

Etudes du Centre de Productivité
des Transports

Economiser le carburant

Gestion de l'énergie dans le transport routier

CDAT
3462

EDITIONS CELSE

LE CENTRE DE PRODUCTIVITE DES TRANSPORTS (CPT) est un organisme sans but lucratif, créé en 1968 par l'ensemble des organismes professionnels des transports routiers de voyageurs et de marchandises et des activités auxiliaires du transport avec l'appui moral et matériel des pouvoirs publics, dans le cadre d'une convention avec le Ministère chargé des Transports.

Le Conseil d'administration du CPT a délégué ses pouvoirs pour tous les problèmes concernant les études à son

CONSEIL D'ORIENTATION TECHNIQUE (COT)

Le COT est composé de personnalités du transport choisies par le Conseil d'administration pour leur qualification professionnelle et technique.

Afin d'assurer et de contrôler l'exécution du programme annuel des travaux qui lui est confié, le COT désigne parmi ses membres un responsable pour chaque étude.

Cet animateur s'entoure d'un certain nombre de conseillers constituant un groupe de travail spécialisé dont il assure la présidence.

Il rend compte périodiquement au COT de l'état d'avancement de ses travaux et lui soumet pour examen son rapport final d'études.

Après approbation par le COT, ces études sont diffusées par les soins du Centre de productivité des transports.

Liste des membres titulaires du COT

Le Président Délégué Général du CPT
Le Commissaire du Gouvernement auprès du CPT
Président du COT : M. Pierre ALLANET, Société centrale de chemins de fer et d'entreprises
Rapporteur Général du COT : M. Charles FAURE

Membres

Jean-Claude ACCIO, Transac - Fédération nationale des transports routiers.

Philippe ALLAIRE, Citram - Cercle d'études du transport.

Jacques BARABEAU, Fédération française des commissionnaires et auxiliaires de transports.

Maurice BOUCHET, La Flèche Cavallonnaise - Unicooptrans.

Michel de CAMBOURG, Caisse de garantie mutuelle des transports routiers.

René CARTOUX, Fédération nationale des chauffeurs routiers.

Edouard CHAIX, Transfrance - Groupement national des affréteurs routiers.

Jean de CHAUVERON, Chambre syndicale nationale des loueurs de véhicules industriels.

Guy DARDEL, TCX - Cercle du conteneur et du transport intermodal.

André DELSAUX, Gefco - Cercle d'études du transport.

Henri FREY, Transexel - Sergie.

Léon GATEFOSSEY, Fédération des transports FO.

Jacques GUYOT - DARLY, Chambre syndicale des entreprises de déménagement et de garde-meubles.

Jean GRAPPIN, Office général des transports - Caisse de garantie mutuelle des transports routiers.

Alain JEZEQUEL, Fédération nationale des transports routiers.

Jean KERUZORE, Comité national routier.

Jean KRITZER, Groupement syndical interdépartemental des transports routiers de la région de Paris.

Jean LAUTACHE, CFTC

Jean-Louis OHEIX, Comité national des loueurs.

Jean-Claude PECHIN, Fédération nationale des chauffeurs routiers.

Jean-Louis POILPOT, SCETA - CGC.

Michel PROST, Prost Transports.

Rapporteurs :

Georges AGEON, Conseiller technique auprès de la Chambre syndicale des constructeurs automobiles.

Philippe DURANDEU, Comité national routier.

Henri HELLER, Groupement national des affréteurs routiers.

SOMMAIRE

Préface	3
Introduction	5
Composition du groupe de travail	7
<u>PRERAPPORT</u>	9
<u>Titre I. ACTIONS SUR LE VEHICULE</u>	17
- Augmentation du nombre d'unités transportées	19
- Diminution de la résistance au roulement	26
- Diminution de la résistance aérodynamique	30
- Critères de choix du véhicule	36
- Transports par conteneurs	37
annexe 1. Rentabilité de l'allègement des véhicules	40
annexe 2. Gains chiffrés du gasole pour 1 000 kg d'allègement	46
annexe 3. Comparaison de poids acier/aluminium d'éléments de véhicules 16 t	47
annexe 4. Paramètres influençant la résistance au roulement ..	48
annexe 5. L'aérodynamisme des véhicules de transport routier	54
annexe 6. Etude des dispositifs de réduction de la traînée ... aérodynamique des véhicules utilitaires	63
<u>Titre II. ACTIONS SUR LE MOTEUR</u>	67
- Diesélisation des moteurs	68
- Rapport puissance/poids	71
- Choix d'un rapport course/alésage réduisant le plus possible l'énergie restant dans les gaz rejetés et d'un régime maximal permettant encore une excellente respiration du moteur	73
- Développement de différents systèmes d'injection "directe" avec chambre de combustion dans la tête du piston	74
- La suralimentation	75
- Ventilateurs débrayables et à entraînement glissant	77
- Réglage "fin" des moteurs en bout de chaîne. Amélioration de la fiabilité des moteurs et des dispositifs d'injection	78
- Amélioration de la lubrification	79
- Développement de nouveaux moteurs	80
- Récupération d'énergie	81
annexe 1. Parc automobile français au 1er janvier de chaque année de 1970 à 1976	84
annexe 2. Recherche d'un critère de mobilité des véhicules industriels routiers	85
annexe 3. La technique de suralimentation suivant le procédé "maxi-couple"	108

<u>Titre III. ACTIONS SUR LA CHAÎNE CINEMATIQUE</u>	<u>113</u>
- Synchronisation des rapports de la boîte de vitesses	115
- Nombre et étagement des rapports de la boîte de vitesses en relation avec la plage effective des régimes du moteur	116
- Choix du couple de pont	119
- Amélioration du rendement des transmissions	121
- Automatisation du changement des vitesses en fonction de la vitesse du véhicule et du couple résistant	123
- Prises de mouvement	124
annexe 1. Rôle d'un synchroniseur	126
annexe 2. Choix de la puissance et des démultiplications de la transmission	127
annexe 3. Du choix du couple de pont	129
annexe 4. Plages économiques des principaux tracteurs routiers "maxicodes" vendus en France	134
<u>Titre IV. ACTIONS SUR LES POIDS ET DIMENSIONS</u>	<u>139</u>
- Augmentation de la largeur hors tout autorisée	142
- Allongement de la longueur hors tout autorisée pour les attelages tracteur + semi-remorque	145
- Adoption d'une charge élevée à l'essieu	147
- Augmentation du poids total roulant maximum autorisé	148
- Conclusion	151
annexe 1. Incidence d'une éventuelle augmentation de PTR sur la consommation de combustible	154
annexe 2. Influence de la charge par essieu sur l'économie du transport routier français (résumé)	160
<u>Titre V. ACTIONS SUR LA CONDUITE ET L'ENTRETIEN</u>	<u>163</u>
- Prise en mains d'un véhicule neuf	165
- Conduite proprement dite	168
- Conseils pour une conduite économique	169
- Surveillance accrue du matériel	174
- Entretien courant du matériel	177
- Stockage et pleins de gasole	178
- Interventions préventives sur organes	179
- Exploitation des disques de chronotachygraphe	180
- Limiteur de vitesse	183
- Indicateur de consommation	184
- Choix des itinéraires	185
annexe 1. Comment interpréter les indications du compte-tours	188
annexe 2. Le double débrayage et la conduite économique	198
annexe 3. Un an de stages de "conduite économique" à l'AFT	202
annexe 4. Comment éviter le gaspillage de carburant	205
annexe 5. Essai routier d'un limiteur de vitesse et comparaison des performances avec un véhicule sans limiteur	208

<u>Titre VI. ACTIONS SUR LES INFRASTRUCTURES ROUTIERES</u>	213
- Incitation à une plus grande utilisation des autoroutes existantes	215
- Amélioration de la qualité de certains revêtements routiers	217
- Création de routes à deux chaussées séparées	218
- Toutes opérations pour faciliter la circulation des poids lourds sur les routes existantes	220
annexe. Quelques chiffres	221

P R É F A C E

A l'heure où la gestion de l'énergie devient l'un des problèmes majeurs de l'économie française, le transport routier se doit de prendre une part active à cette recherche, tant en raison de son importance du point de vue économique que de la part qu'il prend dans la consommation de carburant.

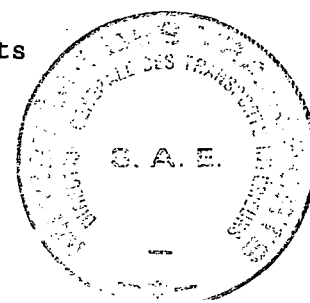
C'est à cette action, et pour le compte de toutes les activités du transport routier, que s'est attaché le *Centre de Productivité des Transports*.

Dans les pages qui suivent, tous les maîtres d'oeuvre intéressés - transporteurs, constructeurs, pouvoirs publics et toutes les catégories d'agents du transport - dirigeants, conducteurs, mécaniciens, manutentionnaires - trouveront des recommandations sur les diverses mesures qui doivent permettre de réduire la consommation de carburant des véhicules routiers.

Pour ceux qui, au-delà des conseils qui leur sont donnés dans un langage dégagé de toute terminologie spécialisée, souhaiteraient connaître l'analyse technique qui a conduit à l'élaboration de ces directives, les éléments de cette analyse sont fournis dans les pages de couleur bleue qui constituent le dossier scientifique de l'ouvrage.

Avant de clôre cette préface, je tiens à remercier l'équipe de travail - représentants des pouvoirs publics, transporteurs et techniciens de l'automobile - qui, au prix de longs mois d'efforts prélevés sur leurs propres tâches, ont permis cette réalisation : mes remerciements vont en particulier à M. Michel PROST, Président et animateur du groupe de travail spécialisé du Conseil d'Orientation technique du CPT, et à M. Georges AGEON, Rapporteur de ce groupe.

GERARD DUPONT
Président-Délégué Général
du Centre de Productivité des Transports



ECONOMISER...

Economiser l'énergie est le devoir de tous les Français pour faciliter l'équilibre de notre balance commerciale. Pour les utilisateurs de véhicules de transport routier, le renchérissement du gasole, dont le coût intervient pour une large part dans le prix de revient d'un transport tant de personnes que de marchandises, en fait d'autre part un impératif de gestion.

En février 1975, la Direction des Transports Terrestres a souhaité que soit dressé le catalogue des économies qui pourraient découler d'une construction et d'une exploitation des véhicules routiers optimisées à ce point de vue.

M. Gérard DUPONT, président-délégué général du Centre de productivité des transports, a alors confié à M. Pierre ALLANET, président du Conseil d'orientation technique du CPT, la mission de constituer un groupe de travail chargé de recenser toutes les actions susceptibles d'être entreprises à cette fin.

Présidée par M. Michel PROST, cette équipe s'est réunie fréquemment durant le premier semestre de 1975 et a déposé en juillet 1975 un prérapport de synthèse sur ses travaux, prérapport qui fixe l'enveloppe des actions préconisées dans l'optique "économies d'énergie". Ce résumé figure ci-après en tête de ce document.

Le présent rapport général des travaux de la commission "économies" est divisé en six titres établis suivant le classement développé dans le prérapport de synthèse, à savoir :

- 1 - actions sur le véhicule*
- 2 - actions sur le moteur*
- 3 - actions sur la chaîne cinématique*
- 4 - actions sur les poids et dimensions*
- 5 - actions sur la conduite et l'entretien*
- 6 - actions sur les infrastructures routières*

Chaque titre est à son tour éclaté en deux parties :

- *le rapport proprement dit,*
- *les annexes.*

Au total il est donc possible de prendre connaissance du contenu de ce document à trois niveaux d'approfondissement différents en fonction du temps dont dispose le lecteur :

- *le prérapport, c'est-à-dire le résumé du rapport (pages de couleur verte),*
- *le rapport proprement dit (pages de couleur blanche),*
- *les annexes des différents chapitres du rapport (pages de couleur bleue).*

REMARQUE IMPORTANTE : La portée de chaque mesure suggérée est appréciée toutes choses égales par ailleurs, mais il n'y a pas lieu d'en déduire que les effets des diverses suggestions exprimées seraient systématiquement cumulatifs.

COMPOSITION DU GROUPE DE TRAVAIL

PRESIDENT

M. Michel PROST, Directeur général de "Prost Transports"

RAPPORTEUR

M. Georges AGEON, Chambre syndicale
des constructeurs automobiles

MEMBRES

MM. ACCIO	Président de la commission "Environnement" CPT
BONNETAIN	Direction des études et recherches Berliet
DUCLOS	Conseiller technique FNTR
DUMERC	Direction des Transports Terrestres
DUMONT	Direction des Routes
JACKSON	Directeur technique Trailor
JUVENAL	Direction des Transports Terrestres
LAMBERT	Chef de parc "Prost Transports"
METTHEY	Conseiller technique CPT
POIRIER	AFT
PRATZ	Président de la commission "Matériel" CPT

PRERAPPORT

- I – Actions sur le véhicule**
- II – Actions sur le moteur**
- III – Actions sur la chaîne cinématique**
- IV – Actions sur les poids et dimensions**
- V – Actions sur la conduite et l'entretien**
- VI – Actions sur les infrastructures routières**

I – ACTIONS SUR LE VEHICULE

<i>OPERATIONS</i>	<i>MAITRES D'OEUVRE</i>	<i>ECHÉANCES</i>	<i>GAINS</i>
Augmentation du nombre d'unités transportées – Allègement du véhicule – Abaissement de la hauteur du plancher – Allongement du plateau par réduction de la profondeur de la cabine et pour les tracteurs, par optimisation de la position du pivot d'attelage	Constructeurs/Carrossiers Utilisateurs Constructeurs/Carrossiers Constructeurs	Court terme Certaines études en cours Certaines études en cours mais nécessité de modifications profondes de la part des constructeurs pour le déplacement du pivot d'attelage	Variables, mais toujours appréciables par le gain de résistance au roulement, et si le trafic le permet, de charge utile Sensibles surtout dans le cas des semi-remorques Appréciables mais nécessité d'une avancée de la sellette conduisant à avancer le plus possible l'essieu avant
Diminution de la résistance au roulement – Adoption de pneus à «carcasse radiale» – Choix de la sculpture du pneu – Généralisation des pneus sans chambre – Adoption de roues à disque – Pression de gonflage correcte – Pneus « simples » au lieu de « jumelés » – Moyeux de roues de semi-remorques lubrifiés à l'huile au lieu de graisse – Fixation des ponts et des essieux	Utilisateurs Utilisateurs Constructeurs/Utilisateurs Constructeurs Utilisateurs/Conducteurs Constructeurs/Manufacturiers de pneumatiques Constructeurs de semi-remorques Constructeurs	Immédiate. Opération déjà très engagée Immédiate Opération déjà engagée En cours de développement Immédiate Etudes en cours sur tracteurs et porteurs. Réalisations bien engagées sur les semi-remorques En cours de réalisation Réalisée par certains constructeurs. Court terme pour les autres	Appréciables Appréciables Economies : consommation et matière Faibles mais positifs Jusqu'à 8 % sur la consommation Economies appréciables : carburant et matière (gomme), sous réserve d'un choix de pneus permettant de ne pas augmenter la fatigue de la chaussée 5 à 6 % sur les frottements des roulements Non chiffrables
Diminution de la résistance aérodynamique – Diminution du maître-couple – Raccordement cabine/carrosserie – Raccordement tracteur/semi-remorque – Carénage du « dessous » – Déflecteurs « coupe-vent » – Correction des remous arrière – Carrosseries à parois lisses ou à nervures horizontales – Arrimage des bâches	Ne concerne que les véhicules vraiment routiers. Sans intérêt pour les véhicules circulant à faible vitesse ou dans les zones urbaines		
	Constructeurs/Carrossiers Utilisateurs Constructeurs/Carróssiers Constructeurs Constructeurs Constructeurs Utilisateurs/Carrossiers Utilisateurs/Conducteurs	Court Terme Etudes en cours Etudes en cours Etudes en cours Etudes en cours Etudes en cours Immédiate pour nouveaux véhicules Immédiate	Faibles, appréciables selon les cas. Non chiffrables actuellement Non chiffrables actuellement Non chiffrables actuellement Pouvant atteindre voire dépasser 6 à 8 % sur la consommation Non chiffrables actuellement Variables mais appréciables Appréciables
Critères de choix du véhicule – Meilleure information de l'utilisateur – Meilleure information du constructeur	Constructeurs Utilisateurs	Rédaction à court terme d'un questionnaire type à remplir par l'acheteur	Gains importants d'un choix réfléchi sur un choix non réfléchi
Transports par conteneurs	Pouvoirs publics/ Transporteurs	Immédiate	Gains notables sur ce type de transports par adoption de nouvelles normes dimensionnelles européennes tenant compte des propositions du titre IV ci-après

II – ACTIONS SUR LE MOTEUR

<i>OPERATIONS</i>	<i>MAITRES D'OEUVRE</i>	<i>ECHANGES</i>	<i>GAINS</i>
Diésélisation des moteurs – plus de 6 tonnes de PTR – 2,5 à 6 tonnes de PTR	Constructeurs/Utilisateurs Constructeurs/Utilisateurs	Pratiquement réalisée D'ici à 1980	Gains résiduels faibles Environ : 5 % sur l'ensemble du parc de la catégorie
Rapport puissance/poids	Pouvoirs publics/Constructeurs	Nécessité de renverser la tendance passée. Valoriser la notion de couple et les performances en côte,	Appréciables
Choix d'un rapport course/ alésage réduisant le plus possible l'énergie restant dans les gaz rejetés et d'un régime maximal permettant encore une excellente respi- ration du moteur	Constructeurs	Etudes en cours	Non chiffrables avec précision actuellement, mais certaine- ment appréciable
Développement de différents systèmes d'injection « direc- te » avec chambre de combus- tion dans la tête du piston	Constructeurs	Pratiquement réalisé sur les véhicules « modernes »	Appréciables surtout lors du remplacement progressif du parc ancien
Suralimentation – air non refroidi – air refroidi	Constructeurs Constructeurs	En cours de développement A ses débuts pour les gros moteurs	De 5 % (classique) à 10 % (type maxi-couple) (1) Probablement importants En sus dans les deux cas, diminution du poids du moteur à performances égales
Ventilateurs débrayables et à entraînement glissant	Constructeurs	Généralisation possible	De 0,5 % à 2 % sur la consommation
Réglage « fin » des moteurs en bout de chaîne. Améliora- tion de la fiabilité des moteurs et des dispositifs d'injection	Constructeurs	En cours de réalisation	Appréciables
Amélioration de la lubri- fication	Constructeurs/Producteurs de lubrifiants	En cours de réalisa- tion pour partie seulement	Appréciables par : – fiabilisation des caractéris- tiques du moteur, d'où une économie de gasole appréciable et diminution de la consommation d'huile moteur – amélioration notable du ren- dement mécanique
Développement de nou- veaux moteurs	Chercheurs et construc- teurs	Recherches en cours	Gains éventuels non encore chiffrables
Récupération d'énergie	Chercheurs et construc- teurs	A lancer rapidement	Importants

(1) La conduite d'un véhicule à moteur suralimenté demande une adaptation du conducteur surtout pour la suralimentation du type maxi-couple.

III – ACTIONS SUR LA CHAÎNE CINÉMATIQUE

<i>OPERATIONS</i>	<i>MAITRES D'OEUVRE</i>	<i>ECHÉANCES</i>	<i>GAINS</i>
Synchronisation des rapports de la boîte de vitesses	Constructeurs	En cours de développement	Appréciables par diminution des temps de passage des vitesses et des décélérations qui en résultent nécessitant la fourniture d'énergie dans de mauvaises conditions de rendement
Nombre et étagement des rapports de la boîte de vitesses (relais ou pont à deux vitesses inclus) en relation avec la plage effective des régimes du moteur	Constructeurs/Utilisateurs	Immédiate pour tout nouvel achat	Importants, si l'utilisateur a bien exprimé son problème de transport au constructeur et si ce dernier a prévu une boîte de vitesses telle que le point de fonctionnement du moteur puisse se situer en permanence dans la plage économique
Choix du couple de pont — Plus grand nombre de couples offerts — Choix du couple le mieux adapté (voir Guide de Conduite CSCA/AFT)	Constructeurs Utilisateurs	En cours de développement Immédiate sur les nouveaux véhicules si le point ci-dessus est résolu	Importants, si couple bien choisi et conduite adaptée Voir ci-dessus. Un mauvais choix du couple de pont et (ou) une conduite non adaptée peuvent entraîner des consommations très élevées
Amélioration du rendement des transmissions — au niveau de la mécanique de la boîte de vitesses — au niveau de la mécanique du pont (réducteurs dans les moyeux) — au niveau de la lubrification de la chaîne cinématique	Constructeurs Constructeurs Constructeurs/Producteurs de lubrifiants	Réalisée ou en voie de l'être En voie de réalisation Recherches en cours	Non négligeables ; fiabilité accrue Peu sensibles au niveau du carburant Appréciables par amélioration notable du rendement mécanique
Automatisation du changement des vitesses en fonction de la vitesse du véhicule et du couple résistant (ne pas confondre avec les boîtes automatiques actuelles à convertisseur)	Constructeurs	D'ici à 1980	Importants dans le cas de conducteurs « moyens » (15 % d'économie sur la consommation) ou « débutants » (jusqu'à 20 % d'économie). Pratiquement nuls pour un conducteur expérimenté
Prises de mouvement	Constructeurs Utilisateurs Carrossiers	Immédiate pour tout nouvel achat.	Lorsque la prise de mouvement est utilisée, gains notables d'un choix réfléchi sur un choix non réfléchi

IV – ACTIONS SUR LES POIDS ET DIMENSIONS

<i>OPERATIONS</i>	<i>MAITRES D'OEUVRE</i>	<i>ECHÉANCES</i>	<i>GAINS</i>
Augmentation minimale de 5 cm de la largeur hors tout autorisée, soit 2,55 m au lieu de 2,50 m offrant la possibilité de saturer la surface de plancher du véhicule en palettes de 80 x 120, 100 x 120 ou 120 x 120 en offrant d'autre part la sécurité maximale l'optimum étant 9 cm, soit 2,59 m (1)	Pouvoirs publics		Importants sur les trafics palettisés et notables sur les frets de faible densité.
Allongement de 50 cm de la longueur maximale de l'attelage tracteur-semi-remorque, soit 15,50 m au lieu de 15,00 m (2)	Pouvoirs publics		Pour les attelages maxicodes 4 % pour les frets non denses (de plus en plus fréquents) ne saturant pas le PTR actuel et pour presque tous les frets dans l'hypothèse d'une augmentation du PTR
Adoption d'une charge élevée à l'essieu	Pouvoirs publics		Toute augmentation de la charge par essieu qui accroît la charge par pneu diminue le coefficient de résistance de roulement et donc la consommation, et inversement Pour transporter une masse donnée : x milliers de tonnes d'un point à un autre, par rapport à des camions 4 x 2, code 13 t, des camions 4 x 2 au code 10 t consomment 22 % de carburant et 30 % d'huile en plus
Augmentation du PTMA	Pouvoirs publics		Liés à l'importance de l'accroissement, mais substantiels, le poids mort augmentant beaucoup moins rapidement que la charge utile et la résistance de l'air restant inchangée. Le seul passage de 38 à 40 t entraînerait un gain de 5 %, mais il n'y a pas de contre-indication à envisager 45 t ou plus

- (1) Dans six états des USA ainsi qu'au Canada, la largeur maximale est fixée à 102" soit 2,59 mètres. Pour permettre une productivité élevée dans le chargement et le déchargement des palettes, il faudrait souhaiter un développement rapide de la solution de rails longitudinaux encastrés dans le plancher nécessitant le passage de deux palettes de 1,20 m (ou 3 palettes de 0,80) de front au niveau des portes arrière, et ce, avec un jeu suffisant. Compte tenu de l'épaisseur des montants de portes à cet endroit, c'est cette cote hors tout de 2,59 m qui constituerait également pour l'Europe la norme optimale.
- (2) Une tolérance de fait existe à 15,50 m pour la seule circulation des véhicules articulés transportant un conteneur ISO de 40 pieds (ou deux conteneurs de 20 pieds).

V – ACTIONS SUR LA CONDUITE ET L'ENTRETIEN

<i>OPERATIONS</i>	<i>MAITRES D'OEUVRE</i>	<i>ECHÉANCES</i>	<i>GAINS</i>
Prise en mains d'un véhicule neuf – Identification des commandes – Meilleure information sur les caractéristiques et sur les possibilités du véhicule – Rodage	Constructeurs Utilisateurs Formateurs	A court terme Immédiate pour moteurs neufs ou révisés	Difficilement chiffrables sur le plan de l'économie de consommation mais loin d'être négligeables Importants par optimisation de l'état mécanique du moteur et maintien ultérieur ce celui-ci
Conduite proprement dite – Amélioration du style de conduite. Modification du comportement du conducteur (vitesse, double-débrayage, conduite coulée, etc.)	Constructeurs Utilisateurs Formateurs Conducteurs	Immédiate	Variables selon les conducteurs Gains de l'ordre de 10 à 15 % en moyenne après formation à un nouveau style de conduite Référence : Formation AFT Guide de Conduite - CSCA
Surveillance accrue du matériel	Utilisateurs Conducteurs	Immédiate	Non chiffrables
Entretien courant du matériel – Programmation et respect des fréquences	Utilisateurs	Immédiate	Appréciables
Stockage et pleins de gasole	Utilisateurs	Immédiate	Gains appréciables si l'utilisateur renforce la surveillance, le contrôle et l'entretien des cuves de stockage et des appareils de distribution ; si le conducteur évite les pertes par débordement et évaporation ; si une discipline stricte est établie dans l'entreprise et sur la route pour les ravitaillements en carburant
Interventions préventives sur organes – Avec détermination des fréquences par l'utilisateur – Avec indication par le constructeur à l'utilisateur de la durée prévisionnelle (km et/ou temps) des organes compte tenu de l'usage prévu pour le véhicule.	Utilisateurs Formateurs Conseils en gestion Constructeurs Utilisateurs	Le planning ne peut être au point qu'après plusieurs années d'exploitation par l'utilisateur d'un nombre suffisant de véhicules du modèle concerné Dialogue en cours mais à accélérer. Ferait gagner un temps précieux	Appréciables, mais différés ; en sus accroissement de la fiabilité réduction des immobilisations du matériel, sécurité accrue Mêmes gains, mais immédiats dès la mise en service du véhicule

V – ACTIONS SUR LA CONDUITE ET L'ENTRETIEN (suite)

OPERATIONS	MAITRES D'OEUVRE	ECHEANCES	GAINS
<p>Exploitation des disques de chronotachygraphe</p> <p>Dépouillement des enregistrements et utilisation des résultats pour améliorer le style de conduite et détecter les abus</p>	Utilisateurs/Fabricants d'appareils	<p>Préalablement à des résultats appréciables, nécessité de solutions matérielles et éventuellement réglementaires :</p> <ul style="list-style-type: none"> - à l'enregistrement de kilométrages dignes de foi (réglage du correcteur sur la circonférence du pneu à mi-usure) - à la suppression du risque de superposition d'enregistrements - au dépouillement automatique des disques 	<p>Le règlement communautaire de juillet 1970 a conduit à des appareils empêchant l'enregistrement simultané de toutes les données non obligatoires nécessaires à un contrôle efficace de la bonne gestion de l'énergie par le conducteur (régimes moteur, usage des divers types de freins et de ralentisseurs, température de l'huile du moteur, qui intervient indirectement), mais il serait néanmoins possible de tirer de certains appareils des informations précieuses sur la qualité de la conduite et l'état du matériel permettant des gains notables à terme.</p>
<p>Limiteur de vitesse (par action sur le débit de la pompe d'injection)</p>	Constructeurs	<ul style="list-style-type: none"> — En cours d'expérimentation chez plusieurs constructeurs — Impossible à généraliser dans l'état actuel des techniques de régulation de pompes d'injection. Agit surtout sur autoroutes et voies rapides. 	<p>Oblige le conducteur à respecter en palier les vitesses limites réglementaires. Pour un conducteur habitué à dépasser la vitesse réglementaire l'économie peut atteindre 17 % sur la consommation. L'économie est nulle pour un conducteur qui respecte les vitesses réglementaires</p>
<p>Indicateur de consommation</p>	Constructeurs/Fabricants d'équipements	<p>Etudes en cours : nécessité d'une collaboration étroite entre constructeurs et fabricants d'équipements pour obtenir la fiabilité indispensable (problème des circuits de gasole)</p>	<p>Incitation certaine à moins consommer. En effet contrôle permanent de la consommation par le conducteur et contrôle par l'employeur à chaque relevé de kilométrage et de consommation. Si enregistrement sur le chronotachygraphe, possibilité d'établir a posteriori les consommations des différents conducteurs sur un même véhicule</p>
<p>Choix des itinéraires</p>	Transporteurs Conducteurs	Immédiate	<p>Gains possibles pour certains trafics « à la demande » si l'itinéraire est choisi judicieusement</p>

VI – ACTIONS SUR LES INFRASTRUCTURES ROUTIERES

<i>OPERATIONS</i>	<i>MAITRES D'OEUVRE</i>	<i>ECHÉANCES</i>	<i>GAINS</i>
Incitation à une plus grande utilisation des autoroutes existantes	Pouvoirs publics	Immédiate si réduction du péage au seul gain de prix de revient pour le transporteur et incitation des conducteurs à l'emprunt de l'autoroute (problème de la monotonie du tracé, de l'accueil et du repos des conducteurs) Par ailleurs, supprimer l'interdiction d'accès des « trains doubles » aux autoroutes	De l'ordre de 10 % sur les axes concernés, économie très importante et immédiatement réalisable si satisfaction de la condition ci-contre.
Amélioration de la qualité de certains revêtements routiers	Pouvoirs publics	Suivant dotation budgétaire	Appréciables. Peuvent être importants si une chaussée dégradée incite à un choix d'itinéraire plus long
Création de routes à deux chaussées égales Deux chaussées fortement éloignées, l'une étant la route nationale (avec déviation progressive des localités qu'elle traverse) l'autre une chaussée nouvelle à caractéristiques autoroutières construite à une distance importante de la première	Pouvoirs publics	Etudes en cours Quelques réalisations expérimentales Délais administratifs et techniques de réalisation pour les routes à fort trafic actuellement à une seule chaussée	Importants, mais restent à chiffrer. Intégration de la route nationale alors qu'en cas de construction d'une autoroute parallèle, du fait de l'importance du coût du péage, le trafic sur cette nationale reste élevé et donc peu fluide. Par rapport à une route express à deux chaussées accolées, conduite plus coulée résultant de la quasi-absence de perturbations par le trafic traversier, la distance notable entre les deux chaussées rendant leur franchissement successif très facile et rapide.
Toutes opérations pour faciliter la circulation des poids lourds sur les routes existantes Par exemple : — dédoublement des voies en côtes pour faciliter la circulation des véhicules les plus lents. — pour les routes à trois voies, affectation successive de la voie centrale à chaque sens de circulation — signalisation horizontale — signalisation spécifique aux poids lourds	Pouvoirs publics	Suivant décision	A chiffrer pour l'économie nationale

Titre I

ACTIONS SUR LE VÉHICULE

Augmentation du nombre d'unités transportées

Diminution de la résistance au roulement

Diminution de la résistance aérodynamique

Critères de choix du véhicule

Transport par conteneurs

AUGMENTATION DU NOMBRE D'UNITÉS TRANSPORTÉES (1)

ALLEGEMENT DU VEHICULE

"Le poids c'est l'ennemi". Ce slogan d'avant guerre conserve plus que jamais sa valeur. Depuis la crise de l'énergie on lui en a substitué un plus fort encore : "Tout excès de poids mort est un poids mortel".

