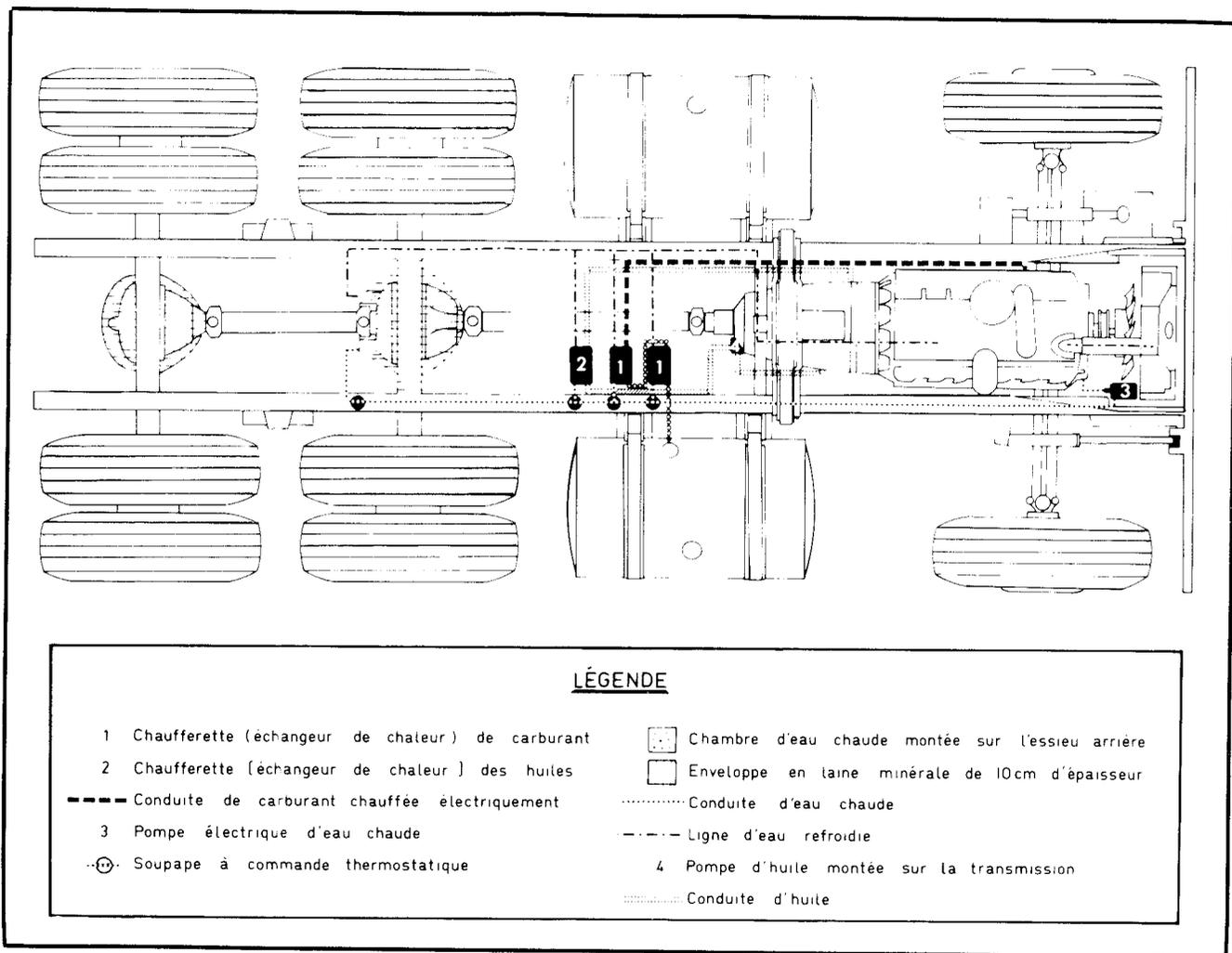


Figure 33. Schéma de l'équipement utilisé pour chauffer les composants du système d'entraînement.

SYMBOLES UTILISÉS

- a - Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes en fonction de la vitesse dans le système de transmission de puissance en daN·s/m.
- a_m - Accélération de la roue en m/s².
- b - Bras de levier de moment résistant, m.
- C - Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des résistances au roulement des pneumatiques et la résistance de l'air, daN·s²/m².
- C_{CR} - Coefficient de résistance due à l'angle de carossage.
- C_{FRA} - Coefficient de résistance de l'air.
- C_{SD} - Coefficient dû à la résistance de déformation du sol.
- C_{DL} - Coefficient de résistance dû à la dérive latérale.
- C_{TR} - Coefficient du train de roulement.
- D - Distance en mètres.
- d_{ir} - Dispersion de la surface de la route en cm/km.
- F - Force à vaincre, daN.
- F_a - Force d'accélération en daN.
- F_{RA} - Force de résistance frontale de l'air en daN.
- $F_{FR}(v_r)$ - Force de freinage due en freinage avec le frein seulement, daN.
- F_{SP} - Force de résistance du système de transmission de puissance en daN.
- F_{RC} - Force de résistance due à la côte, daN.
- $F_{FRM}(v_r)$ - Force de freinage avec le moteur et le frein.
- F_{TM} - Valeur maximum de la force de traction en daN.
- F_I - Force d'inertie en daN.
- F_{ir} - Force d'inertie des roues et du système propulsif, daN.