L'intérêt de l'allègement des véhicules est évident. Mais comme cela ne peut se faire qu'au détriment de leur résistance, il s'agit souvent de remplacer un alliage par un autre plus noble et le coût de construction s'en ressent. Il est donc très important de préciser : "La valeur maximale qu'il est économiquement justifié de payer pour une diminution de 1 kg de la tare d'un véhicule, en d'autres termes de définir la *prime d'allègement*."

Cette phrase est extraite de l'étude réalisée par M. T. GERSCHEL d'Aluminium Pechiney et par M. G. ROTGER de Cegedur Pechiney et publiée dans "la Revue de l'Aluminium" de septembre 1975. Cette étude intitulée "Rentabilité de l'emploi des alliages légers" considère les conditions bénéfiques d'allègement et chiffre la prime d'allègement ainsi obtenue pour un ensemble articulé de 38 t de PTRAC et pour un porteur de 17,5 t de PTAC.

Ces résultats figurent dans l'annexe 1.

Quels sont les apports d'un abaissement de poids mort ?
- à charge utile égale, une réduction des consommations de carburant, d'huile et de pneumatiques;

(1) définition de l'unité transportée

o Pour les marchandises en vrac ou assimilables (colisage de petites dimensions non palettisé) susceptibles d'utiliser toute la place disponible quelque soit le relief du plancher et la forme de la carrosserie: la tonne pour les transports de masse, le mètre cube pour les transports de volume.

o Pour les marchandises non assimilables au vrac pour lesquelles la capacité de chargement du véhicule dépend non seulement de sa capacité brute, mais aussi de son architecture (relief du plancher, forme de la carrosserie): le fardeau.

o Pour le transport des voyageurs, la place offerte.

- à poids total en charge identique, un accroissement de la charge utile permettant de transporter davantage à chaque voyage et donc de diminuer le nombre de voyages nécessaires à l'acheminement d'un fret donné ;
- une amélioration éventuelle de son équipement sans réduction de sa charge utile.

EXEMPLES (1) :

a) exemple de valorisation minimale de l'allègement d'un véhicule

Lorsqu'une action de diminution de la tare du véhicule ne permet pas pour telle ou telle raison d'augmenter la charge transportée par voyage, le profit de l'allègement réside dans la réduction des consommations du véhicule considéré. Laissons de côté les économies de pneumatiques et de lubrifiants et ne considérons que celles portant sur les carburants.

L'ordre de grandeur de cette économie peut être évalué en utilisant une approximation de la consommation des véhicules selon la formule utilisée par le Comité national des loueurs de véhicules industriels dans sa "Méthode de calcul de prix" :

$$\text{Consommation en } 1/100 \text{ km} = 11 + 0,85 T$$

où T est le poids total roulant en tonnes.

Si l'on estime que le kilométrage parcouru par un véhicule au cours de sa durée de vie est de l'ordre de 500 000 km, l'économie réalisée correspond donc à 4 250 litres de carburant par tonne d'allègement.

Si l'on procède à une approche plus théorique en calculant le gain de résistance au roulement et l'économie de gasole qui en découle, c'est une réduction de 3 500 litres que fait apparaître le calcul pour le même allègement d'une tonne (Voir annexe 2).

Mais la consommation spécifique moyenne de 180 g/ch.h retenue dans le calcul est sans doute optimiste pour un profil d'itinéraire quelque peu accidenté.

De ce fait, pour une tonne de diminution du poids mort, on peut valablement estimer la valorisation minimale de l'allègement d'un véhicule à 4 000 litres environ d'économie au cours de 500 000 km.

(1) Les exemples d'allègement cités ci-après concernent les utilisations d'alliages légers en lieu et place de métaux plus lourds comme l'acier. Bien évidemment la réduction de poids mort, notamment des carrosseries, peut être obtenue dans certains cas par l'utilisation de matériaux non métalliques, les matières plastiques et les bois contreplaqués par exemple.

b) exemple de valorisation maximale de l'allègement d'un véhicule

Lorsqu'à chaque voyage, la diminution de la tare permet d'augmenter d'autant la charge transportée, la valeur de l'allègement correspond à l'ensemble des économies d'exploitation découlant de la diminution du nombre de voyages ou de véhicules nécessaires.

Ainsi, si la charge utile disponible est saturée à chaque rotation, 10 véhicules allégés de 11 tonnes utiles peuvent remplacer 11 véhicules de 10 tonnes utiles.

Les économies en résultant consisteront en l'achat, l'entretien et l'exploitation (chauffeur, assurances, consommations diverses) d'un nombre moindre de véhicules. De plus, si comme cela est probable, les véhicules n'effectuent pas la totalité des voyages aller et retour à pleine charge, leur poids total roulant est plus faible pendant cette fraction du trajet, et on retrouve le premier cas de valorisation énergétique de l'allègement.

En fait, la prime d'allègement réelle est située entre ces deux extrêmes, suivant l'utilisation du véhicule. Cette notion est illustrée par les deux exemples de calculs retenus dans l'annexe 1 (Etude de la Revue de l'Aluminium citée plus haut).

c) exemples de gains de poids susceptibles de résulter de la substitution de l'aluminium à l'acierRéduction de la tare

Semi-remorque plateau à châssis aluminium	900 kg
Semi-remorque benne basculante	600 kg
Semi-remorque benne céréalière	3 500 kg
Semi-remorque citerne pour produits pétroliers	1 500 kg
Semi-remorque citerne pour pulvérulents	2 500 kg
Semi-remorque fourgon tôlé	500 kg
Semi-remorque fourgon poutre	1 100 kg
Fourgon sur porteur	400 kg
Benne céréalière sur porteur	1 400 kg
Roue en aluminium forgé	25 kg/roue
Moyeu en aluminium forgé	15 kg/moyeu

Le véhicule utilitaire français -en version châssis-cabine- est celui qui actuellement comporte en moyenne le plus d'aluminium. En effet si l'on prend la moyenne du poids des métaux légers utilisés dans la construction des véhicules utilitaires occidentaux à moteur, on trouve : 66 kg pour la France, 50 kg pour l'Italie, 43 kg pour la RFA, 24 kg pour la Grande-Bretagne et 45 kg pour les USA.

Cependant dans les PTAC supérieurs à 12 tonnes, les USA nous devancent, car ils recourent à l'aluminium pour les roues, les moyeux, les traverses de châssis, les cabines et les réservoirs : USA : 288 kg; France : 150 kg; Italie : 109 kg; RFA : 96 kg; Grande-Bretagne : 45 kg.

Dans notre pays il reste donc une marge notable d'amélioration pour les véhicules qui parcourent le plus de kilomètres. De plus le métal léger peut rentablement prendre une place notable dans les types de carrosserie suivants :

- fourgons ordinaires ou isothermes;
- bennes à pondéreux ou céréalières;
- citernes à liquides ou à pulvérulents;
- plateaux, savoyardes;
- autocars et autobus.

L'importance des primes d'allègement justifiées par les conditions du transport routier en France et en Europe devrait conduire :

- les constructeurs à étudier,
 - les transporteurs à rechercher
- des utilisations complémentaires de l'aluminium, facteur d'allègement et de meilleure productivité, tels :
- des roues en aluminium forgé;
 - des moyeux en aluminium moulé ou forgé;
 - des cabines en alliage d'aluminium;
 - des essieux en aluminium forgé;
 - des châssis de camions faisant appel à l'aluminium sous formes laminée, filée, forgée et moulée;
 - et bien d'autres applications nouvelles ou déjà développées dans d'autres pays.

ABAISSEMENT DE LA HAUTEUR DU PLANCHER

Dans les entreprises de transport de messageries, on estime que, depuis vingt ans, la densité des marchandises transportées a diminué de moitié. Il est donc souhaitable que, pour les transports non spécialisés, les constructeurs offrent des véhicules présentant des caractéristiques géométriques optimisant le volume utile, qui soient par ailleurs "standard" d'une marque à une autre. Ainsi le transporteur pourra tirer le meilleur parti des règles de poids et dimensions, tout en conservant l'interchangeabilité de plus en plus indispensable des matériels.

Concernant les utilitaires légers pour la distribution ou le trafic à courte distance, l'utilisateur a souvent le choix entre un véhicule à plateau normal (propulsion arrière) et un véhicule à plateau surbaissé (traction avant).

Au dessus, tous les véhicules "standard" sont à propulsion arrière. Pour ces matériels, des recherches d'abaissement du plancher (1) peuvent apparaître de prime abord vaines, parce que difficiles à obtenir,

(1) Sauf trafic particulier, compte tenu du développement du chargement au transpalette, des plateaux entièrement "droits" s'avèrent de plus en plus indispensables, ce qui fait que, pour être intéressant, l'abaissement doit concerner toute la surface du plancher.

mais comme tout gain de hauteur du plancher est à multiplier par une surface importante, chaque centimètre "récupérable" ne saurait être négligé.

Or de quels constituants est composée la hauteur du plancher par rapport au sol ?

- La hauteur du pneumatique sous charge sur laquelle des gains sont peut-être encore envisageables, sans préjudice pour la résistance de roulement et la traînée aérodynamique.

- La distance entre le sommet du pneumatique et le dessous de plancher. Dans l'attente de suspensions à assiette constante qui, à condition d'être fiables et d'un prix abordable, constitueraient l'idéal à de très nombreux points de vue, un choix judicieux de la flexibilité des ressorts, associés à la mise en place de barres stabilisatrices et de tampons limiteurs de courses en caoutchouc, peut permettre une réduction sensible de cette garde.

- L'épaisseur du plancher au-dessus des pneumatiques. Il n'est besoin ni d'une recherche technique poussée, ni d'une dépense notable pour gagner quelques centimètres sur ce point.

D'une action judicieuse sur ces trois composants peut résulter un abaissement notable du plancher dont l'intérêt énergétique théorique est loin d'être négligeable.

Par exemple, à hauteur de toiture égale, un abaissement de 10 cm de la hauteur du plancher d'une semi-remorque de 12,60 m de longueur et de 2,44 m de largeur intérieures entraîne un gain de 3 m³, soit un volume utile supérieur d'environ 4% à celui actuellement offert dans le cas considéré.

De plus l'abaissement de la hauteur de plancher conduit toujours à une meilleure stabilité en courbe par abaissement du centre de gravité, d'où une sécurité accrue.

On retrouve ensuite le même type de raisonnement que pour la charge utile :

- soit la nature du trafic ne permet pas de saturer la hauteur utile disponible (4 mètres à vide diminués de la hauteur du plancher et de l'épaisseur du toit) auquel cas le gain énergétique est limité (mais il n'est pas négligeable) à une diminution de résistance aérodynamique par réduction du maître couple :

- soit la nature du trafic permet la saturation de la hauteur utile disponible auquel cas, pour un volume donné à transporter, il y a réduction du nombre de voyages ou de véhicules.

Cette question entraîne encore les deux remarques suivantes :

- Il arrive que l'abaissement de la hauteur du plancher perde le caractère de recommandation pour prendre celui d'obligation technique. Le cas le plus fréquent est celui du transport des conteneurs ISO de 8 pieds 6 pouces, soit 2,59 mètres de hauteur, dont l'inscription dans le

gabarit routier de 4 mètres est exigeant en matière de hauteur de sellette.

- Il y a lieu d'attacher toute l'importance qu'elle mérite à la hauteur du châssis par rapport au sol, indépendamment de la hauteur de la sellette.

En effet compte tenu des importants porte à faux avant d'un nombre croissant de semi-remorques, il est un point qui doit faire l'objet d'une attention particulière lors de l'étude de l'attelage par le transporteur, c'est la distance verticale entre l'extrême pointe avant de la semi-remorque et le tracteur à cet endroit. Si cette garde est insuffisante, lors du passage d'un "cassis" concave le contact pourra s'établir entre le dessous de la semi-remorque et le dessus du châssis du tracteur avec risque de pliage de l'un ou l'autre châssis.

Mais la sécurité du travail commande d'installer une plage de circulation à cet endroit du châssis du tracteur, afin que le conducteur puisse effectuer dans de bonnes conditions les raccordements d'air comprimé et d'électricité. Il arrive alors assez souvent que ce soit l'empilage de cotes à cet endroit, et non au droit de la sellette, qui limite l'abaissement du plancher. Ceci est tout à fait regrettable.

ALLONGEMENT DU PLATEAU PAR REDUCTION DE LA PROFONDEUR DE LA CABINE ET POUR LES TRACTEURS PAR OPTIMISATION DE LA POSITION DU PIVOT D'ATTELAGE

Pour des raisons évidentes de rentabilité, la diminution précitée des densités de nombreuses marchandises transportées par route conduit les transporteurs à utiliser au maximum les possibilités offertes par les matériels mis à leur disposition, aussi bien en "maxi-code" (véhicules articulés de 38 t) qu'en "moyen courrier" (véhicules articulés de 21/25 t).

Pour les tracteurs routiers, la non-identité entre modèles des distances de l'avant pare-choc frontal au pivot d'attelage d'une part, à la face arrière de la cabine d'autre part, ne permet pas l'interchangeabilité immédiate des semi-remorques, si, lors du dessin de celles-ci, le transporteur a voulu tirer le maximum des normes de poids et dimensions existantes. Il en est de même pour les trains routiers (distance de la face arrière du porteur remorqueur à la traverse arrière recevant le crochet d'attelage).

Ceci a pour conséquence une non-optimisation de leurs semi-remorques chez les nombreux transporteurs qui, pour des raisons commerciales ou d'exploitation, ont l'obligation de les rendre attelables à la majorité des tracteurs du marché.

Les constructeurs ont pris récemment conscience de ce problème et certaines études sont en cours pour déplacer vers l'avant le point d'attelage, mais une plus grande avancée de sellette conduit à avancer aussi l'essieu avant, en le faisant glisser sous le moteur à la manière des tracteurs utilisés aux Etats-Unis. La technique de l'essieu avant "en pointe" remet en question l'architecture des véhicules cons-

truits en Europe et celle des cabines. Ces modifications ne pourront intervenir qu'à l'occasion de l'étude de véhicules nouveaux, et les constructeurs souhaitent que la réglementation communautaire en matière de poids et dimensions (1) sorte enfin pour y voir un peu plus clair en matière de silhouettes de véhicules issus de cette réglementation.

Ce qu'il faut savoir, c'est qu'une telle mesure permettrait d'augmenter le volume transporté par voyage ou, si celui-ci est limité par d'autres considérations, de diminuer la hauteur de la carrosserie et donc son maître couple. Sa portée serait donc loin d'être négligeable sur le plan énergétique et sur la productivité du parc national de poids lourds.

Il est donc souhaitable de tout mettre en oeuvre pour en accélérer l'aboutissement.

Nota : les normes actuelles (ISO) des profondeurs de cabines entraînent une perte de volume de chargement qui n'est justifiée par aucune considération réglementaire ou technique.

(1) Voir les propositions du groupe de travail en la matière (titre IV)

DIMINUTION DE LA RÉSISTANCE AU ROULEMENT

La résistance au roulement d'un véhicule utilitaire ou d'un autocar représente une part importante des résistances passives qui s'opposent à son avancement. Elle est généralement comprise (à vitesse commerciale normale sur terrain plat) entre 22% et 55% des résistances totales, cette fourchette s'expliquant par les différences qui existent entre les types de véhicules, le nombre d'essieux et de roues, la monte de pneumatiques, la qualité du revêtement de la chaussée, le genre de la voie empruntée, etc.

Ainsi pour un véhicule articulé classique (tracteur 2 essieux et semi-remorque tandem) de 38 t de PTR, la résistance au roulement représente environ :

- sur autoroute : 35%
- sur route à grande circulation : 28%
- sur route à relief accidenté : 26%

des résistances totales qui s'opposent à l'avancement (graphique fig. 1 de l'annexe 4).

Plusieurs paramètres influent sur la résistance au roulement d'un véhicule sur le sol (détails annexe 4).

ARCHITECTURE DU PNEUMATIQUE

Le pneumatique assure la liaison entre le sol et le véhicule. De gros progrès ont été accomplis ces vingt dernières années par les manufacturiers de pneumatiques.

On cite volontiers la technique française comme la première du monde. Cette renommée flatteuse n'est pas usurpée.

Concernant l'architecture de l'enveloppe et de la chambre à air (pneu à carcasse radiale avec ou sans chambre amovible), la coupe et la sculpture de la bande de roulement, la nature des mélanges, la palette des dimensions, le pneumatique français est parvenu à un degré de perfection tel que des améliorations spectaculaires en matière de résistance au roulement semblent maintenant peu probables.

Par contre, la qualité du choix parmi toutes les formules proposées, qui ne peut résulter que d'un dialogue très ouvert entre le transporteur et le constructeur a une importance considérable sur les performances en la matière. C'est ainsi que l'utilisation d'une monte "radiale" en lieu et place d'une monte conventionnelle procure une économie sur la consommation de carburant que l'on peut chiffrer dans une

fourchette comprise entre 5 et 15% selon le genre de trafic, le type de véhicule et la nature du revêtement routier, mais en France le taux de "radialisation" est sensiblement de 100%, ce dont on doit se féliciter; il n'y a donc plus d'économie nouvelle à réaliser sur ce point précis.

Par contre le choix de la sculpture de la bande de roulement, suivant la nature du revêtement routier des voies les plus souvent empruntées, n'est certainement pas aussi judicieux, et il subsiste certainement des économies potentielles de carburant et corrélativement de gomme assez notables.

PNEUS SANS CHAMBRE

Avec une même architecture, pour une même dimension et pour un même profil (sculpture), un pneu "radial sans chambre", toutes choses égales par ailleurs, procure selon les manufacturiers, une résistance au roulement inférieure jusqu'à 5% à celle d'un "radial avec chambre". Une double économie résulte de l'adoption de pneus "sans chambre" : un gain appréciable sur la consommation, mais aussi, il ne faut pas l'oublier, une économie de matière première du fait de la disparition de la chambre. A noter que comparé à un pneu avec sa chambre, un pneu sans chambre est d'un prix inférieur.

La proportion de véhicules proposés avec des pneus "sans chambre" tend à s'accroître et ira encore en augmentant au fur et à mesure de la commercialisation de nouveaux modèles de véhicules et de l'accroissement des possibilités de montes dans cette solution.

ROUES A DISQUE

La roue à disque (ou à voile plein plus ou moins ajouré) se centre plus facilement ; ceci évite d'éventuels "voilages" qui accentuent la résistance au roulement et accélèrent l'usure des pneumatique. De plus, la roue à disque est plus légère et offre une plus grande sécurité que les roues à jantes amovibles avec cercle de fixation. Elle pourrait d'autre part, sous réserve d'études préalables, être réalisée en alliage léger (voir plus haut "Allègement du véhicule).

PRESSIION DE GONFLAGE CORRECTE

La pression des pneumatiques a une forte incidence sur leur usure et sur la consommation en carburant. Des pneus sous-gonflés peuvent provoquer, outre une usure prématurée et un échauffement anormal des carcasses, une consommation supplémentaire qui peut atteindre 8% de la consommation moyenne habituellement enregistrée avec des pneumatiques correctement gonflés. (Voir annexe 4).

Il serait souhaitable qu'un avertisseur de dégonflement pouvant être monté sur tous les genres de véhicules, y compris ceux qui trans-

portent des produits pétroliers, soit offert aux utilisateurs (1).

PNEUS SIMPLES AU LIEU DE PNEUS JUMELÉS

L'utilisation de pneus "simple large" à la place de pneus jumelés, est susceptible d'apporter, selon les manufacturiers, une économie sur la consommation de carburant de l'ordre de 2,5 à 7%.

En France, on estime à 5% seulement la proportion du parc de semi-remorques équipés de pneus "simples". Comme il ne semble pas qu'il y ait maintenant des contre-indications à une quasi-généralisation de cette solution sur ce type de véhicule (2), il subsiste sur ce point une marge appréciable d'économies pour la collectivité. D'autre part, ce pourrait être une solution intéressante pour les tracteurs maxi-code, si un relèvement notable du PTRÀ conduisait à des formules à trois essieux.

Un bilan détaillé de cette solution figure dans l'annexe 4 du présent titre.

LUBRIFICATION A L'HUILE DES MOYEUX

Une économie peut être réalisée au niveau de la consommation de carburant des ensembles routiers par un recours plus systématique à cette solution. Sur les remorques et les semi-remorques, les moyeux lubrifiés à l'huile assurent un gain de 5 à 6% sur le frottement des roulements. Bien que faible, l'économie de consommation qui en résulte, ne doit pas être négligée. De plus ces moyeux sont d'un entretien plus facile et semblent avoir une durée de vie supérieure à celle des moyeux lubrifiés à la graisse consistante.

FIXATION DES PONTS ET DES ESSIEUX

Pour obtenir la consommation minimale de carburant aussi bien d'ailleurs que pour faire durer les pneumatiques le plus longtemps possible et optimiser la sécurité du véhicule en roulage, il est indispensable que l'angle déterminé par le constructeur entre l'axe du châssis et l'axe de chacun des essieux (moteur ou non) soit rigoureusement maintenu pendant toute la vie du matériel concerné. Cet angle est le plus souvent de 90°, soit la stricte perpendicularité, mais il peut-être légèrement différent notamment sur les remorques et semi-remorques pour

(1) En attendant le pneu "incroyable" qui constituerait bien évidemment la solution de beaucoup la meilleure.

(2) En effet, selon une étude de l'IRU, l'agressivité du pneumatique simple sur la chaussée n'est pas plus forte que celle d'un jumelage (voir aussi annexe 4).

compenser la tendance des essieux tractés à glisser progressivement vers le côté droit, du fait du caractère bombé des chaussées.

Toutes les solutions d'assujettissement des essieux au châssis (comportant bien entendu l'interposition des ressorts de suspension) ne présentent pas la même aptitude à assurer la constance de cet angle, et sur les routes combien de poids lourds roulent de ce fait, peu ou prou, en "canard" ?

Les solutions que s'avèrent totalement fiables de ce point de vue sont celles que consistent à obliger chaque extrémité de l'essieu à décrire un arc de cercle (à grand rayon) centré sur un point fixe du châssis par création d'une liaison directe châssis-essieu sous forme d'une bielle ou d'une demi-lame de ressort de traction.

La technique très courante qui consiste à faire jouer ce rôle à la lame supérieure du ressort, appelée "lame maîtresse", ne procure pas la même fiabilité. En effet tôt ou tard, l'effort d'application des lames de ressort les unes sur les autres diminue en raison de leur tassement et d'une certaine usure ; un glissement léger intervient alors entre elles conduisant l'extrémité d'essieu concernée à prendre, selon la fonction de celui-ci, une avance ou en retard sur sa position d'origine, ce qui bien évidemment met l'essieu "de travers".

DIMINUTION DE LA RÉSISTANCE AÉRODYNAMIQUE

La résistance aérodynamique d'un véhicule de transport de marchandises, utilisé en dehors d'une zone urbaine, représente de 12 à 25% des résistances totales selon que le véhicule est utilisé sur route accidentée, sur route normale ou sur autoroute aux vitesses actuellement autorisées, ceci pour des carrosseries classiques (voir graphique 1 de l'annexe 4). Cette résistance peut atteindre 65% pour des carrosseries "hautes" ou mal profilées.

Réduire la résistance aérodynamique à l'avancement, c'est réduire la consommation des véhicules, souvent dans des proportions importantes notamment pour les véhicules pouvant circuler aux vitesses maximales autorisées du fait de leurs caractéristiques, celles de leur fret et celles de l'infrastructure utilisée.

Plusieurs paramètres composent la résistance aérodynamique d'un véhicule :

- vitesse de déplacement du véhicule,
- maître-couple du véhicule : S (surface frontale : hauteur x largeur),
- coefficient aérodynamique du véhicule : C_x ,
- conditions climatiques et atmosphériques (vitesse et orientation du vent, densité de l'air).

Pour réduire la résistance aérodynamique d'un véhicule routier sans réduire sa vitesse ni ses capacités de chargement, on ne peut agir que sur deux composants :

- le maître-couple : S ,
- le coefficient aérodynamique : C_x .

Par exemple pour un ensemble articulé de 38 t de PTR A autorisé à circuler sur autoroute à 80 km/h, à une réduction de 35% de la résistance de l'air correspond une économie de carburant de 12%.

DIMINUTION DU MAÎTRE-COUPLE "S"

La surface frontale (ou maître-couple) d'une cabine de véhicule de transport de marchandises est déterminée par le constructeur et n'est pas ensuite facilement modifiable. Par contre la surface frontale de la carrosserie, qui est montée sur le châssis-cabine ou sur la semi-remorque attelée au tracteur, doit au moment du choix du véhicule faire l'objet d'un examen spécifique.

Une carrosserie haute présente une résistance à l'avancement supérieure à celle de la cabine proprement dite du véhicule. Si la nature

et la densité du chargement le permettent, mieux vaut recourir à un empattement long et une carrosserie basse s'inscrivant dans le prolongement de la cabine plutôt qu'à une carrosserie courte et haute, de même volume, dépassant largement le dessus de la cabine et présentant une résistance au vent supérieure.

Certes, il y a une limite à ce raisonnement, car le poids mort du véhicule en pâtit et la manoeuvrabilité est aussi à prendre en considération, mais comme en toutes choses il y a lieu de rechercher le meilleur compromis, en ne recourant pas systématiquement au véhicule court qui pour la plupart des frets sera de ce fait haut.

Si la formule de carrosserie bâchée s'avère indispensable pour des raisons de commodité de manutention (1), la bâche sera choisie lisse et enduite. D'autre part, en service elle sera toujours maintenue bien entendue, solidement arrimée et fermée, même si les conditions météorologiques sont très bonnes, sinon la technique bâchée peut s'avérer dommageable sur le plan de la résistance aérodynamique.

AMELIORATION DU Cx

L'amélioration du Cx d'un véhicule relève du domaine scientifique. Des essais très poussés ont été réalisés pour les voitures particulières. Pour les véhicules lourds, les recherches en matière d'amélioration du coefficient aérodynamique ont été entreprises plus tardivement. Dans les années 1970, une étude américaine a démontré que, pour des parcours essentiellement autoroutiers, l'influence d'un "bon aérodynamisme" de l'ensemble d'un véhicule carrossé était loin d'être négligeable (voir graphique, fig.4 annexe 5).

Depuis la crise de l'énergie tous les grands constructeurs ont lancé des programmes de recherche et d'essais en vue d'améliorer la pénétration dans l'air des véhicules existants et de concevoir de nouveaux profils de véhicules dans une optique d'économie d'énergie, et ceci à tous les niveaux et notamment à celui de l'amélioration du "Cx". Dans ce dernier domaine, il faut souligner l'importance d'une étude synthétique de l'ensemble du véhicule qu'il s'agisse d'un porteur, d'un ensemble articulé ou d'un train routier.

On prendra connaissance à l'annexe 6 du résumé d'un rapport établi à la demande de la Direction des Transports Terrestres faisant état des études conduites aux États-Unis. Bien que leurs conclusions quantitatives ne puissent être transposées telles quelles à l'Europe on peut affirmer, compte tenu des résultats des expériences réalisées en France par des transporteurs, que des économies notables de carburant sont

(1) Voir titre IV les propositions du groupe de travail en matière de largeur maximale autorisée.

réalisables rapidement pour des véhicules circulant en dehors des zones urbaines. Ces gains découlent de l'utilisation de moyens simples, agissant sur le Cx, dont l'amortissement est rapide et l'adaptation aisée sur le parc existant.

MOYENS PROPRES A AMELIORER LE Cx DES VEHICULES

Pour accroître le rendement aérodynamique des véhicules deux séries d'actions pourraient être entreprises :

- l'une portant sur la construction des véhicules futurs,
- l'autre portant sur l'amélioration du parc existant.

Pour ce qui est du domaine des véhicules articulés, il serait souhaitable -au niveau de la conception des véhicules futurs- qu'une étude soit entreprise conjointement par les constructeurs de tracteurs et de semi-remorques pour résoudre les problèmes propres aux cabines et aux carrosseries sans altérer la longueur utile des plateaux qui conditionne la logeabilité des caisses.

Lors du choix précédant l'achat d'un véhicule porteur ou d'un ensemble, il appartient à l'utilisateur de rechercher, avant la commande de la carrosserie, la solution la meilleure du point de vue aérodynamisme notamment dans la nature et le dessin des parois de la caisse.

Aérodynamisme de la cabine

Telles qu'elles sont conçues actuellement, les cabines de véhicules utilitaires offrent des surfaces frontales importantes. Pour des raisons d'habitabilité il ne peut être question de les réduire.

Avec les cabines avancées à face avant verticale, il est difficile de profiler cet avant pour lui assurer une meilleure pénétration dans l'air, donc un meilleur Cx, tout en conservant le même maître-couple.

Raccordement de la cabine à la carrosserie sur les véhicules porteurs

Mis à part quelques types de véhicules de bas de gamme qui sont livrés par les constructeurs en version "plateau ridelles", ou "fourgons", la majorité des véhicules utilitaires sont disponibles en version "châssis-cabine" pouvant recevoir différentes sortes de carrosseries spécifiques. Il y a peu à gagner en la matière sur les bennes et les citernes qui répondent à des applications particulières. Pour les autres carrosseries -fourgons, plateaux, savoyardes- il arrive souvent que, entre la face arrière de la cabine et la face avant de la carrosserie, subsiste un espace de quelques centimètres, le raccordement étanche étant pratiquement impossible à réaliser. Au niveau de ce raccordement peuvent naître, à des vitesses de l'ordre de 70/90 km/h, des turbulences aérodynamiques qui freinent l'avancement du véhicule, donc

nuisent à une consommation optimale.

Il est difficile de chiffrer les économies réalisables à ce niveau. Des études sont en cours. Avant d'en connaître les résultats et de recommander telle ou telle solution on peut toutefois estimer qu'une moindre consommation sera obtenue si on réussit à rapprocher le plus possible le fond de la carrosserie du fond de la cabine.

Si la carrosserie ne s'inscrit pas parfaitement -en largeur et en hauteur- dans les lignes de fuite de la cabine, une réalisation avec des coins arrondis est vivement recommandée.

Raccordement entre les tracteurs et les semi-remorques

De par sa conception le véhicule articulé présente au niveau de l'attelage un espace interstitiel important, ménagé entre la face arrière de la cabine du tracteur et la face avant de la semi-remorque et destiné à assurer la garde nécessaire au pivotement de la semi-remorque sur la sellette lors de l'inscription en courbe et lors des manoeuvres.

D'études américaines, il ressort que des turbulences et des remous prennent naissance dans cet espace interstitiel avec d'autant plus d'incidences négatives sur la consommation que le véhicule circule à grande vitesse. La vigueur des vents latéraux accentuée dans des proportions importantes ces remous et turbulences néfastes.

D'une manière générale il se dégage que :

- le problème de la résistance d'un ensemble articulé ou d'un train routier doit être étudié au niveau de l'ensemble véhicule tracteur/véhicule remorqué;
- un stabilisateur de type Vortex posé à l'avant de la semi-remorque venant en complément d'un déflecteur aérodynamique placé sur le toit de la cabine est une solution intéressante pour limiter les remous aérodynamiques au niveau de l'attelage;
- si les angles latéraux et supérieurs de la partie frontale ne sont pas arrondis, la présence de déflecteurs d'angle amènera une économie de carburant;
- une autre solution consiste à rapporter à l'avant de la semi un "nez", sorte de fond bombé qui améliore le Cx.

Carénage du dessous des véhicules

Un carénage de la partie inférieure permettrait peut-être une réduction de la résistance due à l'air qui s'engouffre sous le véhicule.

Cela est possible et déjà réalisé sur les autocars à moteur arrière puisque les soutes sont aménagées sous le plancher.

Pour les véhicules utilitaires à moteur avant et à propulsion

arrière, le problème est différent. Il faut conserver une accessibilité rapide aux organes mécaniques essentiels, moteur, boîte, transmission, ralentisseur et pont, et assurer le bon refroidissement de ces organes, ce qui ne peut se faire que par circulation d'air. Néanmoins le sujet mérite d'être étudié.

Pour les petits utilitaires à traction avant, le carénage du soubassement est déjà pratiquement réalisé au niveau de la caisse; il pourrait être amélioré au niveau du groupe propulseur.

Défecteur coupe-vent

Pour des carrosseries de grande hauteur, dépassant largement le niveau du toit de la cabine, une diminution de la résistance aérodynamique peut être obtenue par le montage sur le pavillon de la cabine d'un déflecteur coupe-vent de forme appropriée.

Pour que l'économie de carburant qui résulte de ce montage et de son bon réglage soit appréciable, il paraît souhaitable de se rapprocher des deux conditions suivantes :

- dépassement important de la partie frontale de la carrosserie par rapport au niveau du toit de la cabine (plus de 40 cm);
- vitesse moyenne du véhicule supérieure à 65 km/h.

Dans ces conditions des études et des essais effectués en Europe (France, Allemagne, Hollande et Belgique) ont montré qu'il est possible d'économiser en moyenne de 1 à 8% sur le poste "carburant". Des économies encore plus importantes peuvent être constatées pour des longues distances parcourues sur autoroute avec des porteurs à carrosseries très hautes, des grands containers notamment : jusqu'à 12% d'économie pour un porteur de 19 t de PTAC autorisé à rouler à 90 km/h maxi.

Correction des remous arrière

Le phénomène des turbulences à l'arrière des véhicules -porteurs ou tractés- est mal connu. On sait seulement que les turbulences subsistent malgré les dispositifs cités plus haut.

A l'image de ce qui existe sur certaines voitures particulières, on peut se demander si le montage d'un "becquet" ou d'un "spoiler" ne pourrait être imaginé pour réduire et éloigner les remous arrière, tout en respectant les cotes "hors tout" et la réglementation sur les saillies dangereuses. Cette solution est actuellement étudiée par les grands constructeurs de véhicules utilitaires.

Nature et dessin des parois de carrosseries

Aussi bien pour les véhicules porteurs que pour les véhicules remorqués, la nature et le dessin des faces latérales et du toit des

carrosseries ont une grande importance. Des parois réalisées en tôle ondulée ou flutée verticalement provoquent des turbulences qui accroissent la résistance aérodynamique. Des parois lisses ou nervurées horizontalement permettent une moindre consommation.

Il est difficile de chiffrer avec précision la différence de consommation entre ces deux types de carrosserie. Si l'on se fie à des essais publiés dans des revues spécialisées, on peut estimer à 5% le surcroît de consommation d'un ensemble porteur remorqueur maxi-code avec carrosserie en tôle flutée verticalement par rapport à un ensemble identique sur le plan mécanique et circulant dans les mêmes conditions, mais avec une carrosserie à parois lisses.

CRITÈRES DE CHOIX DU VÉHICULE

Bien choisir le type de véhicule en fonction du fret à transporter et du profil de l'itinéraire le plus souvent emprunté. C'est lors de cet acte commercial que commence "l'économie d'énergie".

CARACTERISTIQUES A DETERMINER

Bien évidemment, les deux premières caractéristiques à déterminer sont le tonnage et le volume utiles correspondant aux besoins de l'utilisateur.

Le choix de l'empattement et celui de la longueur carrossable, avec l'incidence de la répartition des charges, exerceront-comme indiqué au chapitre traitant de l'aérodynamisme- un effet important, bien qu'indirect, sur la consommation du véhicule.

C'est dans une concertation entre l'acheteur, le constructeur, le carrossier et les fournisseurs d'équipements que ces caractéristiques doivent être déterminées.

Il doit être tenu compte de la nature des marchandises à transporter et de la relation routière à effectuer, en songeant que le coût relatif des produits pétroliers dans le prix de revient du transport n'est plus -comme ce fut le cas dans le passé- de nature à diminuer dans l'avenir.

En outre, il importe que l'utilisateur choisisse bien le niveau de puissance du moteur, les démultiplications de boîte et le rapport du couple de pont qui conviennent le mieux au type d'exploitation du véhicule considéré.

Les incidences de ces points seront traitées à part dans le présent rapport (titre II, actions sur le moteur et titre III, actions sur la chaîne cinématique).

QUESTIONNAIRE TYPE

Au cours de leurs travaux préliminaires à la rédaction du présent rapport, les membres du groupe de travail ont décelé la nécessité d'établir un questionnaire type permettant à l'utilisateur de bien définir ses besoins et au constructeur et au carrossier de lui proposer le véhicule et la carrosserie qui y répondent.

TRANSPORTS PAR TRANSCONTENEURS

La technique du transconteneur ou de la caisse amovible peut-elle contribuer aux économies d'énergie ? Le conteneur, caisse à marchandises, étant un composant passif du véhicule ne peut bien évidemment avoir une incidence que sur l'énergie mécanique consommée pour le transport d'un fret donné, et en aucun cas sur le rendement de la transformation du pouvoir calorifique du carburant en énergie mécanique qui relève du véhicule porteur.

Les questions qui se posent alors sont les suivantes : cette formule peut-elle contribuer à une diminution du poids mort, à une diminution de la résistance aérodynamique, à une augmentation du volume utile ?

- Sur le premier point, on peut certes porter au crédit de cette solution le fait que, permettant une construction en série, elle ouvre des perspectives de rentabilité à des techniques élaborées de composants aluminium ou de panneaux sandwiches spécialisés, les unes et les autres plus légères que les solutions habituelles. Par contre, le conteneur "amarré" en quatre points ne présente pas avec le châssis du porteur une solidarité suffisante pour que l'on puisse considérer qu'il contribue à l'augmentation du moment d'inertie du châssis, comme c'est le cas des caisses poutres. De ce fait, par rapport à cette dernière formule, il faut prévoir un châssis à plus fort moment d'inertie et le transporteur perd dans ce renforcement au moins l'équivalent de l'éventuel gain de poids réalisé sur le conteneur lui-même.

- Sur le second point, à savoir la résistance de l'air, le conteneur ne peut apporter aucune amélioration spécifique par rapport à une carrosserie fixe bien profilée.

- C'est sur l'augmentation du volume utile qu'un gain notable serait possible de façon détournée par le biais d'une remise en question des règles de poids et dimensions.

Cette question sera traitée au titre IV, mais, en limitant le champ d'investigation au conteneur, on peut formuler les considérations suivantes.

Les normes ISO semblent très inspirées des cotes américaines vraisemblablement du fait de la forte part des USA dans les échanges internationaux, une seule largeur de 8 pieds, une seule hauteur de 8 pieds 6 pouces, trois longueurs de 20, 30 et 40 pieds.

Les Européens doivent ainsi détenir des véhicules susceptibles de les transporter sur leur continent, mais ceci suppose seulement que les

coins de leurs châssis porteurs dessinent l'un des trois rectangles normalisés, leur laissant par contre toute liberté de venir fixer sur ces mêmes coins des conteneurs de transport terrestre ayant des longueurs et largeurs supérieures; c'est ce qu'a réalisé depuis plusieurs années un important constructeur allemand en lançant sur le marché, en liaison avec la Deutsch Bundes Bahn, et la société Kombiverkehr, créée par la Fédération allemande des transporteurs routiers, l'Eurotainer, tirant le parti maximum du code actuel.

Si les gouvernements européens se penchaient sur la définition de conteneurs spécifiques à notre Continent susceptibles d'être amarrés sur embases américaines et présentant des cotes tenant compte des propositions du titre IV ci-après, il pourrait alors en découler de notables économies d'énergie par augmentation du volume transporté.

ANNEXES

- 1. Rentabilité de l'allègement des véhicules**
- 2. Gains chiffrés de gasole pour 1 000 kg d'allègement**
- 3. Comparaisons de poids acier/aluminium d'éléments de véhicule 16 t**
- 4. Paramètres influençant la résistance au roulement**
- 5. L'aérodynamisme des véhicules de transport routier**
- 6. Etude des dispositifs de réduction de la traînée aérodynamique des véhicules utilitaires**

Annexe 1

Rentabilité de l'allègement des véhicules

Extraits de l'Etude de M. T. GERSCHEL (Aluminium Pechiney) et de M.G. ROTGER (Cegedur Pechiney), parue dans la Revue de l'Aluminium n° 443, septembre 1975.

Aujourd'hui, où les investissements sont difficiles à décider et à réaliser, il paraît opportun de chercher à préciser la valeur maximale qu'il est économiquement justifié de payer pour une diminution de 1 kg de la tare, en d'autres termes, de définir la PRIME D'ALLEGEMENT d'un véhicule.

Définition d'un cas de valorisation minimale de l'allègement d'un véhicule

Lorsqu'une diminution de la tare du véhicule ne permet pas d'augmenter la charge transportée à aucun voyage, le gain dû à l'allègement correspond aux seules diminutions de consommations ainsi engendrées, consommations de pneumatiques, de lubrifiants et essentiellement de carburant. L'ordre de grandeur de cette économie peut être évalué en utilisant une approximation de la consommation en carburant des véhicules :

$$C (1/100 \text{ km}) = 11 + 0,85 t (\text{tonnes}) \quad (1)$$

où t est le poids total roulant.

Si l'on estime que le kilométrage parcouru par un véhicule au cours de sa durée de vie est de l'ordre de 300 000 km, l'économie réalisée correspond donc à 2 500 l de carburant pour une tonne d'allègement.

Définition d'un cas de valorisation maximale de l'allègement d'un véhicule

Lorsqu'à chaque voyage effectué la diminution de la tare permet d'augmenter d'autant la charge transportée, le gain dû à l'allègement correspond à l'ensemble des économies d'exploitation découlant de la diminution du nombre de voyages ou de véhicules nécessaires.

Ainsi, si la charge utile autorisée est dans chaque cas utilisée, 10 véhicules allégés de 11 t de charge utile suffiront pour remplacer 11 véhicules de 10 t de charge utile.

Les économies d'exploitation consisteront en l'achat, l'entretien et l'exploitation (chauffeurs, assurances, consommations diverses) d'un nombre moindre de véhicules. De plus, si comme cela est probable, les véhicules n'effectuent pas la totalité des voyages aller-retour à pleine charge, leur poids total roulant est plus faible pendant cette fraction du trafic, et, par conséquent, leur consommation est moindre ; cependant, dans une première approximation, on peut négliger ce gain complémentaire.

(1) Formule du Comité national des loueurs dans la « Méthode de calcul des prix ».

En fait, le gain dû à l'allègement est généralement situé entre ces deux extrêmes en fonction du taux d'utilisation de l'allègement ; ce taux est la proportion du nombre de voyages au cours desquels la diminution de la tare permet d'augmenter la charge d'une valeur égale, à un moment donné ou pendant tout le voyage.

La prime d'allègement d'un véhicule est le prix maximum auquel peut être payé l'allègement sans modifier le bilan d'exploitation du transporteur, c'est-à-dire sans entraîner de gains ni de pertes complémentaires.

Si l'allègement est payé moins cher, l'entreprise réalisera un gain supplémentaire, le taux de rentabilité interne de l'investissement en sera augmenté.

De sa définition, il découle que la prime d'allègement est la valeur de l'investissement qui, pour un taux de rentabilité interne donné, s'équilibre avec les économies d'exploitation actualisées ; ces économies sont réalisées du fait d'une part de la diminution des coûts directs de transport du fret considéré, d'autre part de la répercussion fiscale de l'accroissement des amortissements et éventuellement de l'augmentation du prix de revente du matériel.

Pour un véhicule donné :

- la prime d'allègement minimale est celle correspondant à un cas de valorisation minimale;
- la prime d'allègement maximale est celle correspondant à un cas de valorisation maximale.

1er exemple de calcul d'une prime d'allègement :

Cas d'une semi-remorque d'un ensemble articulé 38 t, de 25 t de charge utile.

Hypothèses :

Dans l'entreprise envisagée :

- les tracteurs sont utilisés 5 ans avant d'être revendus à 10 % de leur valeur initiale ;
- les semi-remorques sont utilisées 7 ans, puis revendues à 5 % de leur valeur initiale ;
- le taux de rentabilité interne des capitaux propres recherché est de 14 %.

Le prix de revient des véhicules est établi selon la méthode du Comité national des loueurs, en retenant les valeurs citées dans les exemples, constantes en francs constants (1) :

- le matériel est financé par les fonds propres de l'entreprise
- l'inflation est de 10 % par an
- le kilométrage annuel des véhicules est de 80 000 km
- le taux d'utilisation de l'allègement est de 30 %
- prix d'achat de la semi-remorque non allégée : 70 000 F
- frais fixes annuels d'exploitation (frais généraux, assurances, frais de structure, achats de tracteurs routiers, frais fixes de chauffeurs) par semi-remorque : 147 500 F
- frais proportionnels à la distance (carburant, pneumatiques, entretien et réparation, frais de conduite, imputation directe des frais généraux) par semi-remorque : 1,4602 F/km

Méthode :

Comparaison du coût actualisé d'une tonne de charge utile pour un véhicule non allégé et pour un véhicule allégé. Cette actualisation est réalisée au taux de rentabilité interne recherché à partir de données préalablement ramenées en francs constants en effectuant une correction sur la base du taux d'inflation retenu.

(1) Méthode de Calcul des prix (1975).

Calcul :

– Coût annuel d'exploitation d'une semi-remorque :

$$147\,500 \text{ F} + (80\,000 \times 1,4602) \text{ F} = 264\,300 \text{ F}$$

– Coût actualisé de l'utilisation pendant 7 ans d'une semi-remorque = prix d'achat + somme des coûts annuels d'exploitation actualisés – somme des économies d'impôts réalisées du fait des amortissements, actualisées – prix de revente actualisé, soit : 1 265 500 F pour 25 t de charge utile disponibles

– Prix d'achat d'une semi-remorque allégée d'une tonne (70 000 + p) F

– Les frais fixes et proportionnels sont identiques, en première approximation, à ceux des véhicules non allégés.

– Le coût actualisé de l'utilisation est donc égal au précédent + augmentation du prix d'achat (p) – somme des économies complémentaires d'impôts actualisées – augmentation du prix de revente actualisé, soit :

$$1\,265\,500 \text{ F} + (p \times 0,7774) \text{ F}$$

– Pour que le bilan d'exploitation du transporteur ne soit pas modifié, il faut donc que p ait une valeur p1 telle que :

$$\frac{1}{25} \times 1\,265\,500 = \frac{1}{26} (1\,265\,500 + 0,7774 p 1)$$

$$p1 = \frac{1\,265\,500}{25 \times 0,7774} \text{ F} = 65,1 \text{ F/kg}$$

– p1 est la prime d'allègement maximale pour 80 000 km/an, car elle correspond au prix maximum auquel un allègement utilisé à chaque voyage peut être payé lors de l'achat du véhicule.

– Si du fait des conditions d'exploitation, l'allègement ne permet pas d'augmenter le chargement, il n'entraîne qu'une économie de consommation qui peut être évaluée à (en partant de la formule citée au début de cette annexe) :

$$80\,000 \times \frac{0,85}{100} \times 1,2 (1) \text{ F/an} = 816 \text{ F/an}$$

– Soit : 816 x 4,582 = 3 740 F sur 7 ans, actualisés.

– Pour que le bilan d'exploitation du transporteur ne soit pas modifié, il faut donc que p ait une valeur p2 telle que :

$$1\,265\,500 = 1\,265\,500 - 3\,740 + 0,7774 p2$$

$$p2 = \frac{3\,740}{0,7774} \text{ F} = 4,61 \text{ F/kg}$$

p2 est la prime minimale d'allègement du véhicule.

– La prime d'allègement P du véhicule est la moyenne pondérée de ces deux valeurs en fonction du taux d'utilisation de l'allègement :

$$P = 0,3 p1 + 0,7 p2 = 22,9 \text{ F/kg.}$$

L'utilisation de l'informatique permet d'effectuer rapidement ce calcul en faisant varier divers paramètres et de tracer le graphique ci-après (fig. 1).

2ème exemple de calcul de prime d'allègement :

Cas d'un camion porteur de 17,5 t de PTAC et 11 t de charge utile :

Hypothèses :

- le véhicule est exploité cinq ans avant d'être vendu à 10 % de sa valeur initiale ;
- le prix d'acquisition du véhicule est de 117 000 F (2) ;

(1) Prix du gasole : 1,2 F/l.

(2) Hypothèses du cas n° 2 de la Méthode de calcul des prix du Comité national des loueurs (1975) page 25.

— les frais d'exploitation annuels sont de 81 500 F (1) plus 0,9184 F/km (1) et sont considérés constants en francs constants.

Méthode :

— Voir précédemment.

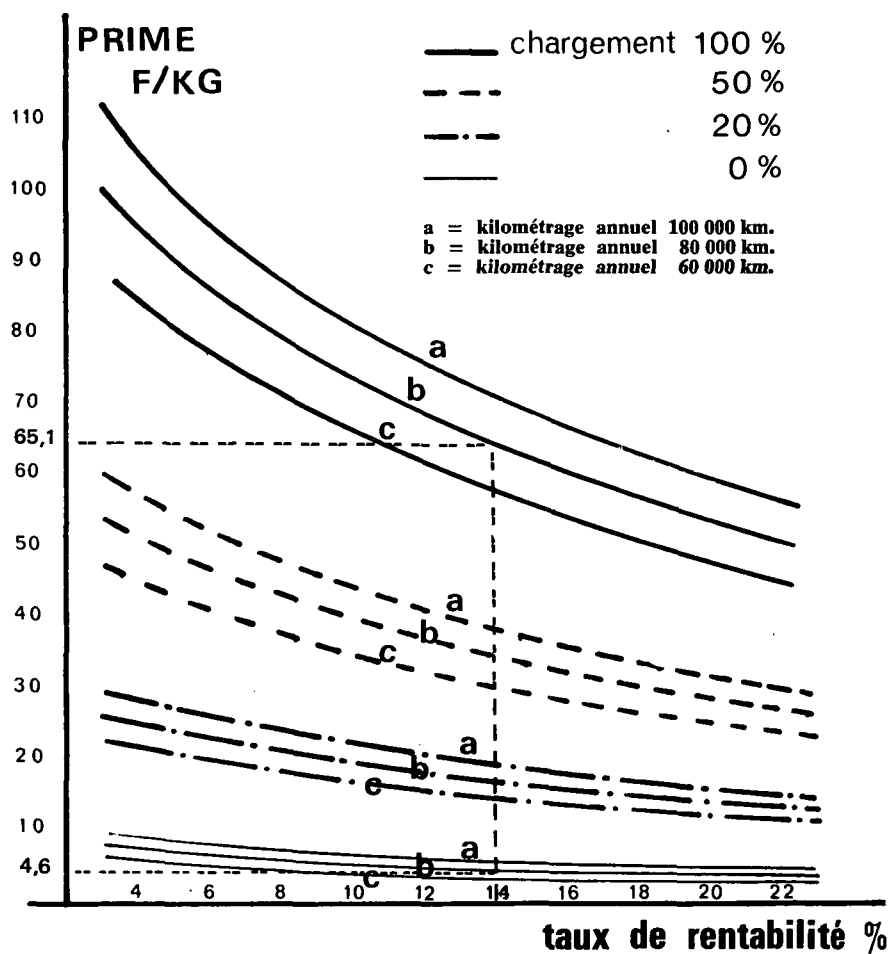


Fig. 1 - Prime d'allègement d'une semi-remorque maxicode.

Calcul :

L'ensemble des résultats des calculs sont rassemblés sur le graphique fig. 2.

Les valeurs élevées des primes d'allègement ainsi calculées démontrent l'importance de la recherche de la réduction des poids morts des véhicules, et l'attention essentielle que devraient attacher à cette recherche les utilisateurs de véhicules.

(1) Hypothèses du cas n° 2 de la Méthode de calcul des prix du Comité national des loueurs (1975) page 25.

Exemples chiffrés

- Semi-remorque citerne pour ensemble articulé de 38 t :

– l'utilisation des alliages d'aluminium autorise un allègement de 1,5 t (2 000 l de produits pétroliers) pour une augmentation du prix de vente du matériel de l'ordre de 25 000 F, soit 16,7 F/kg ;

– la prime d'allègement dans les conditions d'exploitation d'un tel véhicule (graphique fig.1 courbe supérieure) serait pour un taux de rentabilité de 16 % par exemple de 67,5 F/kg ;

– la valeur actualisée de l'économie d'exploitation ainsi réalisée est donc de : $1500 \times (67,5 - 16,7) = 76\ 000\ \text{F}$.

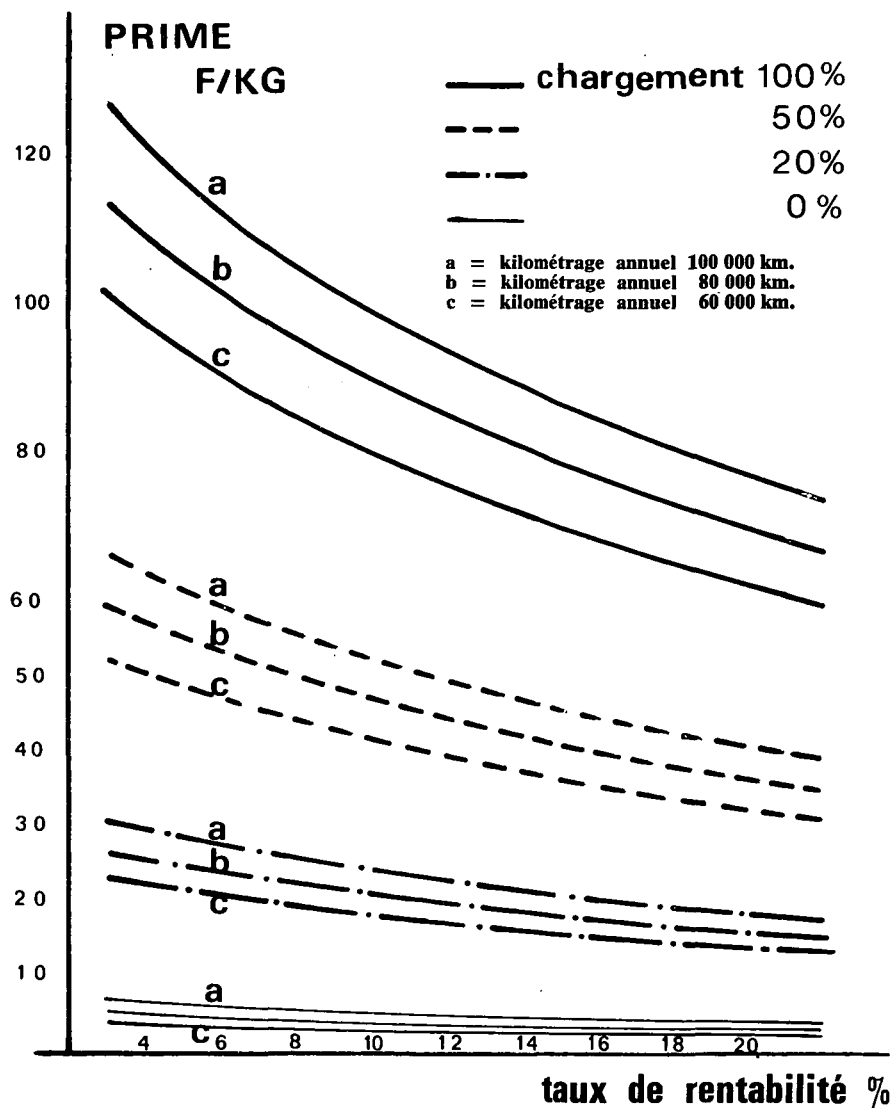


Fig. 2 - Prime d'allègement d'un camion porteur de PTAC 17,5 t

-
- Un fourgon de PTAC 17,5 t et 10 t de charge utile :
 - l'utilisation de l'aluminium permet de diminuer la tare de l'ordre de 400 kg, ce qui, pour un véhicule de ce type n'autorise d'augmenter le chargement que dans 20 % des cas ;
 - la prime d'allègement dans les conditions d'exploitation du véhicule (d'après graphique fig. 2, mais ramené à 10 t de charge utile et 80 000 km/an) serait, pour un taux de rentabilité par exemple de 14 %, de 21,6 F/kg, soit une valeur très supérieure au prix réel d'allègement.

Annexe 2**Gain chiffré de gasole pour 1000kg
d'allègement**

- Gain de résistance au roulement pour K de 0,006 à 0,008,
1 kg d'allègement = 0,006 à 0,008 kg de force de traction en moins à la roue,
- soit à 15 m/s (54 km/h) de vitesse moyenne :
 - = 0,090 à 0,120 kgm/s.
 - = 0,0012 à 0,0016 ch à la roue
 - = 0,00135 à 0,0018 ch au moteur
- soit pour 180 g/ch.h de consommation spécifique :
 - = 0,243 à 0,324 g/h
 - = 0,29 à 0,39 ml/h
 - ≈ 0,6 à 0,8 ml/100 km

1 kg d'allègement = 0,007 l/100 km

Sur 500 000 km (vie du véhicule) : 3,5 l de gasole

Pour 1000 kg d'allègement sur 500 000 km = 3 500 l de gasole.

Annexe 3

**Comparaison d'éléments de véhicule
poids en acier et en alu., camion 16 t**

Au Salon de Genève des Véhicules Utilitaires en février 1976, la firme Alu-Suisse a présenté un camion de 16 t de PTAC dont la construction faisait largement appel à l'aluminium. La mécanique de base était celle du châssis Saurer-Berna type 5 DF-5 VF. Le véhicule en aluminium ainsi réalisé affichait un allègement de 497 kg, soit 38,7 % par rapport aux éléments pris en considération du même camion réalisé en acier, soit de l'ordre de 10 % du poids du châssis-cabine ou 7 à 8 % du poids du véhicule carrossé. Ce véhicule a été doté d'une citerne en alu, il est actuellement expérimenté sur les routes de la Suisse.

A vide, le gain de consommation du véhicule « alu » a été chiffré à 4 % par les experts d'Alu-Suisse. En charge, au PTAC maxi. de 16 t, la charge utile est augmentée de 497 kg. Le prix d'un tel véhicule n'a pas été précisé.

Bilan d'allègement

Elément	Poids en acier (kg)	Poids en aluminium (kg)	Allègement	
			(kg)	%
Cabine brute + portes	300,00	205,00	95,00	31,7
Pare-chocs	54,00	50,00	4,00	7,4
Longerons	380,00	224,50	155,50	40,9
Traverses	68,00	44,95	23,05	33,9
Traverses arrières	26,00	21,00	5,00	19,2
Réservoirs de carburant	37,10	17,65	19,45	52,4
Supports complets	20,00	7,40	12,60	63,0
Réservoirs basse pression	24,40	8,90	15,50	63,5
Supports complets	—	2,80	—	—
Réservoirs haute pression	28,00	28,00	—	—
Supports complets	5,60	2,80	2,80	50,0
Caisson de batteries	25,20	10,75	14,45	57,3
Attache de roue de secours	25,00	9,15	15,85	63,4
Pot échappement	22,50	13,30	9,20	40,9
Sortie échappement	5,00	2,10	2,90	58,0
Jantes	220,50	124,25	96,25	43,6
Raccords tuyauteries + Tubulures	44,40	15,50	28,90	65,1
Total	1285,70	788,05	497,65	38,7

Comparaison établie avec les éléments Saurer-Berna de série. Type 5DF-5VF 16 t de PTAC 250chDIN

Annexe 4

Paramètres influençant la résistance au roulement

La résistance à l'avancement d'un véhicule comprend plusieurs composantes : résistance mécanique, résistance de roulement, résistance aérodynamique, pente, composantes dont le poids relatif varie en fonction du type d'infrastructure utilisée.

Le graphique, fig. 1 en fin de cette annexe, fournit leur répartition pour trois types d'infrastructures. Il y apparaît que la résistance de roulement représente en moyenne 30 % du total des absorptions d'énergie.

Quant aux composantes de cette résistance, ce sont essentiellement :

- la nature du revêtement routier ou du sol,
- les conditions climatiques,
- la géométrie du véhicule,
- le type des moyeux,
- sa vitesse,
- la durée du roulage,
- le type des roues,
- l'assemblage des pneus (simple, jumelés),
- la constitution même des pneumatiques (architecture, sculpture, nature des mélanges, dimensions),
- la charge qu'ils supportent (graphique de la figure 2),
- leur pression de gonflage,
- le degré d'usure des pneumatiques.

L'influence de la nature du sol

Pour un même pneumatique, une même charge, et une même pression de gonflage et par rapport à un sol de référence dur et lisse, la résistance augmente fortement sur des sols différents :

- sur sol dur et rugueux : augmentation de 15 à 25 %
- sur sol dur avec galets et pierres : augmentation de 50 à 150 %
- cet effort peut être multiplié par 5, 10 voire 20 quand on arrive sur un sol marécageux ou sur sable sec pulvérulent.

Valeurs pratiques de résistance au roulement en fonction de la matière du sol

- béton lisse, asphalte lisse	8 kg/t
- béton usagé, asphalte bon aspect	9,5 à 12 kg/t
- sol compact lisse, bon empierrement	12 à 15 kg/t
- sol dur compacté et gravier	15 à 20 kg/t
- sol dur, rugueux et cailloux roulants	17 à 30 kg/t
- sol naturel sec	35 à 40 kg/t
- sol naturel vierge	50 à 100kg/t
- marécage	30 à 100 kg/t et au-delà
- sable, suivant teneur en eau	25 à 150 kg/t et au-delà

Moyeux de semi-remorque lubrifiés à l'huile au lieu de graisse.