- F_{RM} - Force aux roues motrices en daN.
- F_{BH} - Force correspondant à la perte par barbotage de l'huile dans le système de transmission de puissance en daN.
- F_{BH}° - Force de résistance à des vitesses proches de zéro.
- F_{SM} - Force à la sortie du moteur ou à l'entrée de la transmission en daN.
- F_{RR} - Force de résistance au roulement en daN.
- F_{rr} - Force de résistance dans les roulements de toutes les roues non-motrices en daN.
- F_{AS} - Force d'adhérence au sol en daN.
- F_{TS} - Force aux roues motrices à un régime stable.
- $F_{TS}(v_r)$ - Force aux roues motrices à une vitesse sur route v_r donnée.
- F_T - Force de traction en daN.
- F_{TR} - Force de résistance totale au roulement en daN.
- Δf_C - Addition au coefficient f_{OR} due à la résistance provoquée par l'angle de carossage des roues avant (directrices).
- Δf_{SD} - Addition au coefficient f_{OR} de la partie de la résistance provoquée par la déformation du sol.
- Δf_M - Addition au coefficient f_{OR} due à l'application du couple aux roues motrices.
- f_{OR} - Coefficient de résistance au roulement aux basses vitesses.
- f_{RR} - Coefficient de résistance au roulement.
- Δf_{SC} - Addition au coefficient f_{OR} due aux vibrations de la suspension (pneus et ressorts).
- Δf_{ir} - Addition au coefficient f_{OR} due aux irrégularités de la route.
- Δf_{vr} - Addition au coefficient f_{OR} due à l'augmentation de la vitesse sur route.
- Δf_{δ} - Addition au coefficient f_{OR} due à la résistance provoquée par l'angle de dérive latérale des roues avant (directrices).

- G_{CH} - Masse de la charge, kg.
- G_T - Masse totale de l'ensemble en kg.
- G_R - Charge nominale par roue en daN.
- g - Accélération terrestre en m/s^2 .
-
- i_{EA} - Rapport de l'essieu arrière.
- i_{TR} - Rapport de la transmission.
-
- j_A - Accélération de l'ensemble en m/s^2 .
- J_{SP} - Moment d'inertie du système propulsif en $daN \cdot m \cdot s^2$.
- J_M - Moment d'inertie du moteur en $daN \cdot m \cdot s^2$.
- J_R - Moment d'inertie d'un pneumatique avec sa roue en $daN \cdot m \cdot s^2$.
- $J_{SP+\Sigma R}$ - Moment d'inertie des roues avec le système propulsif en $daN \cdot m \cdot s^2$.
- $J_{\Sigma R}$ - Moment d'inertie de toutes les roues avec les pneumatiques en $daN \cdot m \cdot s^2$.
- j_r - Accélération de la roue en m/s^2 .
-
- K - Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance de l'air en fonction de la vitesse au carré, en $daN \cdot s^2/m^4$.
- k - Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance au roulement en fonction de la vitesse au carré, en $daN \cdot s^2/m^2$.
-
- M_{ES} - Moment appliqué aux roues motrices (avant la perte au sol) en daN.m.
- M_{MC} - Moment rotatif du moteur à un régime stable en daN.m.
- M_M - Moment rotatif du moteur en daN.m à un régime variable.
- M_{FRM} - Moment de freinage fourni par le moteur, daN.m.

- M_{RT}^r - Moment résistant à un moment donné en daN·m.
- $(M_{RT}^r)'$ - Moment résistant au point A de la figure no. 8, daN·m.
- $(M_{RT}^r)''$ - Moment résistant au point B de la figure no. 8, daN·m.
- M_T - Moment de rotation des roues en daN·m.
- M_{RT} - Moment aux roues tractrices.
- M_{SOL} - Moment aux roues motrices (au sol) en daN·m.
- m_{CH} - Masse de la charge utile.
- m_T - Masse inerte totale du véhicule chargé.
- m_p - Masse propre de l'ensemble du véhicule.
- m - Nombre de pignons cylindriques en mèche.
- m_A - Masse dynamique de l'ensemble (G_T/g).

- N_E - Puissance effective en kW.
- N_{SPE} - Puissance spécifique en kW/tonne.
- N_{SM} - Puissance à la sortie du moteur (monté dans le camion) en kW.
- N_{SP} - Puissance perdue dans le système de transmission de puissance en kW.
- N_R - Puissance aux roues en kW.
- n - Nombre de pignons coniques en mèche.
- n_M - Vitesse de rotation en t/m.
- n_t - Nombre de tours des roues pour la distance D.

- o - Nombre de joints universels.

- p - Pression atmosphérique, daN/m².
- p_o - pression barométrique de référence (10.132,48 daN/m²).
- p_r - Gonflage de la roue, daN/m².
- p_d - Pression dynamique sur la surface frontale en daN/m².