Cette technique se développe chez plusieurs constructeurs du Marché Commun. Les moyeux lubrifiés à l'huile assurent un gain de 5 % à 6 % au niveau du frottement des roulements. L'économie réalisée au niveau de la consommation de carburant est faible mais, comme elle n'est accompagnée d'aucune incidence négative, elle reste valable et mérite d'être recherchée.

L'Influence du type de roue

Plus facile à centrer que la jante amovible, la roue à disque évite les éventuels voilages dus à un mauvais centrage. Des essais poussés montrent que la consommation est un peu moindre avec des roues à disques.

Le pneumatique à carcasse radiale

Du côté du véhicule, le principal progrès des vingt dernières années a été l'apparition dans le poids lourds, puis l'extension du pneu à carcasse radiale. Née en France, cette technique y est maintenant généralisée à la presque totalité du parc alors que dans les autres pays le « taux de radialisation » n'a pas encore atteint 100 %.

France près de	100 %
Bénélux	95 %
RFA	50 à 60 %
Grande-Bretagne	70 %
Espagne	70 %
Italie	60 %
USA estimation	50 %

Afin de comparer les consommations entre un véhicule équipé de pneus conventionnels et un véhicule identique équipé de pneus à carcasse radiale, des essais comparatifs très poussés ont été réalisés dans plusieurs pays. Les deux véhicules ont circulé sur le même itinéraire aux mêmes heures et dans les mêmes conditions de charge et de circulation. Pour éliminer l'influence des conducteurs et aussi celle des véhicules eux-mêmes, des permutations de conducteurs et de pneumatiques ont été effectuées à espacements réguliers.

Selon les types de véhicules et les genres de circuits, les économies de carburant ont été de l'ordre de 5 à 15 %.

De plus, des pneumatiques à carcasse radiale assurent un service (en kilomètres) double de celui effectué avec des pneus conventionnels, et ceci avec un moindre poids de caoutchouc.

Enfin, sur le plan de la sécurité de la conduite, on note une nette amélioration de la tenue de route en faveur du pneu radial. Tous ces avantages proviennent du fait qu'avec un pneumatique radial, le roulement s'effectue pratiquement sans glissement du caoutchouc sur la chaussée, alors que ce glissement « structurel » est inévitable sur les pneumatiques conventionnels.

D'autre part, l'architecture radiale réduit l'agressivité de la roue vis-à-vis de la chaussée en raison d'une meilleure répartition des pressions sur la surface de contact et d'une plus grande souplesse du pneu, ce qui diminue les efforts dynamiques. C'est ainsi que des essais ont montré que, pour une charge donnée, un pneumatique radial gonflé à une pression de 8,5 bars engendrait des effets dynamiques sur la chaussée inférieurs à ceux créés par un pneu conventionnel pourtant gonflé à 7,75 bars.

Les pneumatiques « simple large » (« super single »)

Une technique se développe actuellement surtout sur les semi-remorques et les véhicules de chantier : l'adoption de pneus « simple large » en remplacement de pneus « jumeles » classiques.

En France, 5 % du parc de semi-remorques sont équipés de ces pneumatiques qui conviennent parfaitement aux essieux « tridem ». En Allemagne, on estime à 50 %, le parc de semi-remorques et de remorques équipées.

Selon les types de véhicules et le genre d'utilisation, cette technique est susceptible d'apporter une économie sur la consommation de carburant de l'ordre de 2,5 % à 7 %.

Cette solution pourrait être appliquée au parc actuel, mais au prix de transformations des essieux et de remplacement des jantes et pneus dont le coût serait largement supérieur aux économies à réaliser. Elle prend toute sa valeur sur des véhicules conçus pour ce genre de pneumatiques et pas seulement pour les véhicules remorqués.

De plus la monte en pneus « simple large » permet, à largeur totale de véhicule constante, d'augmenter la voie au niveau des ressorts, ce qui procure une amélioration de la suspension, et une meilleure stabilité des véhicules ainsi équipés.

L'application de cette technique, outre les économies de carburant mentionnées plus haut, comporte d'autres avantages non négligeables :

- gain de poids : environ 150 kg par rapport à un essieu équipé en « jumelés » ;
- gain sur l'usure : le pneu simple peut réaliser environ 25 % de kilomètres de plus qu'une monte en jumelés et ceci avec un poids de gomme à la fabrication de 10 % inférieur ;
- deux pneus « simple large » coûtent environ 15 % de moins que quatre pneus « jumelés » pour un essieu équivalent ;
- le risque d'éclatement ou d'incendie d'un pneu jumelé surchargé par suite de la crevaison de son jumeau est supprimé.

Il n'est pas certain que l'agressivité d'un pneumatique simple large soit supérieure à celle d'une monte jumelée.

Certes, au niveau de la largeur des bandes de roulement, on remplace deux bandes de roulement par une seule, mais le pneu simple large présente une largeur d'environ 50 % supérieure à celle du pneu de même diamètre utilisé en monte jumelée, d'où un déficit global théorique de 25 % seulement et non de 50 %.

Par ailleurs le conducteur oublie souvent la surveillance de la pression du pneu intérieur qui conditionne bien évidemment sa contribution à la portance du demi-essieu concerné. De ce fait, il est fréquent que le pneu extérieur porte à lui seul une part prépondérante de la charge ce qui génère bien évidemment une concentration élevée des efforts sur la route. Quant à l'aspect dynamique des choses, le pneu simple réduit notablement l'intensité des surpressions instantanées.

Il faut bien souligner que le pneu jumelé est né à une époque où on ne savait pas maîtriser la technique du pneu simple à forte charge.

Certes, les véhicules doivent être prévus en conséquence et cela demande inévitablement un certain temps. Mais cette technique peut être retenue pour l'avenir même si au début elle ne peut être appliquée qu'à des châssis récents dont la conception et la réalisation ont tenu compte de cette éventualité.

Le pneumatique « sans chambre »

Avec une même architecture et pour une même dimension, un pneu sans chambre engendre une résistance au roulement inférieure jusqu'à 5 % à celle du même pneu avec chambre.

L'influence de la sculpture du pneu

Pour une même architecture et pour une même dimension, un profil « chantier » engendre 10 à 15 % d'efforts de plus qu'un profil « routier » classique.

Il y a intérêt à choisir une sculpture qui s'use régulièrement sur toute la largeur de la bande de roulement, ce qui se matérialise par la non-nécessité de retournement sur le talon. Si l'usure est uniforme, le coefficient de roulement varie peu en fonction de l'usure du pneumatique au fur et à mesure des kilomètres parcourus.

L'influence de la charge

La résistance de roulement est minimale lorsque le pneu est utilisé à sa charge maximale compte tenu de sa pression de gonflage. Plus la charge par pneu augmente, plus la résistance de roulement diminue. En d'autres termes la résistance de roulement est minimale lorsque la charge par essieu est maximale et qu'elle est supportée par le plus petit nombre de pneus de la dimension juste nécessaire.

L'influence de la pression de gonflage

Souvent négligée, la pression des pneumatiques a une forte incidence, non seulement sur leur usure, mais aussi sur la consommation de carburant.

Cette incidence est d'autant plus grande que la pression est plus faible.

Pour les vitesses moyennes des maxi-codes (50 à 70 km/h), les manufacturiers préconisent une pression comprise, suivant la dimension des pneus, entre 7 et 8,5 bars. Si la pression des pneus est insuffisante, la résistance au roulement augmente fortement. Il faudra donc davantage de puissance, donc d'énergie, pour vaincre l'accroissement de cette résistance. Par exemple à 50 km/h de vitesse moyenne, si la pression descend de 8,5 bars à 6,5 bars, la puissance nécessaire pour conserver cette vitesse devra augmenter d'environ 12 %, soit un accroissement de la consommation qui peut atteindre 8 % de la consommation moyenne.

Il convient donc de vérifier « à froid » - au moins chaque semaine - la pression des pneumatiques, de la rétablir au besoin et surtout de respecter les préconisations de pression du constructeur et du manufacturier.

Ci-après les graphiques, figures 1 et 2, se rapportant aux paramètres influençant la résistance au roulement.

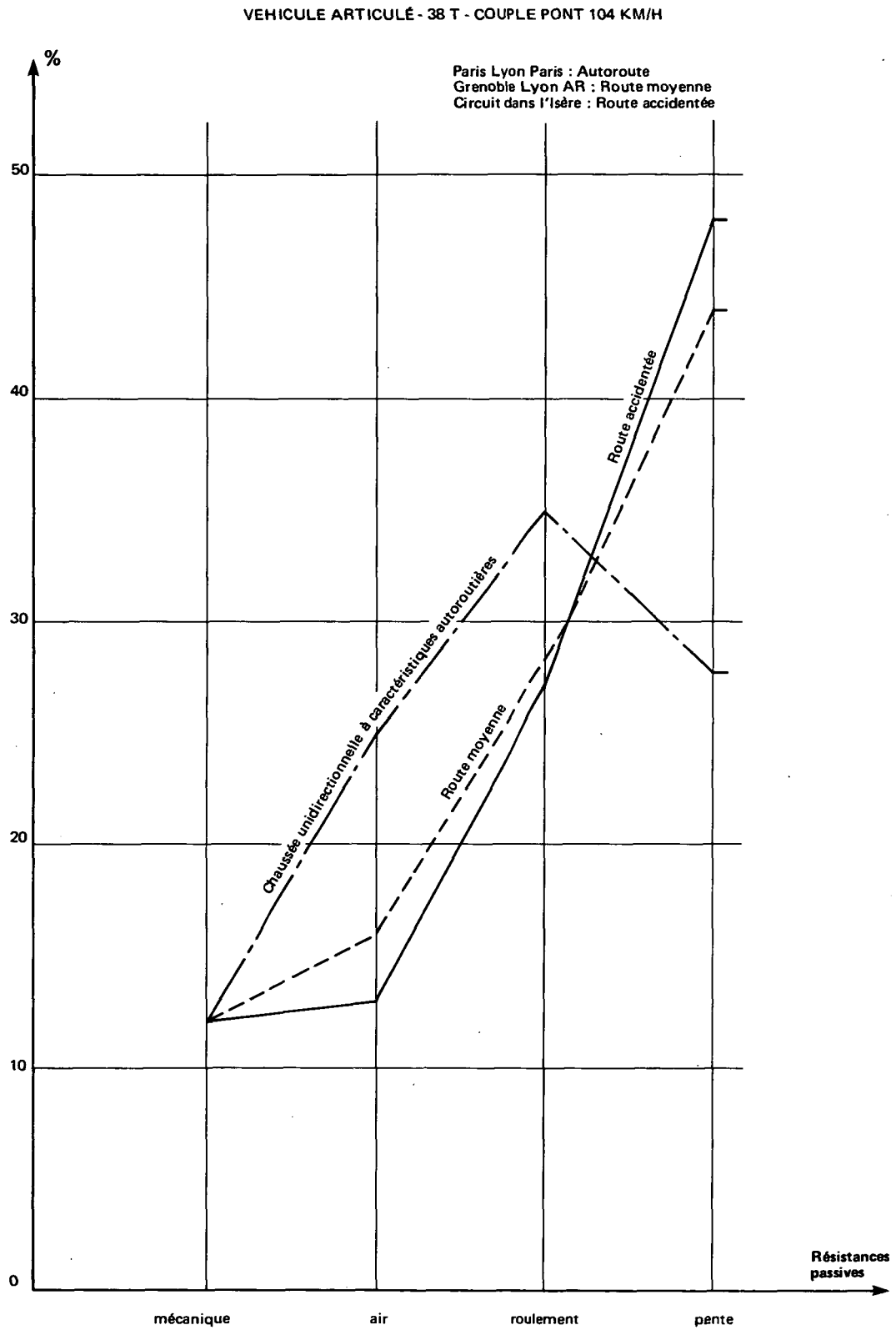


Fig. 1 - Puissance utile à l'avancement

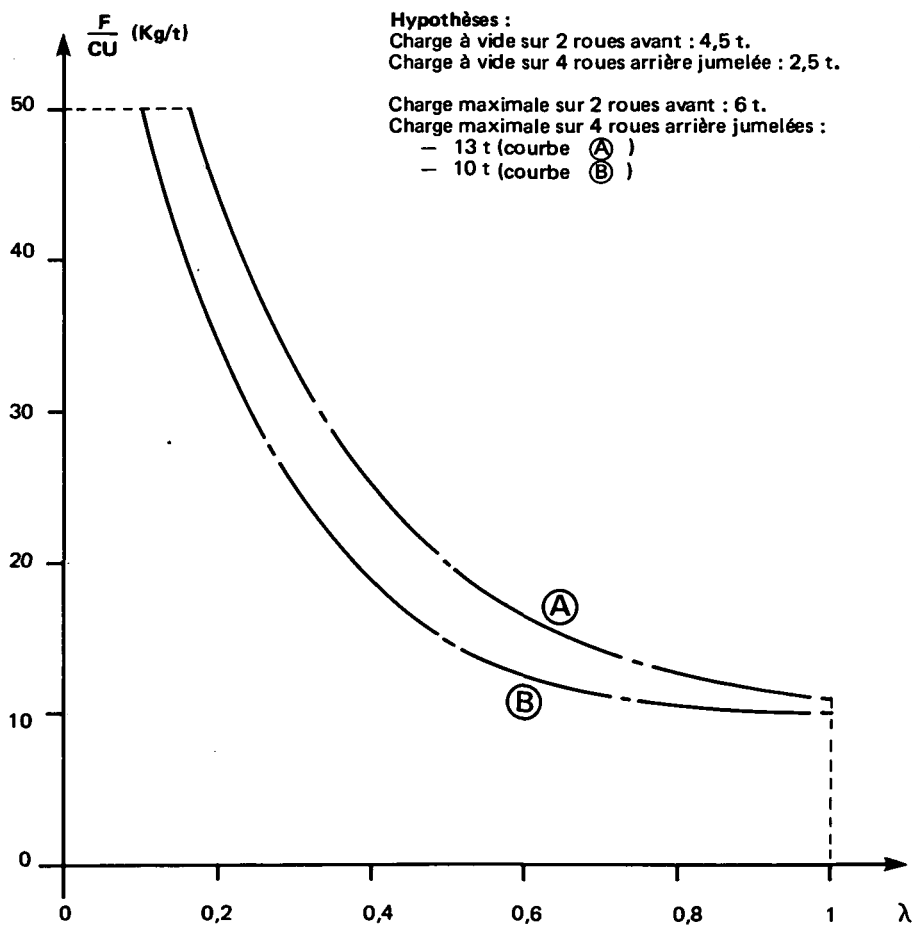


Fig. 2 - Résistance au roulement F ramenée à la charge utile CU en fonction du coefficient de charge λ du véhicule

Annexe 5

L'aérodynamisme des véhicules de transport routier

L'augmentation des performances d'un véhicule automobile passe par l'étude de son aérodynamisme. Il peut en effet en résulter :

- la réduction de la résistance aérodynamique à l'avancement dont la contrepartie est une diminution de la consommation à vitesse égale,
- une meilleure stabilité (ou tenue de route) du véhicule tant latérale que longitudinale,
- un bon écoulement de l'air à l'extérieur et à l'intérieur du véhicule, ce qui conditionne le niveau sonore du véhicule - bruit extérieur et intérieur - le bon refroidissement des organes mécaniques, la climatisation et le confort de l'habitacle.

• Pour un véhicule roulant à la vitesse V la résistance à l'avancement s'exprime par la relation :

$$R_x = C_x \cdot S \cdot \frac{K \cdot V^2}{2}$$

C_x est le coefficient de traînée pratiquement constant quelle que soit la vitesse,
 S est la surface du maître-couple (plus grande section droite du véhicule),
 K le coefficient tenant compte de la masse volumique de l'air,
 V la vitesse du véhicule.

• Comme la puissance $R_x \cdot v$ est égale à $C_x \cdot S \cdot \frac{K \cdot V^3}{2}$, on remarque combien la diminution du C_x conduit à des gains de puissance importants.

Pour un même maître-couple de $S = 2 \text{ m}^2$, il faut pour maintenir une vitesse de 100 km/h, disposer d'une puissance de :

7 ch pour un C_x de 0,20
 16 ch pour un C_x de 0,40
 22 ch pour un C_x de 0,60
 35 ch pour un C_x de 1,00

Le graphique fig. 1, in fine de cette annexe, illustre bien les économies de puissance, donc de carburant, qui pourraient découler de la réduction du C_x sur certains types de véhicules.

D'une étude américaine il ressort que pour les véhicules utilitaires, l'influence de la valeur du maître-couple et du C_x est encore plus grande que pour les voitures particulières.

INFLUENCE DE LA HAUTEUR DU VEHICULE

D'une étude française réalisée à partir de véhicules articulés « maxi-code », il ressort que (graphique, fig. 2) :

• véhicule de référence $S = 6 \text{ m}^2$, la hauteur de charge de la semi-remorque n'excède pas la hauteur du tracteur.

- **véhicule S = 8 m²**, la charge dépasse de 0,8 mètre au-dessus du tracteur, ce véhicule verra sa :
 - *vitesse diminuer* de 1 % sur parcours accidenté et de 3,5 % sur autoroute,
 - *consommation augmenter* de 3,5 % sur parcours accidenté et de 6 % sur autoroute.
- **véhicule S = 10 m²**, la charge dépasse de 1,6 mètres au-dessus du tracteur, ce véhicule verra sa :
 - *vitesse diminuer* de 1,5 % sur parcours accidenté et de 7 % sur autoroute,
 - *consommation augmenter* de 6,5 % sur parcours accidenté et de 12 % sur autoroute.

INFLUENCE DU COEFFICIENT AERODYNAMIQUE « Cx »

L'effet du Cx est seulement sensible aux vitesses élevées (graphique, fig. 3).

Véhicule de référence Cx = 0,75

Véhicule ayant un meilleur Cx = 0,60

- *Vitesse égale* sur parcours accidenté, *augmentée* de 2 % sur autoroute
- *Consommation diminuée* de 2 % sur route accidentée, de 4 % sur autoroute
- *Nombre de changements de vitesses : égalité* sur route accidentée
diminution de 7 % sur autoroute

Véhicule ayant un moins bon Cx = 0,90

- *Vitesse égale* sur parcours accidenté, *diminuée* de 2 % sur autoroute
- *Consommation augmentée* de 2 % sur parcours accidenté, de 4 % sur autoroute
- *Nombre de changements de vitesses : égalité* sur route accidentée
augmentation de 5 % sur autoroute

Références : Berliet « SIMAVERO »

DISPOSITIFS LEGERS PROPRES A REDUIRE LES RESISTANCES AERODYNAMIQUES DES PORTEURS ET DES ENSEMBLES

Des essais aérodynamiques effectués en soufflerie sur des maquettes à petite échelle ont démontré que l'air qui attaque le dessus du véhicule remorqué est repoussé, ce qui crée des turbulences tout autour de l'avant de la remorque (ou de la semi-) Croquis A, figure 4.

A mesure que la vitesse s'accroît, ces turbulences s'étendent en largeur autour de l'avant de la remorque.

L'étude de la résistance à l'air a été poussée aux Etats-Unis et plusieurs dispositifs aérodynamiques ont été imaginés dont certains sont commercialisés. Le recensement de ces dispositifs et leur expertise ont été effectués ; les résultats figurent en annexe 6.

Nous prendrons comme exemple le déflecteur coupe-vent inventé par l'ingénieur américain Seldon SAUNDERS en 1963 - donc bien avant la crise de l'énergie - Ce déflecteur est monté sur le pavillon de la cabine du véhicule tracteur ou d'un véhicule porteur à

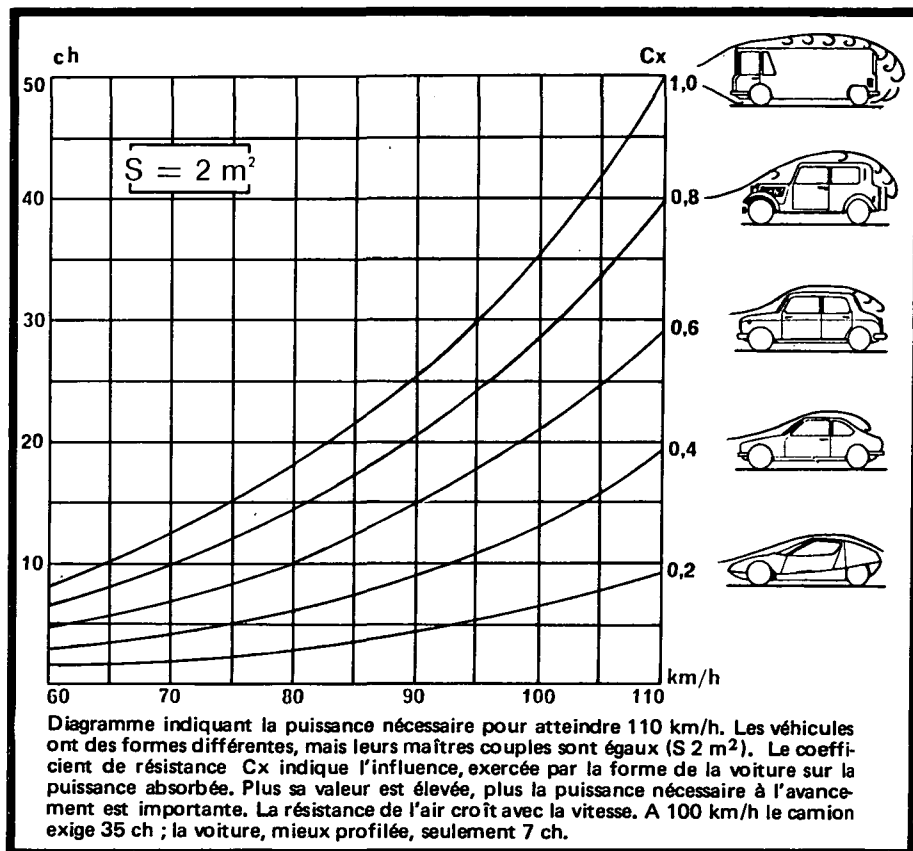
carrosserie haute dépassant la hauteur de la cabine (figure 4, croquis B). Son but est de diriger les filets d'air qui viennent frapper la partie avant de la carrosserie (porteur), ou de la semi-remorque, vers le dessus de la carrosserie, évitant ainsi qu'une partie des turbulences vienne s'intégrer entre le tracteur et la semi-remorque et sur les côtés des carrosseries.

Cependant pour tirer le parti maximum du déflecteur il est souhaitable de lui associer un second dispositif aérodynamique généralement nommé « Vortex ».

Le « Vortex » est un prisme droit à base triangulaire fixé par sa partie rectangulaire sur la partie frontale d'une semi-remorque de façon à ce que l'arête triangulaire verticale sépare les filets d'air afin de les répartir vers les côtés, tout en empêchant l'entrée des vents de travers (figure 5).

Dans la pratique, 39 flottes américaines ont communiqué le résultat des économies de carburant réalisées : elles sont de l'ordre de 4 à 13,8 % suivant qu'un ou deux dispositifs sont utilisés. Ces résultats ont été obtenus le plus souvent sur autoroutes, donc à la vitesse maximale permise aux USA. Dans le cas de la seule utilisation du « déflecteur de toit » l'économie moyenne de carburant réalisée a été de l'ordre de 6,44 %. Cette moyenne monte à 11,53 % dans le cas de l'utilisation combinée (déflecteur coupe-vent et stabilisateur Vortex) - détail sur la figure 6.

Bien entendu ces dispositifs ne sont utiles que sur des véhicules à carrosseries « hautes ». Leur utilisation sur les citernes n'apporterait pas ou peu d'améliorations.



Document - Alpha-Auto.

Fig. 1 - Résistance aérodynamique

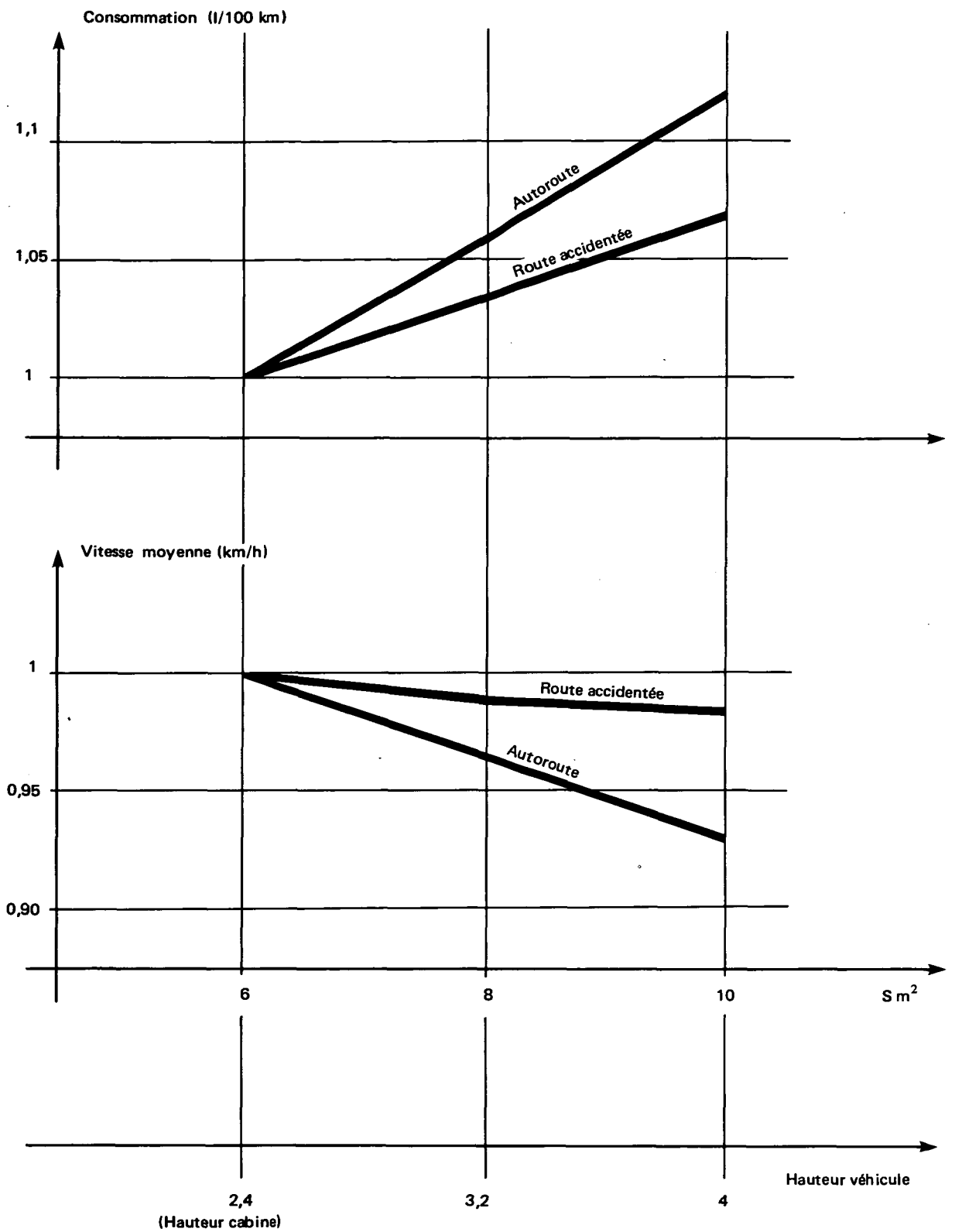


Fig. 2 - Influence du maître couple S
d'après une étude Berliet (1973)
d'un véhicule articulé.

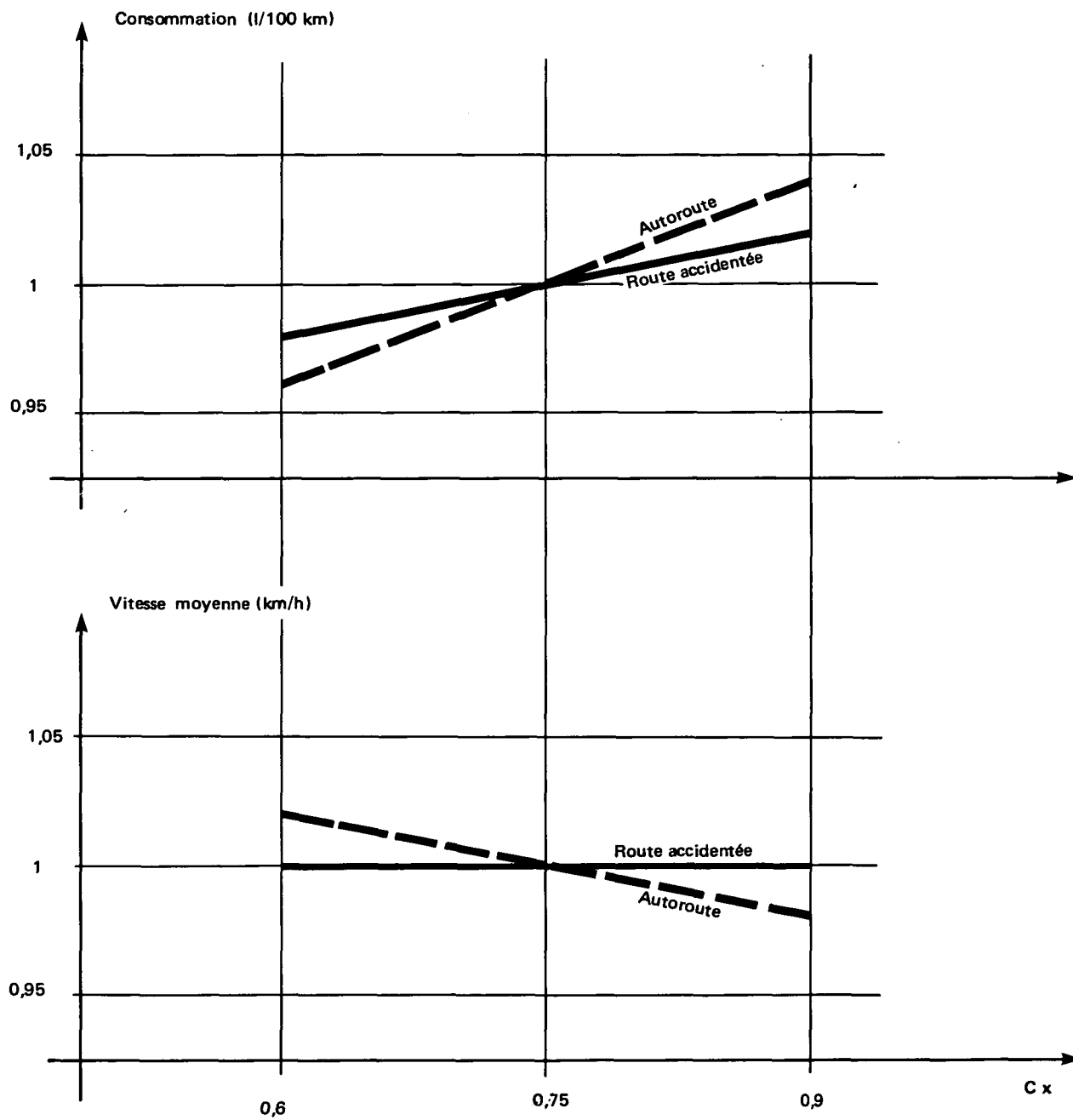
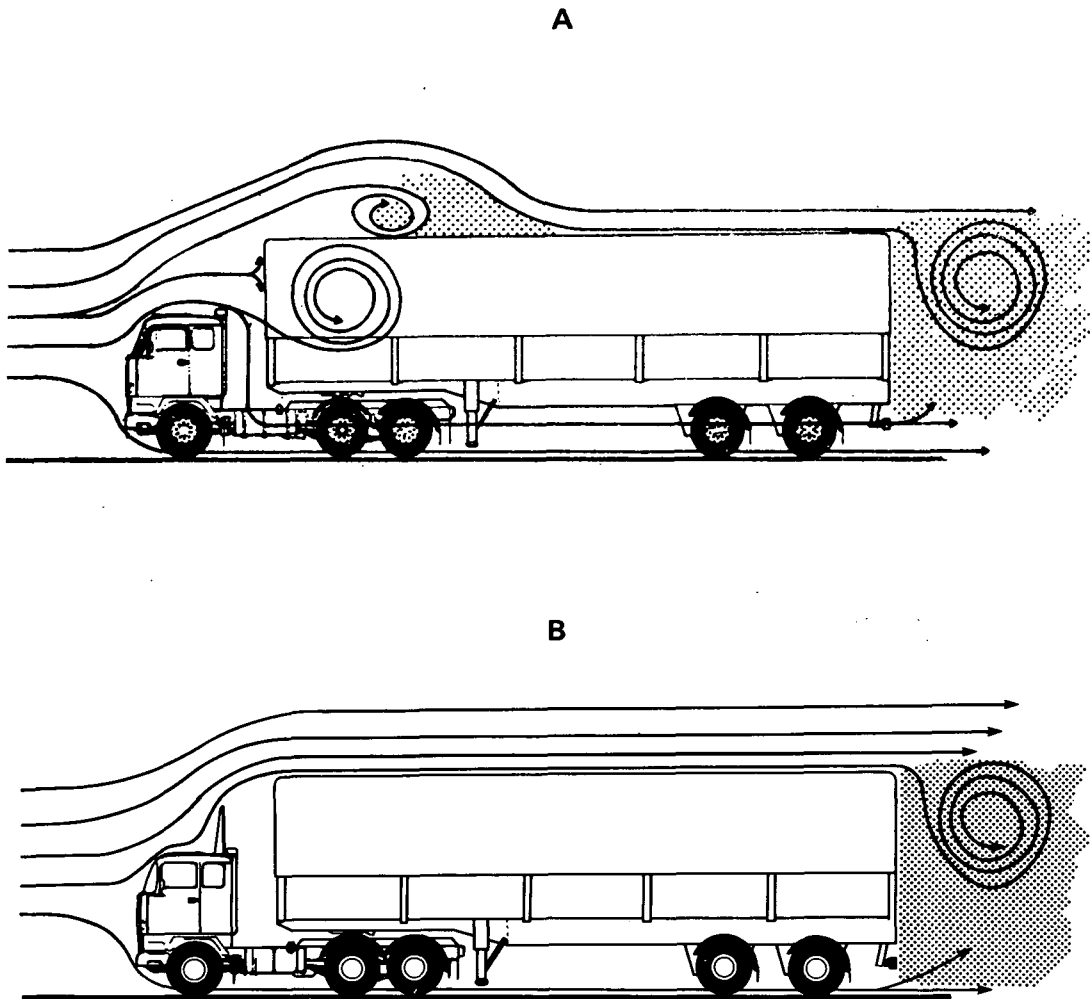


Fig. 3 - Influence du coefficient aérodynamique Cx



Le résultat de l'utilisation de l'Airshield est clairement montré sur ce schéma synthétisant des essais de soufflerie. Les turbulences qui étaient créées autour de l'avant de la remorque et qui s'étendaient en largeur en fonction de la vitesse du véhicule disparaissent. Seule subsiste la turbulence derrière la remorque et qui ne pourrait être supprimée que par un arrière en forme de queue de castor, dispositif très onéreux et qui ferait perdre beaucoup de charge utile.

Fig. 4 - Principe de correction par utilisation de l'Airshield

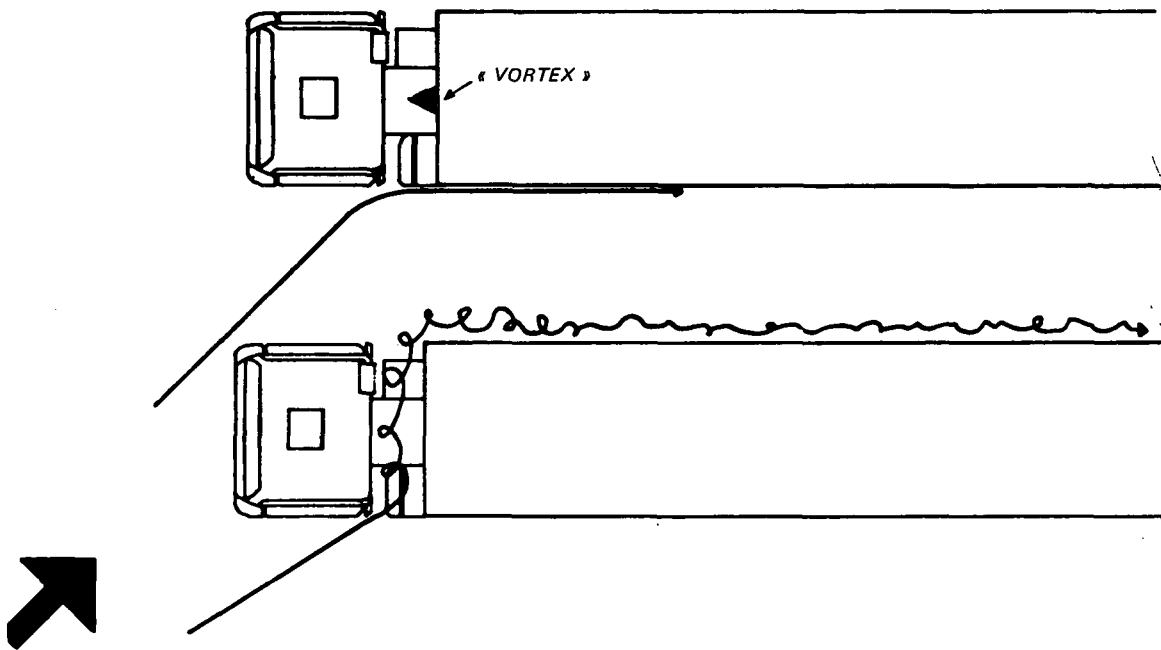


Fig. 5 - Principe de correction par utilisation du « Vortex ».

Entreprises	Gains
AAA Trucking	8,0 %
APA Transport	5,2 %
Acme Markets	7,8 %
Akers Motor Lines	5,4 %
Associated Transport	5,1 %
Associated Truck Lines	11,7 %
Carolina Freight	6,5 %
Coca Cola USA	8,2 %
Eastern Express	10,2 %
Easter Express	5,7 %
General Electric	8,0 %
Giant Foods	6,0 %
Hudjens Truck Rental	8,0 %
ITT Continental Baking	6,0 %
Interstate Motor Freight	4,8 %
Keyline Freight	8,6 %*
Kraft Foods	7,0 %
Leaseway Eastern N. Y.	7,2 %
Lee Way	4,7 %
Lombard Bros	7,3 %
M & M Transportation	7,5 %
Mack Trucks	4,2 %
Marsh Supermarkets	4,0 %
Mason-Dixon	6,3 %*
Motor Freight Express	6,0 %
Newell Leasing	11,3 %*
Old Dominion	8,1 %
Old Dominion	9,3 %
Old Dominion	6,0 %
P.I.E.	5,0 %
Perdue Chickens Inc.	6,0 %
Preston Trucking	5,4 %
R.C. Motor Lines	6,3 %
Ringsby-United	5,5 %
Roadway Express	4,0 %
Ryder Truck Lines	6,7 %
Ryder System, Inc.	19,0 %*
Shippers Dispatch	6,0 %
Signal Delivery	13,8 %*
* Recours à l'Airschild et au Vortex	
Moyenne avec l'Airschild seul	6,44 %
Moyenne avec l'Airschild et le Vortex	11,53 %

Fig. 6 - Résultats découlant du recours à l'Airschild et au Vortex
(gains de consommation en pourcentages)

Annexe 6**Etude des dispositifs de réduction de la traînée aérodynamique des véhicules utilitaires**

Le Secrétariat d'Etat aux Transports a fait procéder à une étude d'évaluation des dispositifs existants de nature à améliorer l'aérodynamisme des véhicules utilitaires.

L'introduction et l'utilisation en France de tels dispositifs sont récentes, alors qu'aux Etats-Unis, de nombreux brevets les concernant ont été déposés avant même la crise pétrolière.

L'étude consistait à recenser les différents dispositifs commercialisés et à en faire une évaluation critique.

Les dispositifs actuels produits peuvent être classés en quatre groupes :

Les écrans :

défecteurs montés sur la cabine et destinés à détourner le flux direct d'air de l'espace situé entre la cabine du tracteur et la remorque.

Les cônes :

dispositifs montés sur la remorque et destinés à faciliter la pénétration (et donc les flux d'air) de la partie avant de la remorque.

Les soufflets (ou supprimeurs de vide) :

dispositifs montés sur la remorque et destinés à faciliter l'écoulement des flux d'air sur le sommet et les côtés de l'espace situé entre la cabine du tracteur et la remorque.

Les cornières :

dispositifs fixés sur les coins ou les bords de la remorque afin de faciliter l'écoulement des flux d'air.

Dix dispositifs ont été identifiés aux Etats-Unis et l'information à leur sujet a été collectée. Le tableau ci-après donne les résultats obtenus quant à l'influence de ces dispositifs sur le coefficient de traînée.

INFLUENCE DES DIFFÉRENTS DISPOSITIFS SUR LES COEFFICIENTS DE TRAINEE (Sources diverses)

Réduction (en %) de C_d pour différents
angles d'attaque.

Dispositif	0°			5°			10°			Commentaires
1. Air flo	14	11	13	2			3		3	Bonne concordance entre les différentes sources.
2. Airshield	20	17	16	7			5			Bonne concordance entre les différentes sources.
3. Airshield + Vortex	21		21	14			4			Peu d'informations disponibles
4. Dragfoiler			31			19			15	Peu d'informations disponibles
5. Nose Cone	11	8	11	10	10		8			Bonne concordance entre les différentes sources
6. Aero Boost II	10			10	8		10			Bonne concordance entre les différentes sources
7. Air Vane	13	2				8			10	Faible concordance entre les différentes sources.

Détail de la grille de présentation des données

Lissman (descente de côte)	Steers and Montoya	Mason (soufflerie)
Buckley and Sekscenski (soufflerie)	Kirsh and Bettes (soufflerie)	Valeur moyenne

Aucune information disponible sur les dispositifs Uniroyal, Windbreaker et AeroBoost III.

Il faut enfin signaler qu'une société française (SERA) a également développé un dispositif original dont les résultats en soufflerie sont légèrement supérieurs à ceux annoncés pour l'Airshield.

Il semble que ces dispositifs adaptables présentent un grand intérêt pour les prochaines années pour les raisons suivantes :

- les tracteurs et remorques bénéficiant d'un dessin nouveau viennent seulement d'être commercialisés ;
- les propriétaires de flottes disposent donc d'importants investissements qu'ils souhaitent pouvoir améliorer *immédiatement* ; et
- la période de recouvrement (temps nécessaire pour réaliser des gains ou économies égaux aux coûts d'investissement) est particulièrement courte.

Titre II

ACTIONS SUR LE MOTEUR

Diesélisation des moteurs

- plus de 6 t de PTAC
- de 2,5 t à 6 t de PTAC

Rapport puissance/poids

Choix d'un rapport course/alésage réduisant le plus possible l'énergie restant dans les gaz rejetés et d'un régime maximal permettant encore une excellente respiration du moteur

Développement de différents systèmes d'injection "directe" avec chambre de combustion dans la tête du piston

La suralimentation

Ventilateurs débrayables et à entraînement glissant

Réglage "fin" des moteurs en bout de chaîne.
Amélioration de la fiabilité des moteurs et des dispositifs d'injection

Amélioration de la lubrification

Développement de nouveaux moteurs

Récupération d'énergie

DIESÉLISATION DES MOTEURS

La diesélisation d'un parc de véhicules est un facteur important d'économie de combustible puisque les rendements des différents types de moteurs sont de l'ordre de :

- 1/4 pour les moteurs à allumage commandé,
- 1/3 pour les moteurs du type Diesel.

VEHICULES DE PLUS DE 6 T DE PTAC

Au 1er janvier 1976 et au-dessus de 9 t de PTAC, la totalité du parc de véhicules de transport de marchandises, tracteurs routiers compris, était équipée de moteurs Diesel. Pour ce qui est des véhicules de 6 t à 9 t de PTAC on comptait pour le parc dénombré de 51 000 unités, 1 000 véhicules seulement équipés de moteurs à essence, soit moins de 2%. Encore s'agit-il de véhicules anciens et très anciens du genre dépanneuses, camions de forains, véhicules de lutte contre les incendies dont le kilométrage moyen annuel est le plus souvent inférieur à 5 000 km, et pour lesquels la "diesélisation" interviendra au fur et à mesure du renouvellement.

Aucune économie appréciable n'est donc à attendre dans cette tranche de tonnage.

- A noter qu'au USA on est encore très en retard dans ce domaine :
- seuls les véhicules utilitaires de 12 t de PTAC et plus sont en général équipés de moteurs Diesel;
 - cette diesélisation est récente.

VEHICULES DE 2,5 T A 6 T DE PTAC

Il faut distinguer les véhicules de 2,5 t à 4,5 t et ceux de 4,5 t à 6 t.

Pour les véhicules de 4,5 t à 6 t de PTAC, les statistiques au 1er janvier 1976 font apparaître un parc de 135 000 véhicules, dont 63 000 à moteur à essence.

Plusieurs constructeurs proposent encore concurremment -pour un même tonnage- des véhicules à moteur "essence" ou à moteur Diesel surtout pour la catégorie des 4,5/4,7 t de PTAC, mais une tendance à la diesélisation s'est nettement amorcée dans cette catégorie de tonnages. Elle devrait se poursuivre et même s'accroître d'ici à 1980, avec la commercialisation de nouveaux moteurs Diesel bien adaptés à ce genre de

véhicules. Mais il restera encore -notamment parmi la clientèle des transporteurs pour compte propre et les loueurs de véhicules sans chauffeur- des usagers qui préfèrent le moteur "essence" au moteur Diesel .

Dans la catégorie des 5,9/6 t de PTAC, la diesélisation est pratiquement effective si l'on examine les immatriculations des deux dernières années. Certains constructeurs offrent encore du moteur "essence", mais ceux-ci sont limités à des applications particulières sans grande influence sur l'ensemble du parc de cette catégorie. Au fur et à mesure du renouvellement des matériels, la diesélisation s'effectuera donc tout naturellement.

Pour les véhicules de 2,5 t à 4,5 t, le problème est différent. Au 1er janvier 1976, le parc se composait de 525 000 véhicules dont 320 000 à essence. En 1967, la proportion des Diesel était de 14%; elle est passée à 25% en 1971; à 35% en 1974. Elle est actuellement à 39%. On peut espérer un gain annuel de 4% durant chacune des années qui nous séparent de 1980. Les constructeurs offrent simultanément des modèles "essence" et Diesel dans cette tranche de tonnages, le moteur "essence" étant préféré des utilisateurs ruraux -pour des raisons de maintenance (absence ou rareté des spécialistes Diesel, éloignement des points de vente de gasole)- des loueurs de véhicules sans chauffeur, notamment dans la tranche des 2,5 t à 3,5 t de PTAC, ce dernier tonnage étant le seuil au-dessus duquel le permis de conduire de la catégorie B (voiture particulière) ne permet plus la conduite d'un utilitaire.

Cependant la sortie prochaine de nouveaux petits moteurs Diesel et l'effet d'entraînement provoqué par le développement du Diesel sur les voitures particulières devrait amplifier le mouvement naturel de diesélisation amorcé dans cette tranche de véhicules.

Pour les véhicules de 3,5 t à 4,5 t de PTAC qui sont généralement des variantes des véhicules de moins de 3,5 t, à la différence que leur conduite exige le permis C, on peut penser que la préférence des utilisateurs continuera d'aller vers le moteur Diesel.

Bien que non négligeable, l'économie à attendre reste faible étant donné le volume restreint des quantités de carburant effectivement consommées.

AUTOCARS ET AUTOBUS

D'après les estimations de la CSCA, le parc actuel d'autocars et d'autobus serait de 45 000 véhicules dont 44 000 à moteur Diesel. Tous les véhicules de plus de 6 t de PTAC sont à moteur Diesel. Les quelques 1 000 véhicules à essence sont essentiellement des petits autocars à faible consommation. Une partie de ce parc est appelée à se dieséliser dans un proche avenir sans pour autant que l'économie qui peut en résulter soit importante.

En résumé pour l'ensemble du parc de véhicules utilitaires, tracteurs routiers et autocars, la diesélisation possible et probable d'une

partie du parc "essence" actuel amènera une économie très faible en quantité de carburant. Si l'on tient compte du fait que les véhicules de 6 t de PTAC et plus sont pratiquement tous à moteur Diesel, pour l'ensemble des utilitaires de 2,5 t à 6 t de PTAC, un passage au Diesel de 80% des véhicules actuellement encore à essence amènerait une économie de 5% des quantités consommées dans cette tranche de tonnages.

Voir annexe 1 : Parc automobile français au 1er janvier de chaque année (source CSCA).

RAPPORT PUISSANCE/POIDS

Pour limiter la différence de mobilité entre les véhicules légers et les poids lourds, il est courant dans certains pays, d'imposer à ces derniers une puissance massique (chevaux/tonne) minimale. Ainsi, en Allemagne Fédérale, la réglementation exige pour les véhicules utilitaires une certaine puissance minimale par tonne de poids total maximum autorisé. En l'occurrence, il s'agit de la puissance réellement disponible au régime maximum du moteur à pleine charge, déduction faite des "auxiliaires", donc d'une puissance "DIN". Fixée primitivement à 6 ch/t à une époque où les routes étaient beaucoup moins encombrées et le trafic nettement moins intense, la puissance à la tonne exigée en Allemagne Fédérale a été portée à 8 ch, aux termes d'une ordonnance publiée en octobre 1968 avec application à partir du 1er janvier 1971 pour tous les véhicules neufs et ensembles jusqu'à 28,5 t de PTMA, et du 1er janvier 1972 pour les véhicules et les ensembles de plus de 28,5 t de PTMA.

Bien avant qu'elle ne soit appliquée, la formule de la puissance minimale à la tonne a été fortement contestée par les constructeurs et par les utilisateurs, notamment pour les gros ensembles de 38 t de PTMA qui doivent "trouver" 304 ch DIN pour les propulser. A ces puissances doit correspondre une chaîne cinématique renforcée depuis l'embrayage jusqu'aux roues.

C'est ainsi qu'aux environs de 1969 s'est amorcée "la course à la puissance" qui a conduit à des moteurs dépassant largement -en maxi-code allemand- les 8 ch/t. Les autres constructeurs d'Europe, soucieux de se maintenir ou de pénétrer sur le marché allemand ont dû s'aligner.

La crise de l'énergie qui s'est déclenchée à la fin de 1973 a remis en question la norme des 8 ch/t qui -il faut le préciser- n'a jamais été imposée ni sur le plan communautaire, ni en France, mais qui a eu un effet d'entraînement dans la course à la puissance et a donné lieu à des achats, inconsidérés du point de vue de la rentabilité, de véhicules trop puissants pour le travail qui leur était habituellement demandé.

Nombreux sont les spécialistes du véhicule utilitaire qui ont démontré que la notion de puissance à la tonne ne signifiait pas grand chose sinon qu'elle assurait une plus grande mobilité en côte et encore à condition que les démultiplications de boîte et de pont soient judicieusement choisies et que le conducteur sache tirer le maximum de ces chevaux disponibles dans la plage de meilleur couple. Or, cette notion a peu de signification si l'on considère qu'en côte on cherche à utiliser non pas la puissance maxi. à pleine charge, mais le couple maximal.

Il faut noter que les autorités allemandes, en date du 21 janvier

1976, ont rabaissé de 8 à 6 ch/t la puissance massique exigible en Allemagne faisant ainsi machine arrière après s'être rendu compte du manque de réalisme de cette norme. Par contre le Parlement italien a, fin avril 1976, adopté une loi qui libéralise considérablement (12 t la charge maximale par essieu simple et 44 t le PTRAs des ensembles articulés) les règles de poids et dimensions en vigueur dans ce pays en reprenant à son compte la norme des 8 ch/tonne. Pour un ensemble de 44 t il en résulte un moteur d'au moins 352 ch DIN en maxi-code.

RECHERCHE D'UN CRITERE DE MOBILITE

Plutôt que d'imposer une puissance massique qui n'est guère significative parce qu'elle méconnaît tant l'absence de relation directe entre la résistance aérodynamique et le poids total roulant que les caractéristiques du groupe moto-propulseur qui anime le véhicule, il serait plus juste de définir un "critère de mobilité" faisant appel aux paramètres suivants :

- forme de la courbe de couple,
- étagement des rapports de boîte.

Ce critère de mobilité ferait apparaître la puissance utile mesurée au milieu de la plage d'utilisation des régimes du moteur, définie par sa boîte de vitesses.

L'application d'un critère de mobilité ainsi défini permettrait dans de nombreux cas d'éviter d'augmenter la puissance massique des véhicules par utilisation de moteurs plus gros ou plus poussés ou tournant plus vite et de proposer la meilleure mobilité au meilleur coût du véhicule nuisant le moins possible.

Cette étude a été réalisée par M. Yves BONNETAIN, ingénieur aux Automobiles M. Berliet et membre de la commission "Economies" du CPT chargée du présent rapport. Cette étude est publiée en annexe.

Voir annexe 2 : Recherche d'un critère de mobilité des véhicules industriels routiers.

CHOIX D'UN RAPPORT COURSE/ALÉSAGE
réduisant le plus possible l'énergie
restant dans les gaz rejetés et d'un
régime maximal permettant encore
une excellente respiration du moteur

Il s'agit là d'une question concernant directement les constructeurs. Il est certain que le choix d'un rapport course/alésage réduisant le plus possible l'énergie restant dans les gaz rejetés et d'un régime maximal permettant encore une excellente respiration du moteur ne peut avoir -en théorie- qu'une incidence bénéfique sur la consommation de carburant.

Des études sont en cours pour cerner -sur le plan énergétique- les économies qui pourraient découler d'une action plus poussée dans ce sens, mais il peut y avoir antagonisme entre la réduction de la consommation, de la pollution et du bruit et nécessité de recours à un compromis.

Nous verrons plus loin que la technique de la suralimentation par turbocompresseur, qui se développe sur les moteurs équipant les gammes moyennes et hautes, permet une économie d'énergie non négligeable.

DÉVELOPPEMENT DE DIFFÉRENTS
SYSTÈMES D'INJECTION "DIRECTE" AVEC
CHAMBRE DE COMBUSTION DANS LE PISTON

On admet généralement quatre catégories dans le classement des moteurs Diesel d'après le type du mode d'injection et celui de la chambre de combustion :

1. Moteurs à injection directe avec chambre de combustion dans la culasse (piston plat) ou avec chambre de combustion dans la tête du piston (culasse plate).
2. Moteurs à chambre de précombustion (ou préchambre).
3. Moteurs à chambre de turbulence.
4. Moteurs à chambre auxiliaire de réserve d'air (cellule d'énergie).

Il semble qu'actuellement les constructeurs de moteurs Diesel s'orientent pour les moteurs de petite cylindrée vers les moteurs à chambre de précombustion ou vers les moteurs à chambre de turbulence et, pour les moteurs de moyenne et de grosse cylindrée, vers des moteurs à injection directe avec chambre de combustion dans la tête du piston.

L'injection directe dans la tête du piston revêt plusieurs formes, beaucoup de constructeurs ayant leurs brevets propres. Mais dans l'ensemble les performances de consommation des divers modes d'injection "directe", toutes choses égales par ailleurs, se situent dans une fourchette étroite. Par contre, les autres modes d'injection sont moins performants; par exemple, la consommation spécifique d'un moteur à préchambre de combustion est d'environ 10% supérieure à celle d'un moteur à injection directe.

Depuis une dizaine d'années, l'injection directe s'est généralisée pour les moteurs Diesel des gammes moyennes et hautes. Une faible partie du parc est encore dotée de moteurs, de types anciens, à préchambre de combustion ou à chambre auxiliaire de réserve d'air. Le renouvellement de ce parc amènera des économies appréciables pour ces véhicules qui représentent environ 5% du parc de véhicules utilitaires de plus de 6 t de PTAC (tracteur routiers et autocars compris).

Il faut noter que les moteurs à injection directe sont plus bruyants (bruits liés à la combustion) que les moteurs à préchambre de combustion; ils sont aussi plus difficiles à dépolluer.

Si les normes de bruit et de pollution des moteurs Diesel restent aux niveaux prévus à l'horizon 1980, l'injection directe continuera d'être utilisée. Si ces normes devaient devenir plus draconiennes, cette technique pourrait être remise en question; un retour au mode d'injection à préchambre de combustion se traduirait alors par une consommation plus élevée. Mais là aussi, la suralimentation, telle qu'elle se développe actuellement, aidera à la dépollution des moteurs à injection directe.

LA SURALIMENTATION

Certains moteurs Diesel de locomotion routière sont dits "suralimentés". La suralimentation d'un moteur a pour but principal d'augmenter la quantité d'air admis dans les cylindres et par suite d'assurer la combustion d'une masse plus élevée de "mélange inflammable" sans augmentation de la cylindrée globale du moteur : résultat, un moteur "suralimenté" développe davantage de puissance qu'un moteur à aspiration naturelle de cylindrée égale. Dans le cas d'une suralimentation "maxi-puissance" l'accroissement de puissance peut atteindre 30 à 45% pour une surconsommation supérieure d'environ 8% à 10% seulement, d'où un bilan très positif sur le plan énergétique.

On peut aussi "travailler" la courbe de couple d'un moteur Diesel donné en le suralimentant selon une technique particulière, de façon à obtenir davantage de "chevaux en bas". On obtient alors, au régime maximal, la même puissance maximale qu'un moteur de même cylindrée à aspiration naturelle, ou plus (et jusqu'à concurrence des 30 à 45% ci-dessus) si on le juge intéressant, mais cette puissance au lieu d'être "pointue", est "plate", c'est-à-dire qu'elle s'étale sans trop décroître sur une large plage de régimes, donnant ainsi des "chevaux en bas", c'est-à-dire du couple dans une plage de régimes qui correspond sensiblement à la "plage de régime économique".

Ce genre de moteur procure une grande souplesse de conduite (car on change moins de vitesses), une plus grande longévité (car les régimes de croisière sont relativement bas) et une moindre consommation du fait d'une utilisation fréquente de la plage de régimes proche du couple maximal.

Par contre, pour bénéficier de ces avantages, la conduite d'un véhicule à moteur suralimenté suivant le type "maxi-couple" demande une adaptation du conducteur à un nouveau style de conduite. (Voir annexe 3 pour le détail des moteurs du type "maxi-couple").

MOTEURS SURALIMENTES A AIR REFROIDI

Il a été dit plus haut que l'un des buts de la suralimentation était d'augmenter -à cylindrée égale- la masse d'air admis dans les cylindres par rapport à un moteur à aspiration naturelle.

Le moyen le plus classique pour acheminer l'air vers les cylindres est le turbo-compresseur. Cette machine comporte une turbine et un compresseur calés sur le même arbre, chacun du type centrifuge. Le fluide moteur qui entraîne la turbine -le moteur en quelque sorte- est constitué

par les gaz d'échappement qui sont captés à la sortie du collecteur. Cette énergie est presque gratuite puisqu'il s'agit d'une récupération. Le compresseur entraîné par la turbine aspire l'air atmosphérique et refoule celui-ci à faible pression dans les cylindres.

Or du fait de sa compression et de son transfert vers les cylindres, l'air capté à la sortie du compresseur subit une élévation de température réduisant sa densité et, par conséquent sa masse dans le moteur.

L'air aspiré aux environ de 20°C peut ainsi atteindre 100°C après son passage dans le "turbo". Or on sait qu'une condition essentielle d'un bon remplissage massique est d'introduire dans les cylindres de l'air suffisamment froid et que ce n'est qu'ainsi que l'on peut obtenir le meilleur rendement.

Certains constructeurs ont donc imaginé de "refroidir", entre le compresseur et l'entrée dans les cylindres, l'air puisé dans l'atmosphère à la température ambiante. On est ainsi parvenu à refroidir efficacement l'air comprimé au moyen d'un échangeur de température "Air/air" ou "Air/eau" placé entre le turbo-compresseur et les cylindres du moteur.

Cette technique, encore peu commercialisée en France, est appelée à un développement certain. On conçoit qu'elle peut apporter des économies énergétiques puisqu'elle permet d'obtenir un meilleur rendement. Toutefois, ces économies sont actuellement difficiles à chiffrer.

DIMINUTION DU POIDS DES MOTEURS SURALIMENTES

L'adoption d'un turbo-compresseur sur un moteur à aspiration naturelle prévu tel, n'est guère possible. En effet, des renforcements d'organes sont nécessaires pour "encaisser" l'accroissement des contraintes thermiques et mécaniques résultant de l'augmentation de puissance. Les constructeurs prévoient donc dès le dessin de l'architecture du moteur suralimenté, les renforcements nécessaires. Cependant, si l'on compare -à performances égales- le poids d'un moteur à aspiration naturelle à celui d'un moteur suralimenté, on constate que dans tous les cas, le moteur suralimenté est moins lourd. Ce gain de poids de l'ordre de 10 à 15% n'est pas négligeable, car outre les économies de matières, il permet d'accroître la charge utile d'environ 150 kg dans le cas d'un gros moteur.

Voir annexe 3 : La technique de suralimentation suivant le procédé "maxi-couple".