- P_{tp}° - Force initiale de résistance au brassage, daN.
- $P_{f\Sigma}^{\circ}$ - Force initiale de résistance au roulement, daN.
- P_{fa}° - Force initiale de résistance comportant le roulement et le brassage, daN.
- P_{tp}° - Force totale de résistance à une vitesse donnée due au brassage.
- Q - Consommation sur route.
- Q_{TA} - Consommation totale due au brassage de l'huile comprenant la transmission et les deux essieux.
- R - Constante molaire des gas.
- R_{CP} - Réaction au sol avec le couple appliqué, daN.
- R_T - Réaction au sol en daN.
- R_G - Réaction au sol due au poids sur la roue en daN.
- R_{CCT} - Résistance calculée à partir de la consommation totale, daN.
- R_P - Réaction au sol due au poids sur la roue, daN.
- r_{ℓ} - Rayon libre, m (mètre).
- r_{CD}^T - Rayon chargé (dynamique) avec application du couple en m.
- r_{CD}° - Rayon chargé (cinématique) sans application du couple en m.
- r_{CS} - Rayon chargé (statique) en m.
- S - Surface frontale maximale en m^2 .
- T - Température absolue en $^{\circ}K$.
- T_o - Température standard de l'air ($288^{\circ}K$).
- t - Temps en s.
- t_s - Temps pour parcourir la distance D.
- t_o - Température de l'huile de la transmission et des essieux arrières, $^{\circ}C$.

- v_{AIR} - Vitesse de l'air en m/s.
- v_r - Vitesse sur route en m/s.
- v_r' - Vitesse sur route au point A de la figure no. 8, m/s.
- v_r'' - Vitesse sur route au point B de la figure no. 8, m/s.
- Z_r - Nombre de roues.
- α - Inclinaison de la pente verticale sur route en degrés.
- β - Angle de carossage en degrés.
- γ - Masse volumique de l'air.
- δ - Angle de dérive en degrés.
- δ_A - Coefficient tenant compte des masses rotatives de l'ensemble.
- δ'_A - Coefficient tenant compte des masses rotative (camion essayé en route libre).
- ϵ - Inclinaison de la pente lors de l'essais de la détermination du moment J_R .
- μ - Angle de la dépression de la pédale.
- η_A - Coefficient des pertes de puissance lors de l'accélération du moteur.
- η_{E1} - Coefficient de pertes de l'essieu avant-arrière.
- η_{E2} - Coefficient de pertes de l'essieu arrière-arrière.
- η_{PCO}^n - Rendement des figures coniques en mèche.
- η_{PCY}^m - Rendement des pignons cylindriques en mèche.
- η_{SP} - Coefficient des pertes du système propulsif (total).
- η_M - Coefficient global des pertes de puissance du moteur avec les accésoires (non incluse dont les pertes thermiques et mécaniques du moteur).

- η_{TAM} - Coefficient des pertes de puissance dues à l'élévation de la température autour du moteur.
- η_{AC} - Coefficient des pertes de puissance dues aux accessoires du moteur.
- η_{FR} - Coefficient destiné à tenir compte de la perte par frottement dans le système de transmission de puissance (avec le couple appliqué).
- η_{RMAX} - Rendement maximum d'un pneumatique.
- η_{BH} - Coefficient correspondant à la perte par brassage de l'huile dans le système de transmission de puissance, daN.
- η_{PN} - Coefficient de pertes de puissance.
- η_{NM} - Coefficient des pertes de puissance dues à l'élévation au-delà du niveau de la mer.
- η_{TR} - Coefficient de pertes de la transmission.
- η_R - Coefficient des pertes aux roues en traction.
- η_{JU} - Coefficient de pertes des joints universels.
- ϕ - Coefficient d'adhérence au sol du pneumatique.
- λ - Coefficient de l'élasticité tangentielle des pneumatiques.
- ρ - Coefficient de la masse dynamique de l'air pour des conditions autres que standard.
- ρ_0 - Coefficient de la masse dynamique de l'air en $\text{daN}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$ pour les conditions standard ($0.125 \text{ daN}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$).
- ψ - Coefficient total de résistance (pente, air et roulement).
- ω_A - Vitesse angulaire du moteur en s^{-1} ($n_M \cdot \pi/30$).

BIBLIOGRAPHIE

1. A.A. Tokarev. Toplivnaia ekonomitchnost i tiagovo-skorostnie katchestva avtomobilia. Mashinostroenie 1982.
2. Caubet J.J.. La théorie et pratique industrielle du frottement. Paris Dunod-Technip 1964.
3. Conference on driveline engineering. The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings 1969-1970. Volume 184. Part 31. Westminster. London.
4. Prof. Dipl.-Ing Jörusen Reimpell: Jahrwerktechnik. Vogel-Verlag 1982, Würzburg.
5. Smith, Gary L. Commercial vehicle performance and fuel economy. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers. Technical Paper 700194.
6. H. Zakin. Prikladnaia teoria dvijenja avtopoezda, Transport, Moskva 1967.