VENTILATEURS DÉBRAYABLES ET A ENTRAINEMENT GLISSANT

Le ventilateur de refroidissement est certainement l'organe annexe du moteur qui emprunte à ce dernier le plus de puissance, et cela bien évidemment au détriment de la puissance utile. Sait-on qu'en moyenne sur 100 ch disponibles, 7 ch sont absorbés par l'entraînement du ventilateur ? Bien évidemment celui-ci ne peut être "débrayé" qu'en certaines circonstances, et l'économie d'énergie qui en résulte est fonction des conditions de circulation, du profil de l'itinéraire, des conditions climatiques et de la charge imposée au moteur.

On estime que sur une année, l'utilisation d'un ventilateur débrayable conduit à une économie de consommation comprise entre 0,5 et 3%, ce qui n'est pas négligeable, car le recours à cette technique ne s'accompagne d'aucune chute de productivité.

Outre la possibilité d'utiliser un ventilateur débrayable (ou à entraînement glissant) -cette technique étant en cours de développement chez de nombreux constructeurs- des recherches sont effectuées pour accroître le rendement des ventilateurs, qu'ils soient connectés en permanence ou débrayables; ces études portent notamment sur le dessin des pales et sur l'amélioration de l'introduction et de l'écoulement de l'air au moyen de groupes radiateur/ventilateur carénés (étude de l'aérodynamisme des conduits).

RÉGLAGE "FIN" DES MOTEURS EN BOUT DE CHAÎNE
AMÉLIORATION DE LA FIABILITÉ DES MOTEURS
ET DES DISPOSITIFS D'INJECTION

Ces trente dernières années, des progrès importants sont intervenus dans l'usinage et le façonnage des pièces qui entrent dans la construction d'un moteur, ce qui a permis de resserrer les tolérances de fabrication et par suite de réduire les inévitables distorsions au niveau des performances, puissance et consommation notamment.

Par ailleurs, l'adoption de métaux et d'alliages dont la qualité a été améliorée grâce aux progrès de la sidérurgie et de la métallurgie, a augmenté la durée de vie des pièces mobiles et par voie de conséquence la fiabilité des caractéristiques des moteurs.

Ces travaux se poursuivent dans le cadre de la politique des constructeurs qui consiste à rechercher de façon constante l'amélioration des produits existants et à faire bénéficier les produits nouveaux des progrès acquis.

Dans le domaine des organes de l'injection Diesel qui sont fabriqués par des industriels spécialisés -les pompes d'injection notamment- des progrès ont déjà été accomplis dans le pré-réglage du débit de carburant à la sortie des chaînes d'assemblage de ces pompes.

Ensuite, elles sont montées sur les moteurs qui sont essayés et réglés au banc avant leur pose sur les châssis.

Depuis la crise de l'énergie les transporteurs ont demandé aux constructeurs de parfaire ces essais au banc par un "réglage fin" de l'injection, du régime de coupure (régime maximal du moteur) et du point d'avance. Ceci afin d'une part d'éviter les distorsions de performances -ce qui représente une économie d'environ 2% sur la consommation- et d'autre part de s'assurer que les régimes maximaux autorisés ne sont pas dépassés, ce qui, notamment, influence la durée de vie du moteur.

A ce sujet de l'optimisation des réglages à tous moments de la vie du véhicule, il y a lieu de préciser qu'il faudrait que l'implantation des injecteurs sur tous les moteurs soit telle qu'il soit aisément possible de raccorder sur eux les capteurs nécessaires à l'utilisation de certains bancs permettant des réglages "très fins".

AMÉLIORATION DE LA LUBRIFICATION

Si l'amélioration des performances des moteurs et l'accroissement de leur fiabilité sont dus en grande partie aux progrès réalisés dans le domaine de la métallurgie et de l'usinage, on ne doit pas négliger l'apport de l'industrie pétrolière qui propose des lubrifiants de haute tenue mécanique et de plus longue durée de vie qu'autrefois.

Les évolutions intervenues dans le domaine de la filtration et la qualité des huiles ont contribué à la fiabilisation des caractéristiques des moteurs, d'où une économie de gasole de ce fait, tout en permettant un espacement des vidanges, d'où une moindre consommation de ces autres produits pétroliers que sont les huiles. Des progrès en la matière sont encore possibles. Le renouvellement du parc et les améliorations attendues des pétroliers devraient permettre en 1980 de faire baisser la consommation en huile moteur d'au moins 10% toutes choses égales par ailleurs.

Indépendamment de cet accroissement de la constance des performances du moteur que l'on est en droit d'attendre d'une lubrification encore mieux maîtrisée, on pourrait imaginer a priori connaître, un jour venant, une augmentation du rendement mécanique des moteurs par réduction de la viscosité des huiles, celles-ci pouvant même devenir très fluides si elles agissent essentiellement par *onctuosité*. Il pourrait en résulter d'une part une économie substantielle de carburant, d'autre part une petite contribution à une plus grande nervosité des véhicules, toutes choses égales par ailleurs.

DÉVELOPPEMENT DE NOUVEAUX MOTEURS

Selon l'avis autorisé des spécialistes en matière de moteurs thermiques, le moteur "Diesel" de locomotion routière est encore perfectible aussi bien au niveau des performances (couple, puissance, consommation) qu'à celui des nuisances (bruit, pollution...).

Cette position prépondérante du Diesel n'empêche pas les chercheurs et les constructeurs de poursuivre des recherches suivant deux directions principales :

- développement de moteurs d'un type nouveau qui offriraient un rendement supérieur à celui du Diesel actuel tout en utilisant les carburants classiques issus du pétrole;
- utilisation d'énergies nouvelles avec création de transformateurs adaptés à la locomotion routière.

On sait que la turbine, le moteur à combustion externe utilisant le cycle Rankine, le moteur à piston rotatif à double étage et bien d'autres réalisations n'ont pu encore s'imposer en tant que concurrents du moteur Diesel classique surtout depuis que, grâce à la suralimentation, la puissance spécifique du Diesel a notablement augmenté. En effet, le rendement thermique moyen du Diesel sur sa plage de régimes utilisables est de loin le plus élevé de tous les moteurs utilisant des carburants issus du pétrole. Comme nous le précisons plus haut, ce rendement sera encore amélioré dans les prochaines années. De plus la dépollution des gaz d'échappement du moteur Diesel -dans l'état actuel de la réglementation et compte tenu de ce que l'on sait des réglementations futures- ne semble pas poser de problème pratiquement insoluble.

Quant aux énergies de remplacement comme l'hydrogène, l'électricité et l'énergie nucléaire, leur domestication, leur stockage et leur transformation au niveau d'un véhicule routier à grand rayon d'action sont loin d'être maîtrisés.

On peut donc penser que durant encore de nombreuses années, le moteur Diesel restera le chef de file des moyens de propulsion des véhicules de transport routier.

LA RÉCUPÉRATION D'ÉNERGIE

Un progrès important dans le rendement énergétique du transport routier sera accompli le jour où l'énergie actuellement dissipée en chaleur dans les freins et ralentisseurs pourra être récupérée et stockée pour être restituée aux roues dans les instants suivants les décélérations.

Compte tenu de la place, probablement prépondérante pendant longtemps, du pétrole comme source d'énergie des poids lourds, ce n'est certainement pas dans cette forme d'hydrocarbures qu'il est envisageable de retransformer cette énergie excédentaire.

Par contre, sans minimiser les problèmes scientifiques et techniques posés par une telle solution, il n'est pas théoriquement inconcevable d'imaginer un stockage électrique en créant la réversibilité de la transmission électrique utilisée sur de très gros engins de travaux publics fonctionnant au gasole.

En effet celle-ci comprend un groupe électrogène et un réseau de câbles alimentant un moteur électrique par roue. A priori transformer ces moteurs en générateurs lorsque le véhicule décélère, à la demande du conducteur, n'est pas impensable; là où se posera par contre un problème important, c'est dans le stockage de l'énergie électrique ainsi engendrée, car l'accumulation de beaucoup d'ampères-heures sous un poids et pour un investissement acceptables sans préoccupations particulières d'environnement ne semble pas résolue à ce jour.

Actuellement le transport routier est énergétiquement pénalisé de sa qualité technique principale, à savoir son aptitude à franchir les accidents de relief et à se satisfaire au besoin d'infrastructures fortement sinueuses. Une solution satisfaisante à ce problème de récupération de l'énergie affectée aux ascensions qui lui retirerait ce handicap spécifique présenterait un intérêt considérable pour l'économie nationale. Une telle recherche semblant dépasser les compétences et probablement les possibilités financières d'un constructeur, cela ne justifie-t-il pas que les pouvoirs publics investissent dans cette étude ? Bien qu'il s'agisse d'une révolution technologique obligatoirement très onéreuse, on est tenté de répondre par l'affirmative, tant le champ de rentabilité est important. Ce serait d'autre part un produit de grande valeur commerciale certainement exportable.

ANNEXES

- 1. Parc automobile français au 1^{er} janvier de chaque année de 1970 à 1976**
- 2. Recherche d'un critère de mobilité des véhicules industriels routiers**
- 3. La technique de suralimentation suivant le procédé « maxi-couple »**

Annexe 1

Parc automobile français

Au 1er Janvier de chaque année de 1970 à 1976

Catégorie de véhicules	1/1/70	1/1/71	1/1/72	1/1/73	1/1/74	1/1/75	1/1/76
Voitures particulières et commerciales							
- moins de 6 CV	5 135 000	5 110 000	5 095 000	5 045 000	4 920 000	4 850 000	5 070 000
<u>dont Diesel</u>	9 000	17 000	27 000	36 000	46 000	52 000	72 000
- de 6 à 10 CV	5 610 000	6 210 000	6 925 000	7 665 000	8 320 000	8 860 000	8 960 000
<u>dont Diesel</u>	108 000	123 000	143 000	164 000	184 000	218 000	255 000
- 11 CV et plus	1 115 000	1 150 000	1 110 000	1 210 000	1 380 000	1 470 000	1 490 000
<u>dont Diesel</u>							3 000
TOTAL	11 860 000	12 470 000	13 130 000	13 920 000	14 620 000	15 180 000	15 520 000
<u>dont Diesel</u>	117 000	140 000	170 000	200 000	230 000	270 000	330 000
Véhicules utilitaires							
catégories C.U.		catégories P.T.A.					
0,5 t moins de 2,5 t	927 000	971 000	985 000	1 050 000	1 120 000	1 180 000	1 225 000
<u>dont Diesel</u>	42 000	47 000	53 000	60 000	65 000	70 000	80 000
1,2 t 2,5 t à 4 t	390 000	405 000	395 000	430 000	460 000	495 000	525 000
<u>dont Diesel</u>	89 000	104 000	119 000	139 000	162 000	190 000	205 000
2 t 4 t à 6 t	210 000	193 000	163 000	155 000	145 000	142 000	135 000
<u>dont Diesel</u>	56 500	60 000	66 000	69 000	70 000	69 000	72 000
3,5 t 6 t à 9 t	30 000	35 000	40 000	44 000	47 000	48 000	51 000
<u>dont Diesel</u>	30 000	35 000	39 000	43 000	46 000	47 000	50 000
5 t 9 t à 12 t	87 000	80 000	80 000	79 000	74 000	72 000	72 000
<u>dont Diesel</u>	85 000	79 000	78 000	78 000	74 000	72 000	72 000
7 t 12 t à 15 t	31 000	30 000	30 000	31 000	30 000	33 000	35 000
<u>dont Diesel</u>	31 000	30 000	30 000	31 000	30 000	33 000	35 000
10 t 15 t à 20 t	76 000	79 000	83 000	80 000	80 000	80 000	82 000
<u>dont Diesel</u>	76 000	79 000	83 000	80 000	80 000	80 000	82 000
15 t 20 t et plus	15 000	17 000	19 000	21 000	24 000	25 000	25 000
<u>dont Diesel</u>	15 000	17 000	19 000	21 000	24 000	25 000	25 000
Tracteurs routiers	49 000	55 000	60 000	70 000	80 000	90 000	95 000
<u>dont Diesel</u>	48 500	55 000	60 000	70 000	80 000	90 000	95 000
TOTAL	1 815 000	1 865 000	1 855 000	1 960 000	2 060 000	2 165 000	2 245 000
<u>dont Diesel</u>	473 000	506 000	547 000	591 000	631 000	676 000	716 000
Autocars-Autobus	35 000	35 000	35 000	40 000	40 000	45 000	45 000
<u>dont Diesel</u>	34 000	34 000	33 000	39 000	39 000	44 000	44 000
TOTAL GENERAL	13 710 000	14 370 000	15 020 000	15 920 000	16 720 000	17 390 000	17 810 000
<u>dont Diesel</u>	624 000	680 000	750 000	830 000	900 000	990 000	1 090 000

*Annexe 2***Recherche d'un critère de mobilité**

(Réglementation puissance à la tonne)

*Par Yves BONNETAIN
Automobiles M. Berliet*

Pour limiter la différence de mobilité entre les véhicules légers et les poids lourds, il est courant d'imposer à ces derniers une puissance massique minimale. Ce critère n'est pourtant guère significatif lorsque le moteur est accouplé à une transmission comportant plusieurs rapports de démultiplication.

Le but de cette étude est de proposer un critère plus significatif tenant compte des performances possibles du groupe moto-propulseur : puissance massique, forme de la courbe de puissance et étagement des rapports de la ou des boîtes de vitesses.

Ce critère est appelé ici « puissance équivalente ». C'est la puissance utile mesurée au milieu de la plage d'utilisation des régimes du moteur définie par sa boîte de vitesses. Son calcul s'effectue à partir d'une expression mathématique simple que cette note s'efforce de définir. Son application permettrait, dans de nombreux cas, d'éviter d'augmenter la puissance massique des véhicules par utilisation de moteurs plus gros, ou plus poussés, ou tournant plus vite (donc augmentant bruit, pollution et prix). Le constructeur disposerait d'un choix entre la meilleure adaptation :

- de la forme de la courbe de puissance,
- du nombre de rapports de la boîte de vitesses,

pour proposer la meilleure mobilité au meilleur coût du véhicule nuisant le moins possible.

L'ensemble des véhicules qui constituent le parc en service sur les routes est très hétérogène, tant en poids ou dimensions qu'en performances. Les poids et dimensions, qui résultent de considérations économiques, sont très soigneusement réglementés. Les performances, au contraire, ne le sont pas. Elles évoluent en fonction de critères essentiellement commerciaux ou fiscaux pour les voitures particulières alors que pour les véhicules utilitaires, l'optimisation de la rentabilité du transport est le paramètre fondamental. On comprend que les premières, suivant leur marché, soient proposées à des niveaux de performances très différents, sensiblement du même ordre que les puissances massiques installées, c'est-à-dire de 25 à 100 ch/t. Les poids lourds, au contraire, se situent à un niveau beaucoup plus bas, de l'ordre de 5 à 15 ch/t, quoique ce critère, comme nous allons le voir, ne soit pas suffisant pour exprimer exactement le niveau de performances.

Cette disparité des performances possibles des véhicules circulant sur une même route est à l'origine de nombreux accidents et d'un ralentissement du trafic, dans certains cas le véhicule le moins rapide fixant la vitesse.

Pour limiter le danger et la gêne qui en résultent le législateur tente de fixer un seuil minimal de performances pour les véhicules utilitaires et une limitation des vitesses pour les voitures particulières.

Les poids lourds et les plus petits véhicules auront ainsi, sur certaines routes, des vitesses maximales réglementaires voisines si ce n'est égales. Cependant les premiers resteront

moins mobiles, c'est-à-dire moins aptes à se déplacer à une vitesse donnée en pente, à s'insérer rapidement dans le trafic, à s'adapter facilement aux modifications de vitesse.

Dans tous les cas, qu'il s'agisse de gravir une pente à une certaine vitesse ou qu'il s'agisse d'accélérer, ce n'est pas exactement la puissance massique installée qui est déterminante mais la force F disponible à la jante des roues motrices.

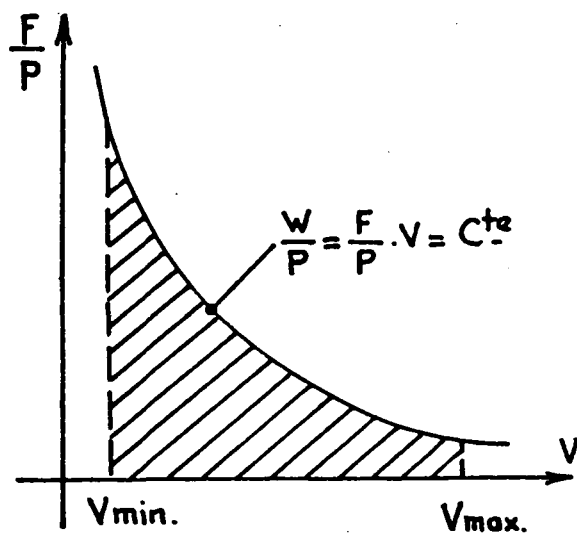
Si P est le poids du véhicule considéré, $\frac{F}{P}$ représente, à un coefficient près, l'accélération ou la pente gravie.

La mobilité sera donc d'autant meilleure que $\frac{F}{P}$ est grand à une vitesse V donnée ou, inversement que V est grande pour $\frac{F}{P}$ donné (accélération maximale à une vitesse donnée ou vitesse maximale dans une pente donnée). Comme, a priori, les possibilités du véhicule sont intéressantes pour toute la plage de vitesses utiles sur un trajet donné, le critère $\frac{F}{P}$ doit être considéré entre une vitesse minimale à déterminer et la vitesse maximale réglementaire. L'intérêt du critère étant sensiblement constant dans toute la plage, le critère de mobilité peut être proposé comme $\frac{F}{P} V$. Il a, évidemment, la dimension d'une puissance massique mais il en diffère notablement, la puissance massique installée étant une constante et F variant à tout instant dans la plage d'utilisation.

On peut donc proposer, pour limiter inférieurement la mobilité :

- soit de fixer des performances minimales dans des conditions données, choisies pour représenter au mieux les conditions les plus critiques de trafic,
- soit de déterminer une ou plusieurs grandeurs caractéristiques du véhicule, qui soit facilement mesurable et permette de calculer $\frac{F}{P} V$.

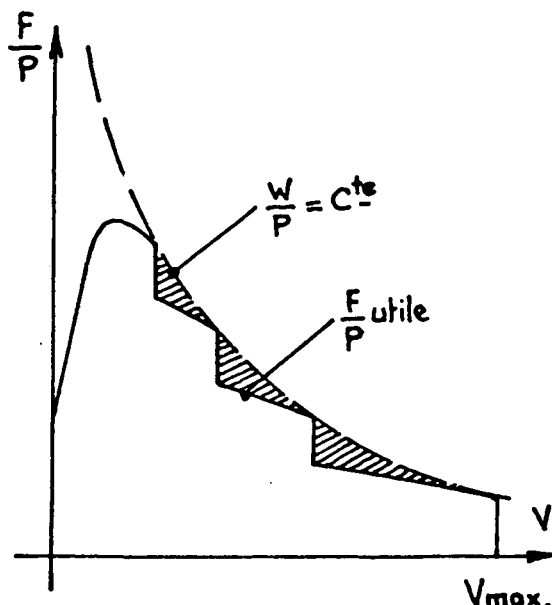
C'est de cette deuxième possibilité que nous essayerons de dégager une méthode d'appréciation de la mobilité à partir des caractéristiques de construction du véhicule.



Pour un véhicule équipé d'un variateur continu de vitesse, sur le diagramme $\frac{F}{P} = f(V)$ la limite maximale des possibilités est l'hyperbole $\frac{F}{P} V = \frac{W}{P}$, c'est-à-dire la courbe représentative de la puissance massique $\frac{W}{P}$.

Le critère de puissance massique $\frac{W}{P}$, habituellement considéré, est donc bien significatif de la mobilité d'un véhicule de poids P , de puissance installée W , équipé d'un variateur continu de vitesse et d'une transmission de rendement 1.

Dans le cas général, un véhicule est équipé d'une boîte de vitesses à nombre fini de rapports. Dans ce cas, on ne dispose de la puissance maximale W que lorsque le moteur fonctionne à son régime maximum, c'est-à-dire assez rarement.



Dans la plage d'utilisation des vitesses de $V_{\text{mini.}}$ à $V_{\text{maxi.}}$, le critère proposé $\frac{F}{P} \cdot V$ est représenté par l'aire sous-tendue par la courbe $\frac{F}{P}$ alors que le critère $\frac{W}{P}$ est représenté par l'aire sous-tendue par l'hyperbole $\frac{W}{P} = \text{constante}$. Les aires où l'utilisation du groupe moto-propulseur est impossible (hachurées sur le graphique précédent) ne sont donc pas prises en considération par ce dernier critère.

Si C est le couple moteur à un régime N donné, R_b le rapport de boîte de vitesses dans une quelconque combinaison, R_p le rapport de pont, l la longueur développée des pneumatiques et η le rendement global de la transmission :

$$\frac{F}{P} = \frac{C \cdot R_b \cdot R_p \cdot \eta}{\frac{l}{2\pi} \cdot P}$$

$$V = \frac{60 N \cdot l \cdot 10^{-3}}{R_b \cdot R_p}$$

l en m
 F et P en kg
 C en m.kg
 N en tr/mn
 V en km/h

et l'aire sous-tendue par la courbe $\frac{F}{P}$ est :

$$A = \int_{V_{\text{min.}}}^{V_{\text{max.}}} \frac{F}{P} dV$$

Si $V_{\text{max.}}$ peut être choisie relativement aisément, par exemple comme la vitesse maximale réglementaire, la définition de $V_{\text{min.}}$ est plus difficile.

En effet, les conditions très variables d'embrayage définissent très mal la courbe en 1^{re} vitesse. Par ailleurs, certaines boîtes sont conçues avec une première vitesse, dite « rampante », très distincte des autres combinaisons. Ce rapport n'est généralement utilisé que pour la manœuvre et n'est pas intéressant eu égard à la mobilité du véhicule. Enfin les vitesses comprises entre 0 et 8 ou 10 km/h sont assez peu significatives de la mobilité.

Nous proposons donc de limiter l'étude à une vitesse minimale définie comme r fois la vitesse maximum dans le 2^e rapport, r étant la raison moyenne de la boîte de vitesses calculée entre le 2^e et le n^{e} rapport :

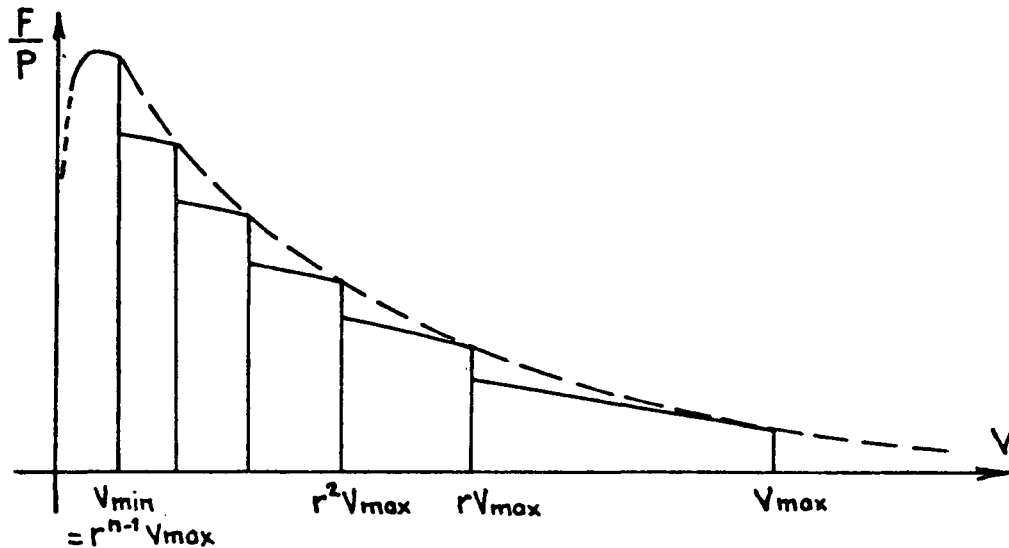
$$V_{\min.} = r (V_{\max.})_2$$

$$r = \sqrt[n-2]{\frac{R_n}{R_2}}$$

R_n et R_2 étant les rapports, respectivement dans la plus haute combinaison n et en seconde.

Nous justifierons ce choix en sous-annexe A. Il présente l'avantage d'être simple et précis.

Nous ferons maintenant une première hypothèse simplificatrice en admettant que la raison r de la boîte est constante entre tous les rapports et nous la calculerons comme ci-dessus. Il s'agit de la raison d'une progression géométrique. Nous vérifierons en sous-annexe B que de nombreuses boîtes de vitesses commercialisées sont ainsi construites et les quelques boîtes pour lesquelles r varie, conduisent, selon les calculs, à un résultat final affecté d'une erreur négligeable.



Dans ces conditions les vitesses maximales dans chaque rapport sont :
 $V_{\max.}$ $rV_{\max.}$ $r^2V_{\max.}$ $V_{\min.} = r^{n-1}V_{\max.}$

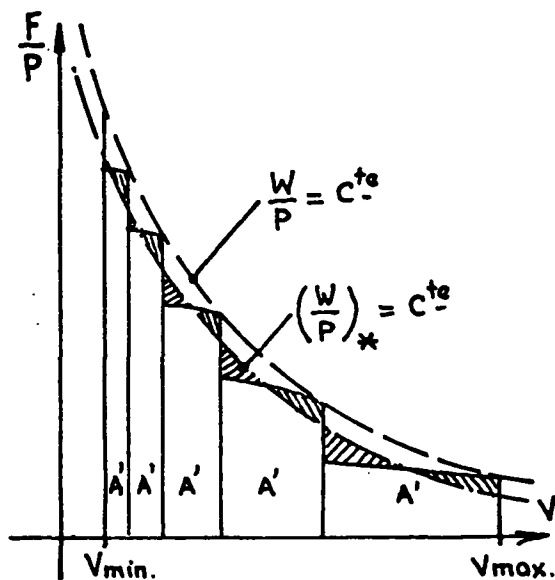
et les valeurs correspondantes de $\frac{F}{P}$ sont :

$$\left(\frac{F}{P}\right)_n, \frac{1}{r} \left(\frac{F}{P}\right)_n, \frac{1}{r^2} \left(\frac{F}{P}\right)_n, \dots, \frac{1}{r^{n-1}} \left(\frac{F}{P}\right)_n$$

puisque, pour ces points, $\frac{W}{P} = \text{constante}$.

Cherchons une hyperbole sous-tendant la même aire que la courbe réelle d'utilisation $\frac{F}{P} = f(V)$ entre $V_{\min.}$ et $V_{\max.}$

Soit $\left(\frac{W}{P}\right)^* = \text{constante}$ la valeur qu'elle représente, que nous appellerons *puissance équivalente*.



Les aires sous-tendues par la courbe $\frac{F}{P} = f(V)$ pour chaque combinaison de vitesse sont :

$$A' = \int_{r^{p+1} \cdot V_{max.}}^{r^p \cdot V_{max.}} \frac{F}{P} dV$$

et, puisque r est la même pour toute combinaison, $A' = \text{constante}$, quelle que soit la combinaison choisie.

Donc l'aire totale est :

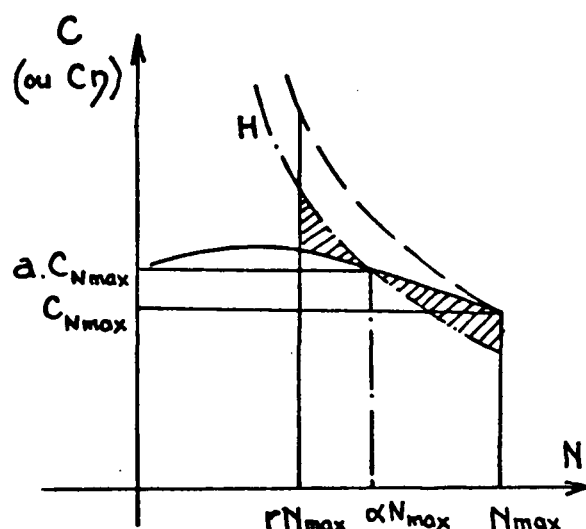
$$A = \Sigma A' = (n-1) \int_{r^{p+1} \cdot V_{max.}}^{r^p \cdot V_{max.}} \frac{F}{P} dV = (n-1) A'$$

Des expressions précédentes donnant $\frac{F}{P}$ et V on tire :

$$\frac{F}{P} dV = a \cdot \eta \cdot \frac{C}{P} dN$$

a étant un coefficient de dimensions.

Pour un rendement de transmission η et un poids P donnés, on peut donc transposer l'étude de $\frac{F}{P} = f(V)$ dans le diagramme $C = \varphi(N)$, c'est-à-dire sur la courbe de couple du moteur.



Le problème revient alors à chercher une hyperbole H sous-tendant, entre $r.N_{max}$ et N_{max} , une aire égale à celle que sous-tend la courbe C ou $C\eta = f(N)$.

On voit que cette aire n'est pas seulement fonction du moteur mais aussi de la boîte de vitesses et que le choix de la raison de celle-ci est un paramètre non négligeable

On cherche donc finalement un coefficient a tel que :

$$a = \frac{\eta}{C_{N_{max}} N_{max} (1-r)} \int_{rN_{max}}^{N_{max}} C.dN = \frac{\eta}{W_{max} (1-r)} \int_{rN_{max}}^{N_{max}} C.dN$$

Plusieurs façons de calculer a peuvent être envisagées. La plus précise consiste en un planimétrage de l'aire sous-tendue par la courbe de couple qui doit alors être mesurée, point par point.

Différentes approximations peuvent être intéressantes pour ramener la mesure du couple en un seul point, comme pour la puissance massique. Au lieu de mesurer le couple à N_{max} , on se propose donc de définir le régime αN_{max} auquel correspond la puissance équivalente.

Par exemple, on peut admettre en première approximation que les aires des 2 triangles curvilignes hachurés sur la figure précédente sont égales pour $\alpha = \frac{r+1}{2}$, c'est-à-dire à un régime moyen entre les régimes extrêmes d'utilisation.

Dans ce cas :

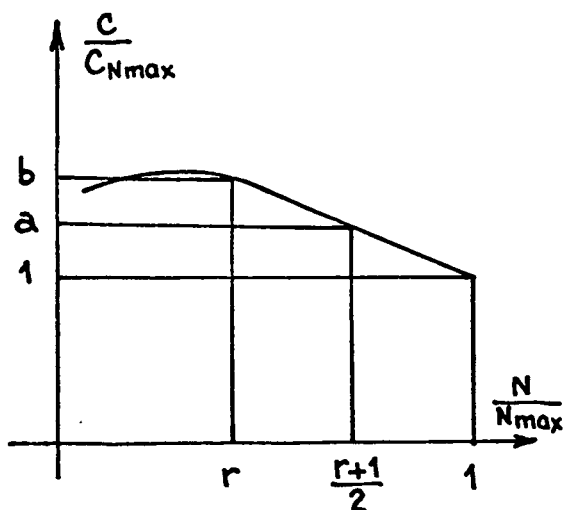
$$\left(\frac{W}{P}\right)^* = \frac{\eta CN}{716} = \frac{\eta a.CN_{max}}{716} \frac{r+1}{2} N_{max}$$

et comme $\frac{W}{P} = \frac{\eta CN_{max}. N_{max}}{716}$ à la roue,

$$\left(\frac{W}{P}\right)^* = \frac{W}{P} . a . \frac{r+1}{2}$$

Ce qui revient à lire directement la puissance à un régime égal à $\frac{r+1}{2} N_{max}$, c'est-à-dire au milieu de la plage utile des régimes.

D'autres approximations, plus sophistiquées, ont été envisagées :



Si, sur le diagramme $\frac{C}{C_{Nmax}} = f\left(\frac{N}{N_{max}}\right)$
 a et b représentant $\frac{C}{C_{Nmax}}$ à $\frac{N}{N_{max}}$ respectivement $\frac{r+1}{2}$ et r, on a imaginé :

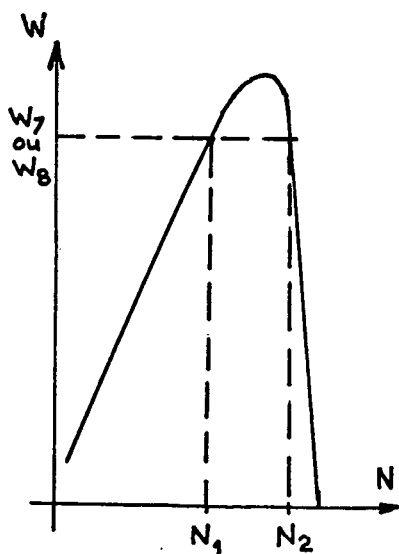
W = puissance mesurée à N_{max} .

$$W_1 = a \frac{r+1}{2} W \text{ (puissance mesurée à } \frac{r+1}{2} N_{max})$$

$$W_2 = b \cdot r \cdot W \text{ (puissance mesurée à } r \cdot N_{max})$$

$$W_3 = \frac{(1+b)(1+r)}{4} W \text{ (rigoureuse pour un couple linéaire)}$$

$$W_4 = \frac{(1+b+4a)(r-1)}{6r} W \text{ (hyperbole équivalente)}$$



$$W_5 = \frac{6W_1 + 3W_2 + W}{10}$$

$$W_6 = \frac{(1+b+4a)(r+1)}{12} W$$

W_7 = puissance mesurée aux régimes N_1 et N_2 tels que :

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{1+r}{2}$$

W_8 = puissance mesurée aux régimes N_1 et N_2 tels que :

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{1+2r}{3}$$

Au moyen d'un programme de simulation de marche d'un véhicule, on a cherché, sur ordinateur, les vitesses moyennes obtenues par un véhicule 38 tonnes équipé de 15 moteurs différents ($215 \leq W \leq 325$ ch) et de 29 configurations moteur-boîte. Trois trajets, effectués aller et retour, ont été choisis :
 Paris - Avallon - Paris : autoroute, très facile.
 Lyon - Grenoble - Lyon : route moyennement difficile.
 Lyon - Vienne - Lyon : route, très difficile.

Le spectre des pentes rencontrées est donné en sous-annexe C.

Les véhicules circulaient en respectant les vitesses limites, les balises code et les conditions du trafic. On a comparé les 8 puissances équivalentes imaginées et la puissance au régime nominal en cherchant leur corrélation avec la vitesse moyenne trouvée :

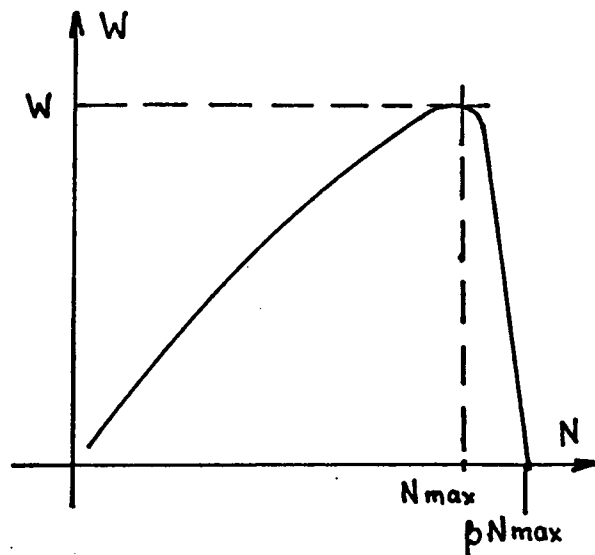
Rang	Lyon-Vienne Lyon		Lyon-Grenoble Lyon		Paris-Avallon Paris		Moyenne	
	W*	Cœf. correl.	W*	Cœf. correl.	W*	Cœf. correl.	W*	Cœf. correl.
1	W8	0,964	W8	0,969	W1	0,970	W8	0,965
2	W5	0,961	W5	0,962	W6	0,970	W1	0,962
3	W6	0,959	W1	0,957	W7	0,966	W5	0,962
4	W1	0,959	W7	0,952	W4	0,964	W6	0,960
5	W3	0,955	W6	0,952	W5	0,962	W4	0,956
6	W4	0,954	W4	0,951	W3	0,961	W7	0,956
7	W7	0,951	W3	0,950	W8	0,960	W3	0,955
8	W2	0,920	W2	0,940	W2	0,878	W2	0,913
9	W	0,772	W	0,753	W	0,841	W	0,789

On constate que, quel que soit le circuit essayé, les diverses puissances équivalentes étudiées donnent une bonne corrélation avec la vitesse moyenne et que la puissance nominale est, au contraire, un assez mauvais critère.

Sur la moyenne, qui doit être assez significative du « parcours divers européen », on ne retiendra que W8 et W1, qui donnent les meilleures corrélations, les autres puissances équivalentes étudiées étant moins bonnes et surtout plus compliquées.

La définition de W1, puissance mesurée à $\frac{r + 1}{2} N_{max}$, a le mérite d'être simple.

Elle présente cependant un inconvénient car elle repose sur la valeur de N_{max} qui est difficile à définir.



N_{max} , représente en fait le régime maximum « en charge » du moteur mais il peut augmenter encore si la charge diminue. La courbe de puissance passe de W pour N_{max} , à zéro pour βN_{max} . β est de l'ordre de 1,1. La puissance à N_{max} , n'étant pas forcément la puissance maximale, ce régime est assez difficile à définir.

Si une définition de N_{max} , était nécessaire, on pourrait proposer :

N_{max} . : régime maximum du moteur en charge, c'est-à-dire régime jusqu'auquel le couple moteur C ne diminue pas plus de $\frac{d(C/C_{max.})}{d(N/N_{max.})} = 5$

La puissance équivalente pourrait être définie comme :

Puissance mesurée à un régime égal à $\frac{1+r}{2}$ fois le régime maximum en charge, r étant la raison moyenne de la boîte de vitesses, calculée par :

$$r = \sqrt[n-2]{\frac{R_n}{R_2}}$$

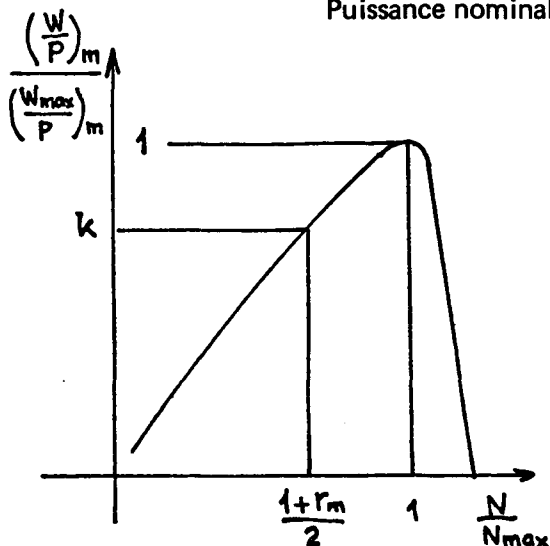
où n est le nombre total de combinaisons, R_n et R_2 les rapports de démultiplication en n^e et en 2^e vitesse.

On trouvera, en sous-annexe D, l'erreur commise en mesurant W_* à $\frac{1+r}{2} N_{max}$.

Elle est de l'ordre de 1 % sur la surface sous-tendue par $\frac{F}{P} = f(N)$ entre $r N_{max}$ et N_{max} .

Cette puissance équivalente étant un assez bon critère de mobilité, nous devons maintenant en fixer une valeur limite inférieure correspondant au mieux à la puissance massique des projets de réglementation. Cette dernière valeur n'étant pas encore définitivement fixée, ou devant évoluer dans le temps, nous chercherons plutôt le rapport :

$$\frac{\text{Puissance équivalente massique}}{\text{Puissance nominale massique}} = \frac{\left(\frac{W}{P}\right)_*}{\frac{W}{P}} = k$$



Pour cela, nous devons chercher quelle est la courbe de puissance massique moyenne $\left(\frac{W}{P}\right)_m$ des moteurs actuels en fonction de leur régime, ainsi que la raison moyenne r_m des boîtes qui les équipent.

On trouvera en sous-annexe E, la courbe de puissance des principaux moteurs européens existants à l'heure où ce critère de mobilité se discute. Elle est traduite en couple pour permettre la lecture directe de k . Figurent également sur ces courbes les points mesurés à $\frac{1+r}{2} N_{max}$ pour les différentes combinaisons moteur-boîte étudiées. La valeur moyenne actuelle de k se situe vers 0,90.

La nouvelle prescription, si le critère proposé était retenu, serait donc 90 % de la puissance massique maximale, mais la nouvelle valeur étant lue à

$$\frac{1+r}{2} N_{max}$$

EN RESUME :

Nous proposons d'ajouter à la rédaction de la prescription concernant la puissance massique le paragraphe en italique ci-après.

« La puissance du véhicule moteur doit être supérieure ou égale à x ch par tonne de poids total autorisé du véhicule moteur augmenté, dans le cas d'un ensemble de véhicules couplés, du poids total effectif de la remorque. La puissance à prendre en considération est mesurée selon la méthode de la norme ...

– soit au régime de puissance maximale et dans ce cas $x = * ch/t$.

– soit à un régime égal à $\frac{1+r}{2}$ fois le régime maximum en charge, r représentant la raison moyenne de la boîte de vitesses telle que :

$$r = \sqrt[n-2]{\frac{R_n}{R_2}}$$

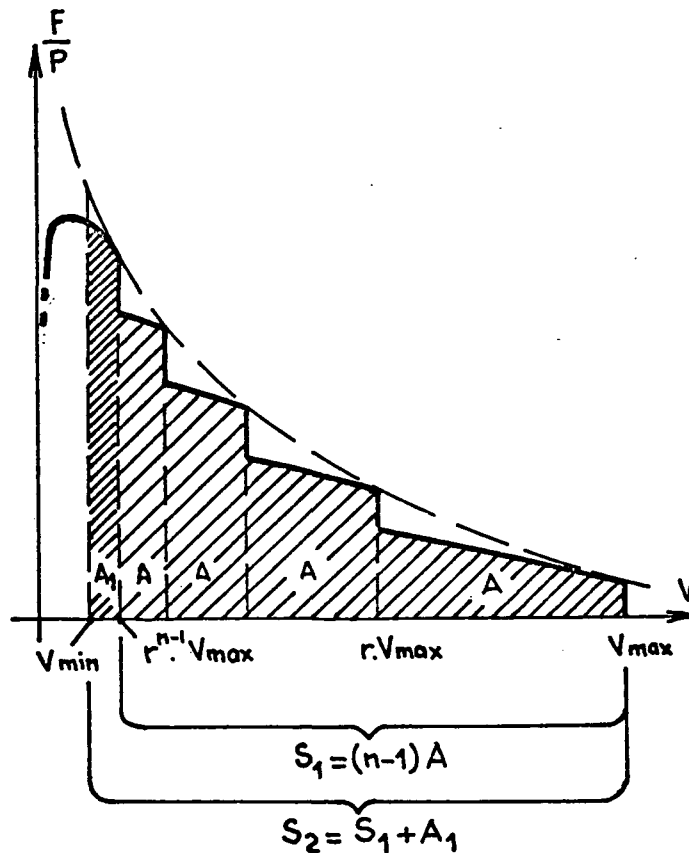
où n est le nombre total de combinaisons, R_n et R_2 les rapports de démultiplication en n^e et en 2^e vitesse.

Dans ce cas $x = 0,9 * ch/t$.

La puissance doit être contrôlée, soit par un laboratoire agréé, soit en présence d'un agent officiel qui certifiera la validité du contrôle".

Sous-annexe A

INFLUENCE DU CHOIX DE V_{min} .



Soit S_1 , l'aire sous-tendue par la courbe $\left(\frac{F}{P}\right) = f(V)$ entre les limites que nous proposons, c'est-à-dire entre :

$$r^{n-1} V_{max}. \text{ et } V_{max}.$$

$$S_1 = (n-1) A,$$

et soit S_2 l'aire sous-tendue par la même courbe mais entre $V_{min}. < r^{n-1} V_{max}. \text{ et } V_{max}.$ A_1 étant l'aire entre $V_{min}. \text{ et } r^{n-1} V_{max}. :$

$$S_2 = S_1 + A_1$$

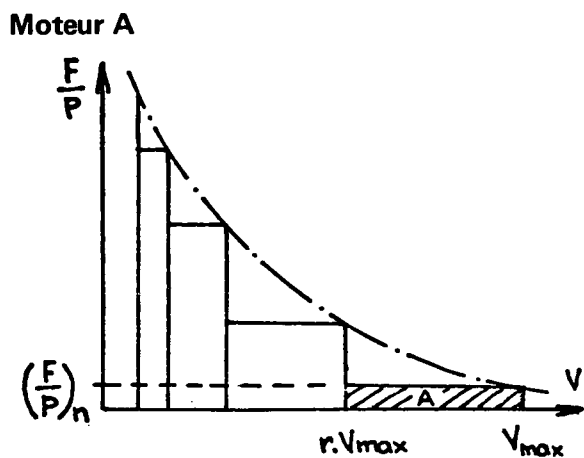
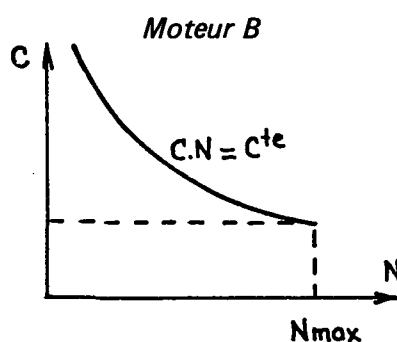
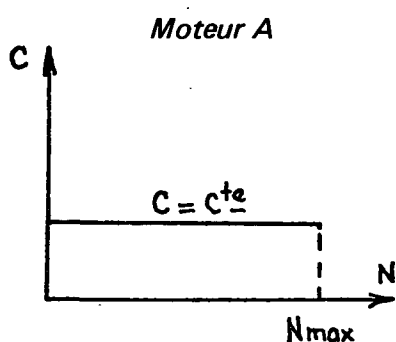
$$\text{Si } \alpha = \frac{V_{min.}}{r^{n-1} \cdot V_{max.}} \text{ ou } \frac{V_{max.}}{V_{min.}} = \frac{1}{\alpha r^{n-1}}$$

$$S_2 = \int_{V_{min.}}^{V_{max.}} \frac{F}{P} dV = \left(\frac{W}{P}\right) * \int_{V_{min.}}^{V_{max.}} \frac{dV}{V} = \left(\frac{W}{P}\right) * \text{Log} \frac{1}{\alpha r^{n-1}}$$

$$\left(\frac{W}{P}\right)^* = \frac{S_2}{\text{Log} \frac{1}{\alpha r^{n-1}}}$$

Calculons $\left(\frac{W}{P}\right)^*$ en fonction de α , donc de V_{\min} , pour des moteurs de couples très différents, équipés d'une boîte de vitesses à 8 rapports de raison moyenne 0,7.

Par exemple, nous choisirons un moteur équi-couple et un moteur équi-puissance. Ces deux extrêmes encadrent la quasi-totalité des moteurs existants. Nous les comparerons avec un moteur réel.



$$A = \int_{r.V_{max.}}^{V_{max.}} \left(\frac{F}{P}\right)_n dV = \left(\frac{F}{P}\right)_n V_{max.} (1-r)$$

$$= aCN_{max.} (1-r)$$

$$S_1 = (n-1) A = aCN_{max.} (1-r) (n-1)$$

$$V_{min.} = \alpha \cdot r^{n-1} V_{max.}$$

$$A_1 = \int_{V_{max.}}^{r^{n-1} V_{max.}} \left(\frac{F}{P}\right)_1 dV$$

$$= \left(\frac{F}{P}\right)_1 V_{max} (1-\alpha) r^{n-1}$$

$$\text{or } \left(\frac{F}{P}\right)_1 = \left(\frac{F}{P}\right)_n \cdot \frac{1}{r^{n-1}}$$

$$\text{donc } A_1 = \left(\frac{F}{P}\right)_n \cdot V_{max.} (1-\alpha) = A \frac{1-\alpha}{1-r}$$

$$S_2 = S_1 + A_1 = (n-1) A + \frac{1-\alpha}{1-r} A = (n-1 + \frac{1-\alpha}{1-r}) A$$

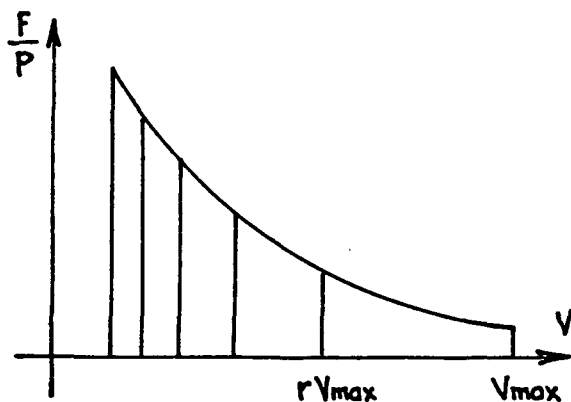
Soit, pour $n = 8$ et $r = 0,7$:

$$S_2 = (10,333 - 3,333 \alpha) A.$$

$\alpha = \frac{V_{min.}}{r^{n-1} V_{max.}}$	$V_{min.}(km/h)$ pour $V_{max.} = 80$	$\frac{1}{\alpha r^{n-1}}$	$\text{Log}_{\alpha r^{n-1}} \frac{1}{\alpha r^{n-1}}$	$\frac{S_2}{A}$	$\left(\frac{W}{P}\right)^*$ $\frac{1}{A}$	$\left(\frac{W}{P}\right)^*$ $\frac{1}{A}$ pour $\alpha = 1$	Ecart
1	6,68	12,17	2,495	7	2,805	1	0
0,9	6,02	13,50	2,60	7,333	2,82	1,005	+ 0,5 %
0,8	5,35	15,20	2,72	7,666	2,82	1,005	+ 0,5 %
0,7	4,68	17,38	2,85	7,999	2,805	1	0
0,6	4,02	20,30	3,00	8,333	2,79	0,995	- 0,5 %
0,5	3,34	24,34	3,185	8,666	2,72	0,970	- 3 %

L'écart est négligeable pour $1 \geq \alpha \geq 0,6$ soit pour $V_{min.} \geq 4$ km/h. L'erreur ne devient importante qu'au-dessous de ce chiffre mais la mobilité du véhicule n'a guère de sens entre 0 et 4 km/h.

Moteur B

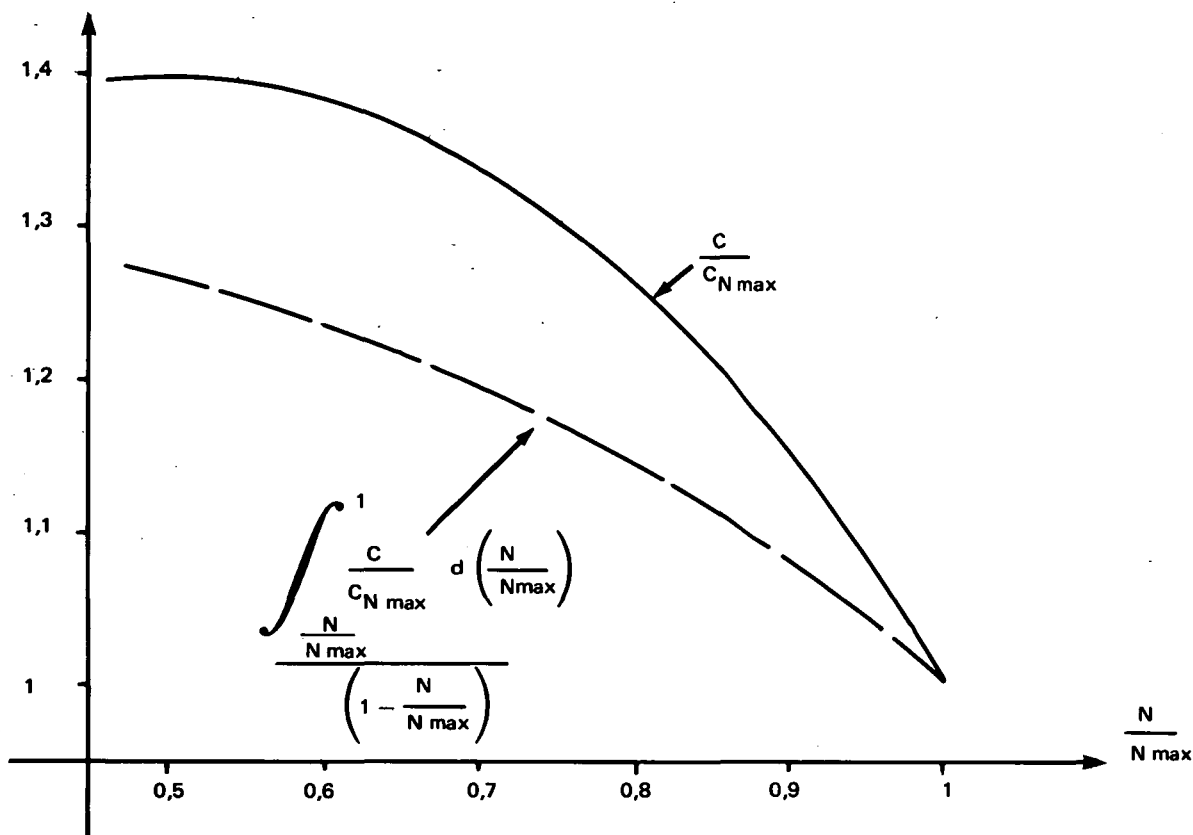


Le moteur étant équi-puissance, on se trouve en présence du seul cas où, au point de vue utilisation, le critère $\frac{W}{P}$ a un sens.

Comme il n'y a pas de discontinuité dans la courbe $\frac{F}{P} = f(v)$, le choix de $V_{min.}$ est sans influence.

Moteur C

La figure ci-après montre les erreurs commises lorsque α varie de 1 à 0,5 pour un moteur dont la forme de la courbe de couple est intermédiaire entre celles des 2 moteurs précédents. Les conclusions exprimées pour le moteur A sont encore valables ici.



Avec une boîte 8 vitesses : $n = 8$ $r = 0,7$: $S_1 = 0,358 \times 7 = 2,506$

$\alpha = \frac{V_{\min.}}{r^{n-1}V_{\max.}}$	Vmin(km/h) pour Vmax = 80	$\frac{1}{\alpha \cdot r^{n-1}}$	$\text{Log} \frac{1}{\alpha \cdot r^{n-1}}$	A ₁	S ₂ =A ₁ +S ₁	$\left(\frac{W}{P}\right) = \frac{S_2}{\text{Log} \frac{1}{\alpha \cdot r^{n-1}}}$	$\left(\frac{W}{P}\right)$ pour $\alpha = 1$	Ecart(%)
1,0	6,68	12,17	2,495	0	2,506	1,004	1	0
0,9	6,02	13,50	2,60	0,108	2,614	1,005	1,001	+ 0,1 %
0,8	5,35	15,20	2,72	0,229	2,735	1,005	1,001	+ 0,1 %
0,7	4,68	17,38	2,85	0,358	2,864	1,004	1	0
0,6	4,02	20,30	3,00	0,494	3,000	1,000	0,996	- 0,4 %
0,5	3,34	24,34	3,185	0,636	3,142	0,986	0,982	- 1,8 %

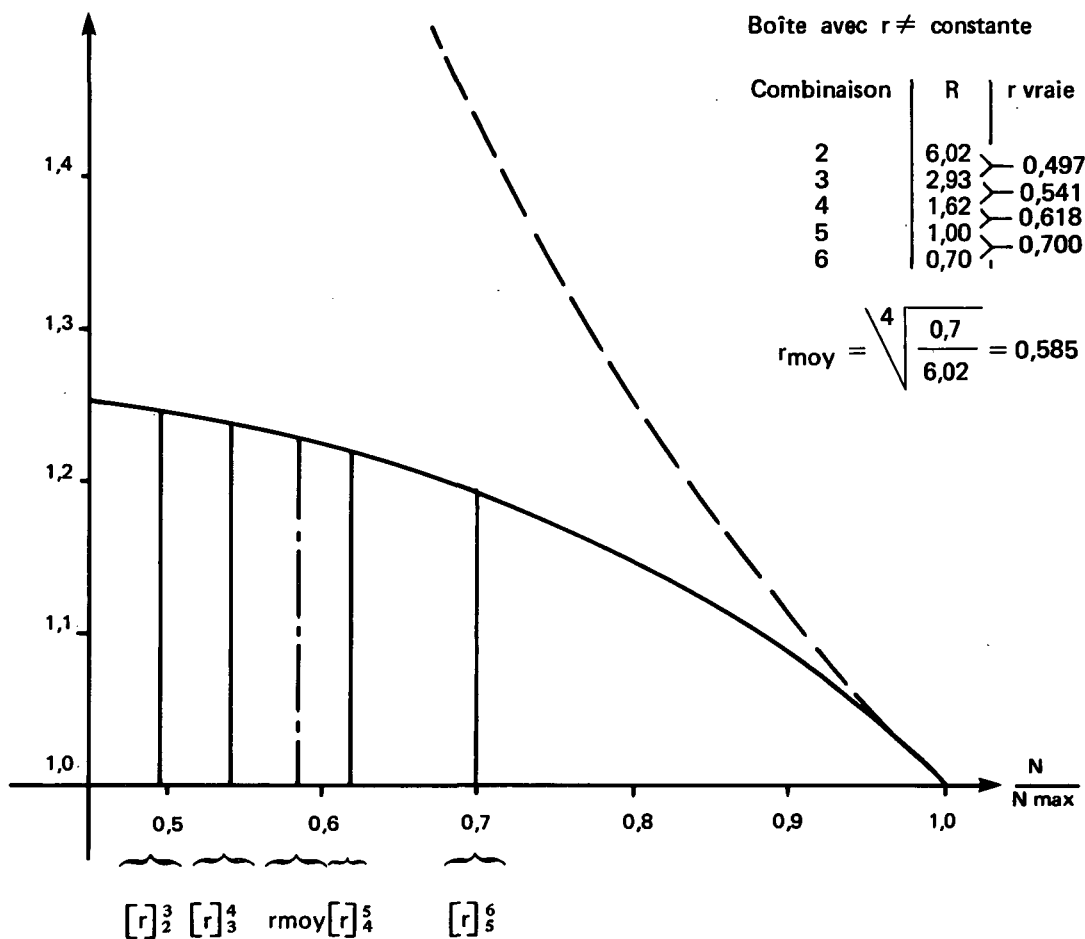
Sous-annexe B

**CARACTERISTIQUES DES BOITES DE VITESSES EUROPEENNES
EQUIPANT LES VEHICULES DE PLUS DE 15 T**

Repères	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1R:	8,98	4,76	2,75	1,66	1								
r:		0,58	0,60	0,60									0,595
2	6,45	3,39	1,82	1	0,74								0,602
		0,54	0,55	0,74									
3	7,65	4,47	2,72	1,66	1								0,608
		0,61	0,61	0,60									
4	7,67	4,30	2,51	1,48	1								0,615
		0,58	0,59	0,68									
5	7,31	4,23	2,53	1,55	1								0,619
		0,60	0,61	0,65									
6	7,41	4,19	2,59	1,48	1								0,622
		0,57	0,62	0,68									
7	6,99	3,92	2,15	1,19	1								0,635
		0,55	0,55	0,84									
8	6,62	3,59	2,23	1,47	1								0,654
		0,62	0,66	0,69									
9	6,11	3,24	2,19	1,47	1								0,676
		0,68	0,67	0,69									
10	7,51	4,20	2,60	1,63	1	0,69							0,639
		0,62	0,63	0,61	0,69								
11	6,77	4,20	2,60	1,63	1	0,69							0,639
		0,62	0,63	0,61	0,69								
12	7,36	4,27	2,52	1,56	1	0,75							0,648
		0,59	0,62	0,64	0,75								
13	9,59	5,47	3,43	2,19	1,458	1							0,654
		0,63	0,64	0,67	0,69								
14	6,70	3,86	2,34	1,44	1	0,72							0,658
		0,61	0,62	0,70	0,72								
15	6,70	3,86	2,34	1,49	1	0,73							0,660
		0,61	0,64	0,67	0,73								
16	9	5,18	3,14	2,08	1,44	1							0,665
		0,60	0,66	0,69	0,69								
17	6,70	3,86	2,34	1,44	1	0,82							0,680
		0,61	0,62	0,69	0,82								
18	7,92	4,54	2,83	1,81	1,2	1							0,695
		0,62	0,64	0,67	0,83								
19	7,51	4,58	2,85	1,87	1,31	1							0,686
		0,62	0,66	0,70	0,76								
20	10,71	7,04	4,93	3,76	2,85	1,87	1,31	1					0,710
		0,70	0,76	0,76	0,66	0,70	0,76						
21	7,2	5,13	3,71	2,69	1,94	1,39	1	0,72					0,720
		0,72	0,73	0,72	0,72	0,72	0,72						
22	7,6	5,18	3,7	2,86	2,05	1,4	1	0,77					0,728
		0,71	0,77	0,72	0,68	0,72	0,77						

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
23	8,84	6,45 0,67	4,29 0,73	3,12 0,79	2,45 0,73	1,78 0,77	1,37 0,73	1					0,735
24	8,77	6,41 0,70	4,46 0,74	3,23 0,73	2,39 0,73	1,75 0,78	1,37 0,73	1					0,736
25	6,18	4,52 0,75	3,40 0,73	2,49 0,75	1,86 0,73	1,36 0,74	1 0,73	0,73					0,738
26	8,47	6,17 0,76	4,67 0,73	3,4 0,75	2,55 0,73	1,86 0,74	1,37 0,73	1					0,739
27	7,97	6,02 0,72	4,33 0,76	3,27 0,70	2,30 0,76	1,74 0,76	1,32 0,76	1					0,741
28	13,09	8,60 0,73	6,37 0,73	4,63 0,74	3,43 0,74	2,53 0,74	1,86 0,73	1,36 0,74	1				0,735
29	7,042	5,611 0,73	4,098 0,80	3,278 0,80	2,631 0,80	2,1 0,77	1,605 0,79	1,27 0,79	1 0,80	0,8			0,700
30	9,59	7,36 0,71	5,25 0,77	4,03 0,76	3,05 0,77	2,34 0,74	1,72 0,77	1,32 0,76	1 0,77	0,77			0,755
31	8,19	6,23 0,77	4,82 0,76	3,66 0,77	2,83 0,76	2,15 0,80	1,72 0,76	1,3 0,77	1 0,76	0,76			0,770
32	7	5,56 0,76	4,23 0,79	3,35 0,78	2,62 0,79	2,08 0,77	1,61 0,80	1,28 0,78	1 0,79	0,79			0,784
33	7,51	5,92 0,71	4,20 0,79	3,32 0,78	2,60 0,79	2,05 0,80	1,63 0,79	1,28 0,78	1 0,79	0,79	0,69 0,87	0,55 0,80	0,790
34	6,77	5,34 0,79	4,20 0,79	3,32 0,78	2,60 0,79	2,05 0,80	1,63 0,79	1,28 0,78	1 0,79	0,79	0,69 0,87	0,55 0,80	0,796
35	6,8	5,44 0,71	3,88 0,80	3,1 0,78	2,43 0,80	1,94 0,80	1,55 0,80	1,24 0,80	1 0,81	0,8 0,80	0,71 0,89	0,56 0,79	0,797
36	7,9	6,7 0,63	4,55 0,85	3,86 0,72	2,76 0,85	2,34 0,73	1,7 0,85	1,44 0,82	1,18 0,85	1 0,85	0,86 0,86	0,728 0,85	0,800
37	6,7	5,51 0,70	3,86 0,82	3,17 0,74	2,34 0,82	1,92 0,75	1,44 0,82	1,18 0,85	1 0,82	0,82 0,82	0,73 0,89	0,6 0,92	0,800
38	9,01	7,4 0,71	5,24 0,82	4,3 0,75	3,23 0,82	2,65 0,83	2,2 0,82	1,8 0,83	1,5 0,83	1,23 0,83	1 0,81	0,82 0,82	0,802
39	9	7,52 0,69	5,18 0,84	4,33 0,73	3,14 0,84	2,62 0,74	1,93 0,83	1,61 0,83	1,34 0,84	1,12 0,84	1 0,89	0,84 0,84	0,804
40	9,03	7,33 0,71	5,16 0,81	4,19 0,77	3,22 0,81	2,62 0,82	2,15 0,81	1,74 0,85	1,48 0,81	1,2 0,83	1 0,83	0,81 0,81	0,804
41	9	7,52 0,69	5,18 0,84	4,33 0,73	3,14 0,84	2,62 0,80	2,09 0,83	1,73 0,83	1,44 0,83	1,20 0,83	1 0,93	0,83 0,83	0,804
42	7,03	5,67 0,72	4,69 0,71	3,29 0,83	2,73 0,81	2,23 0,83	1,82 0,80	1,46 0,85	1,24 0,81	1 0,87	0,87 0,87	0,70 0,81	0,811
43	6,80	5,7 0,68	3,88 0,84	3,26 0,80	2,62 0,84	2,2 0,81	1,79 0,84	1,5 0,79	1,19 0,84	1 0,84	0,82 0,82	0,69 0,84	0,812
44	6,70	5,66 0,68	3,86 0,85	3,26 0,80	2,62 0,80	2,23 0,79	1,73 0,84	1,46 0,81	1,18 0,85	1 0,85	0,82 0,82	0,695 0,85	0,812
45	8,125	6,5 0,79	5,1 0,80	4,88 0,83	3,4 0,80	2,72 0,86	2,34 0,80	1,87 0,80	1,49 0,80	1,19 0,80	1 0,84	0,9 0,80	0,812

Influence des raisons vraies de boîte



$$[A]_2^3 = 1,3134$$

$$[A]_3^4 = 1,2703$$

$$[A]_4^5 = 1,2003$$

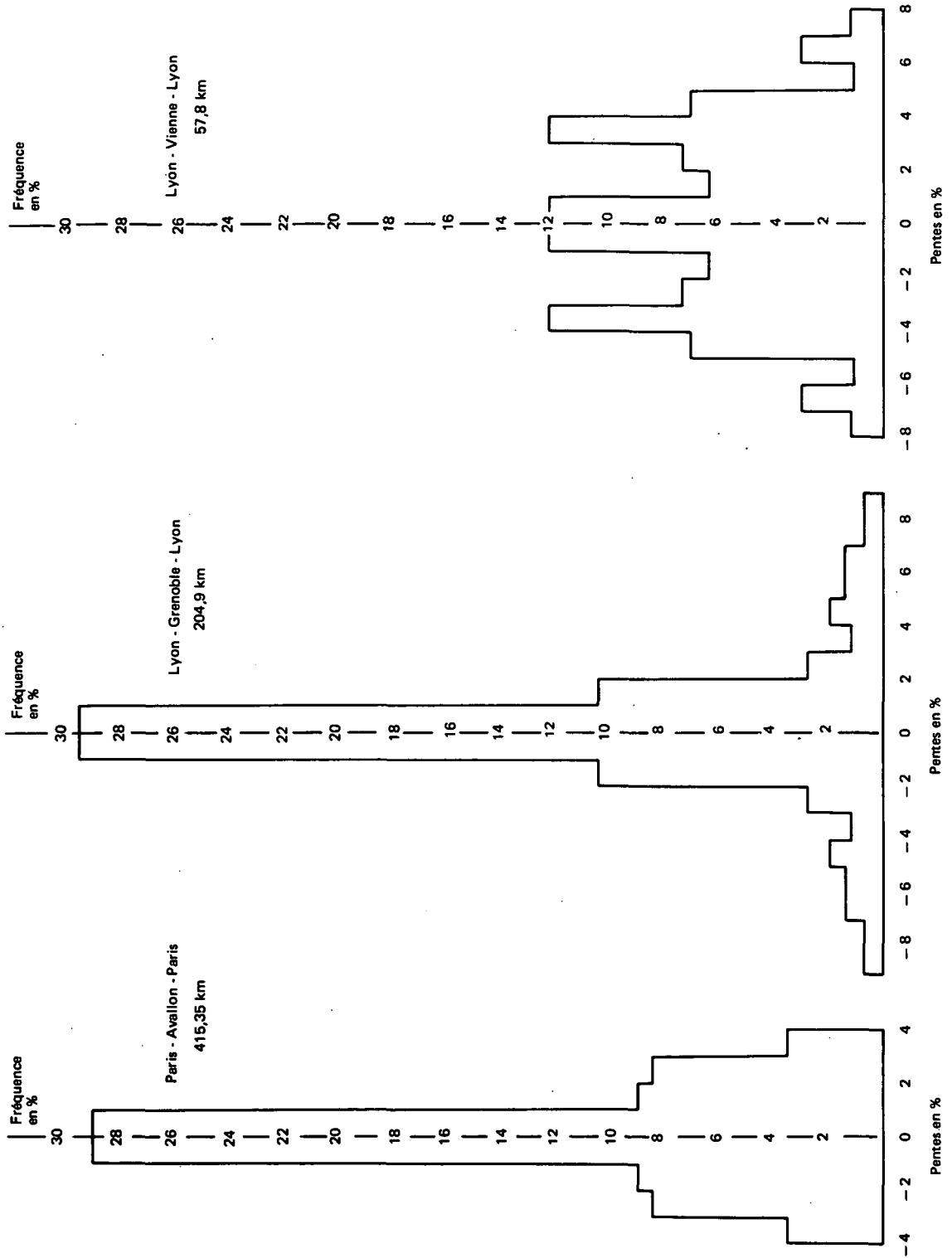
$$[A]_5^6 = 1,1336$$

$$A_{\text{moy}} = 1,2295$$

A calculée avec $r_{\text{moy}} = 1,2300$

Erreur commise : 0,04 %

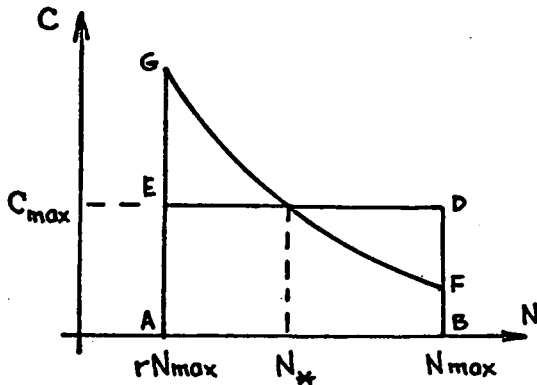
Sous-annexe C
REPARTITION DES PENTES
SUR LES CIRCUITS D'ESSAIS



Sous-annexe D

ERREUR COMMISE EN LISANT W_* à $\frac{1+r}{2} N_{max}$.

1^{er} cas : moteur équi-couple



Cherchons le régime N_* tel que l'aire du rectangle ABDE et celle du trapèze curviligne ACFG soient égales, GF étant l'hyperbole W_* .

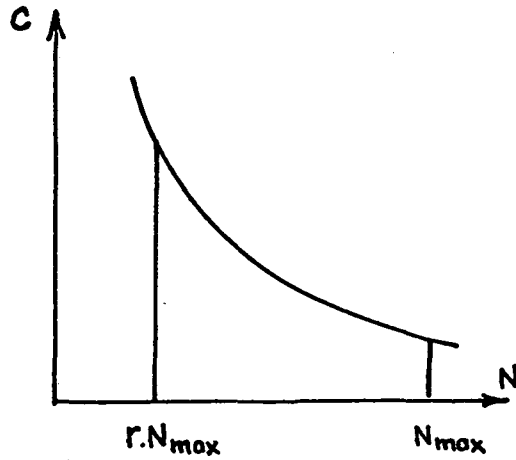
$$C_{max} \cdot N_{max} \cdot (1-r) = \int_{rN_{max}}^{N_{max}} C \cdot dN$$

avec $C = 716 \frac{W}{N}$

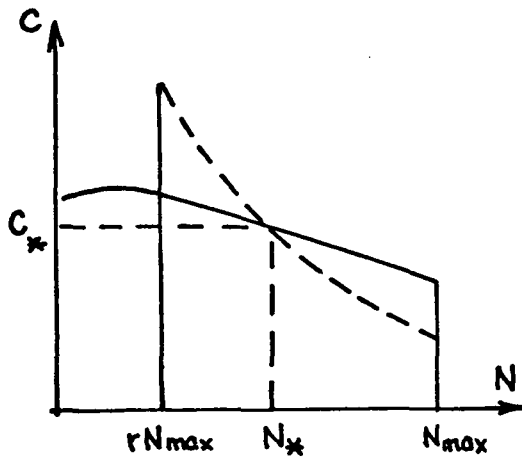
$$C_{max} \cdot N_{max} \cdot (1-r) = 716 W \int_{rN_{max}}^{N_{max}} \frac{dN}{N} = 716 W \text{Log} \frac{1}{r} = C_{max} \cdot N_* \text{Log} \frac{1}{r}$$

$W_* = \frac{C_{max}}{716} \cdot N_*$ sera entaché de la même erreur relative que N_*

r	0,6	0,7	0,8
$\frac{N_*}{N_{max}} = \frac{1-r}{\text{Log} \frac{1}{r}}$	0,785	0,843	0,897
$\frac{1+r}{2}$	0,8	0,85	0,9
Ecart % sur W_*	+ 1,8 %	+ 0,8 %	+ 0,3 %

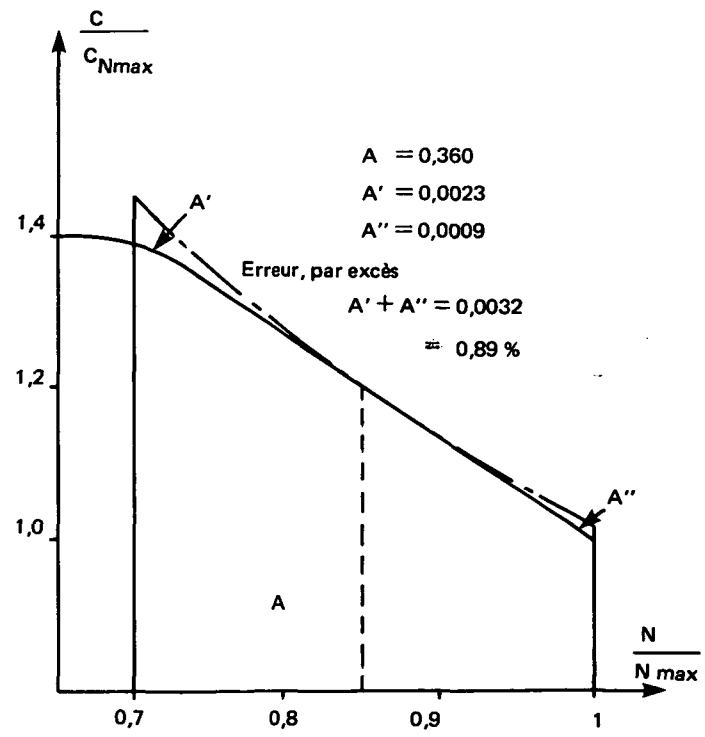
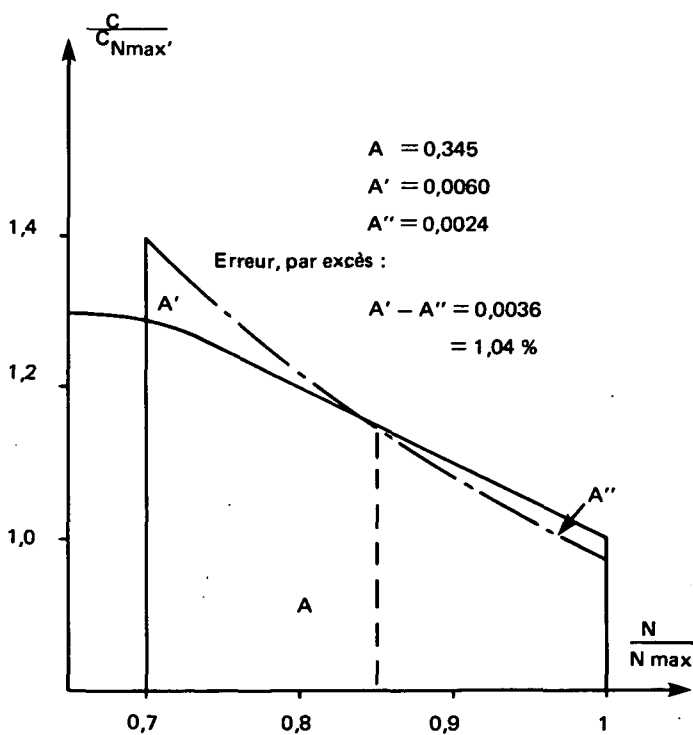
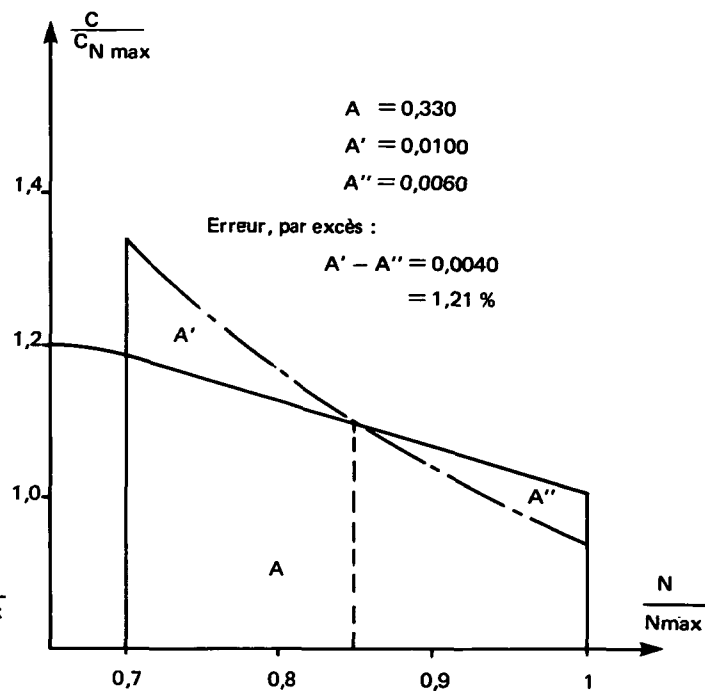
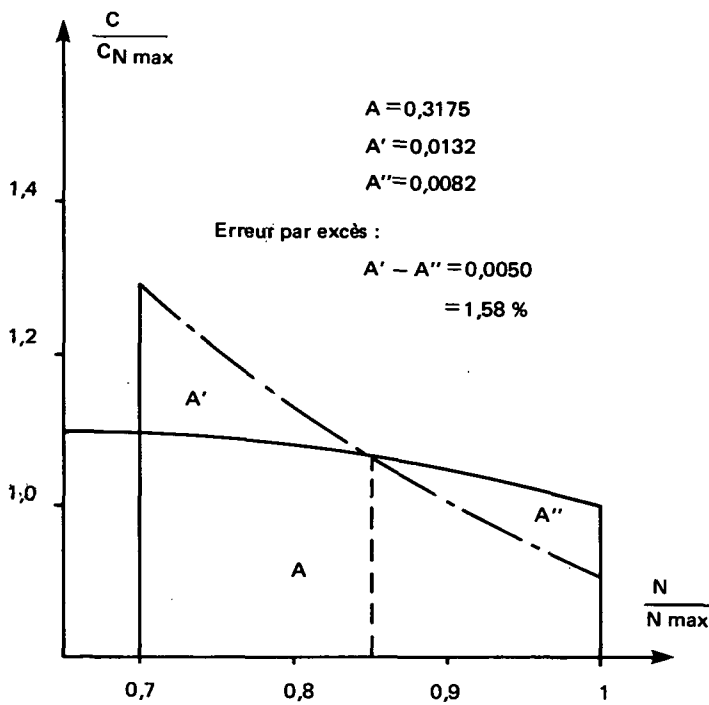
2^e cas : moteur équi-puissance

Quelle que soit r , l'erreur commise est nulle quand on lit W_* à $\frac{1+r}{2} N_{max}$, puisqu'ici $W_* = W_{max} = \text{constante}$ indépendante de N .

3^e cas : moteurs conventionnels

L'erreur commise dépend essentiellement de la raison de la boîte de vitesses et de la forme de la courbe de couple. Des exemples sont donnés sur la figure ci-après. Ils montrent que, même pour des courbes de couple très différentes l'erreur commise reste faible, de l'ordre de 1 %

ERREUR COMMISE EN LISANT W_* à $\frac{1+r}{2} N_{max}$.



Sous-annexe E

Afin de tracer les courbes de couple des divers moteurs européens sur un même graphique on a représenté, figure ci-après :

$$\frac{C}{C_{Nmax.}} = f\left(\frac{N}{N_{max.}}\right)$$

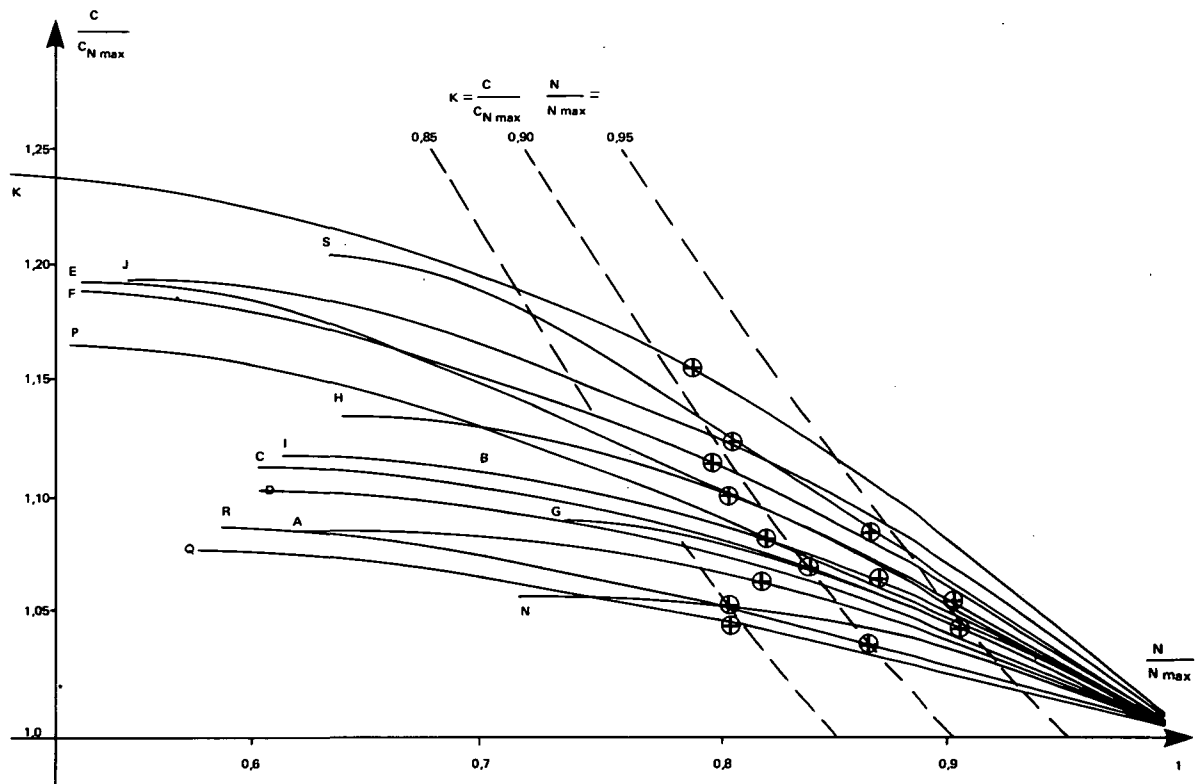
Cette représentation présente l'avantage de pouvoir tracer directement les courbes $k = \text{constante}$ puisque :

$$k = \frac{C}{C_{Nmax.}} \cdot \frac{N}{N_{max.}}$$

$\frac{N}{N_{max.}}$ étant, dans ce système, égal à $\frac{r+1}{2}$

19 combinaisons de moteur et de leurs boîtes y sont représentées par un point. On voit que $0,85 \leq k \leq 0,95$.

La moyenne pour les 19 points est $k = 0,903$.



Annexe 3

La technique de suralimentation suivant le système "maxi-couple"

Qu'est-ce qu'un moteur du type « maxi-couple » ?

Un moteur à aspiration atmosphérique classique délivre une puissance qui croît de façon continue avec sa vitesse de rotation.

Le couple résultant (puissance divisée par la vitesse, à un coefficient constant près) a une valeur très peu variable, le couple maximum ne dépassant le couple au régime maximum que de 5 à 10 %.

Un moteur de type maxi-couple est, au contraire, caractérisé par une croissance très importante du couple lorsque la vitesse de rotation diminue, le couple maximum pouvant dépasser de 30 à 50 % le couple au régime maximum.

Lorsque la vitesse de rotation décroît, la puissance d'un tel moteur diminue donc nettement moins que celle d'un moteur classique.

A titre d'exemple (voir graphique A), pour des moteurs à vitesse maximum de 2 200 tr/mn, la puissance à 1 600 tr/mn (régime de reprise lorsque le moteur est accouplé à la boîte classique à 8 rapports étagés 4 + 4) est inférieure à la puissance au régime maximum:

- de 23 % pour un moteur classique,
- de 7 % seulement pour un moteur maxi-couple à correction de couple de 35 %.

Sur le plan du véhicule dans son ensemble

Cette caractéristique du moteur se traduit par une très bonne souplesse de fonctionnement. Pour visualiser cette propriété, il a été porté sur le graphique B la puissance disponible aux roues pour un véhicule comportant une boîte 8 vitesses et équipé de l'un ou l'autre des moteurs définis sur le graphique A. Dans le cas du moteur classique, on observe une courbe en dents de scie présentant un creux au passage de chaque vitesse, creux qui correspond à la perte de puissance de l'ordre de 23 % déterminée précédemment.

Par contre, pour le moteur type « *maxi-couple* », la courbe présente une caractéristique de puissance disponible bien plus favorable (creux de 7%). Les conséquences en sont particulièrement sensibles pour l'aptitude en côte du véhicule. Sur le graphique C, il est représenté les vitesses, sur des routes à diverses pentes constantes, d'un convoi de 35 t équipé, avec la même boîte classique à 8 rapports :

- soit d'un moteur classique,
- soit d'un moteur type maxi-couple de même puissance maximum.

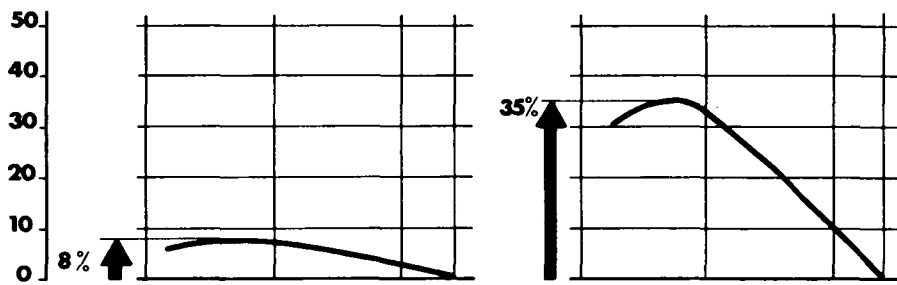
On note, par exemple, que sur un « faux-plat » de 0,7/0,8 % de pente, alors que le convoi équipé du moteur classique roule (en 7^e) à 72 km/h, le convoi équipé du moteur maxi-couple roule (en 8^e) à 85 km/h.

La puissance maximum indiquée pour le moteur n'est donc plus, comme dans un moteur classique, une puissance « de pointe » : avec un moteur type *maxi-couple* quelle que soit la situation du véhicule, le conducteur a, à sa disposition, une puissance toujours très voisine de la puissance maximale.

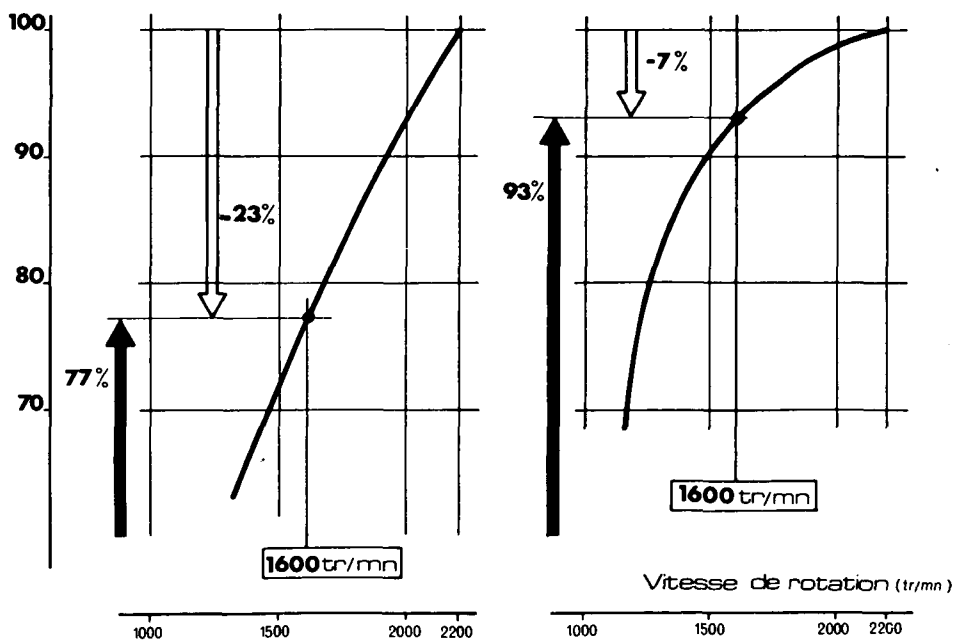
A

MOTEUR CLASSIQUE MOTEUR MAXI-COUPLE

Augmentation du couple (%)

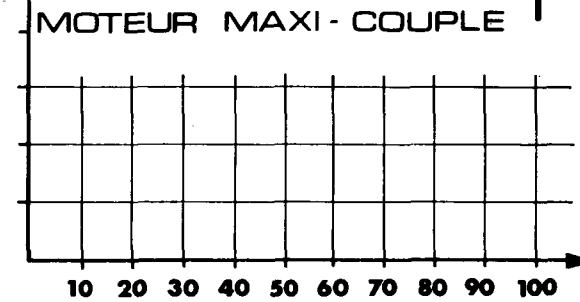
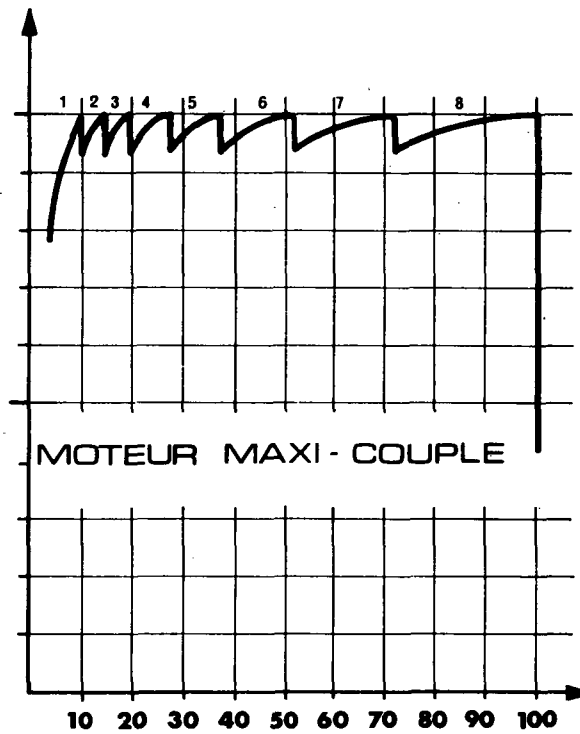
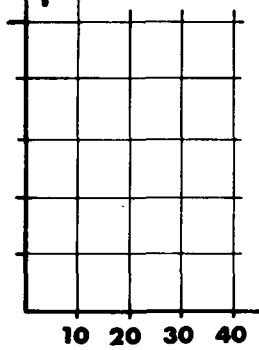
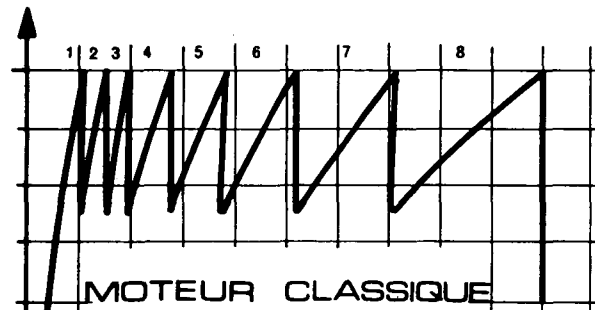


Puissance (%)



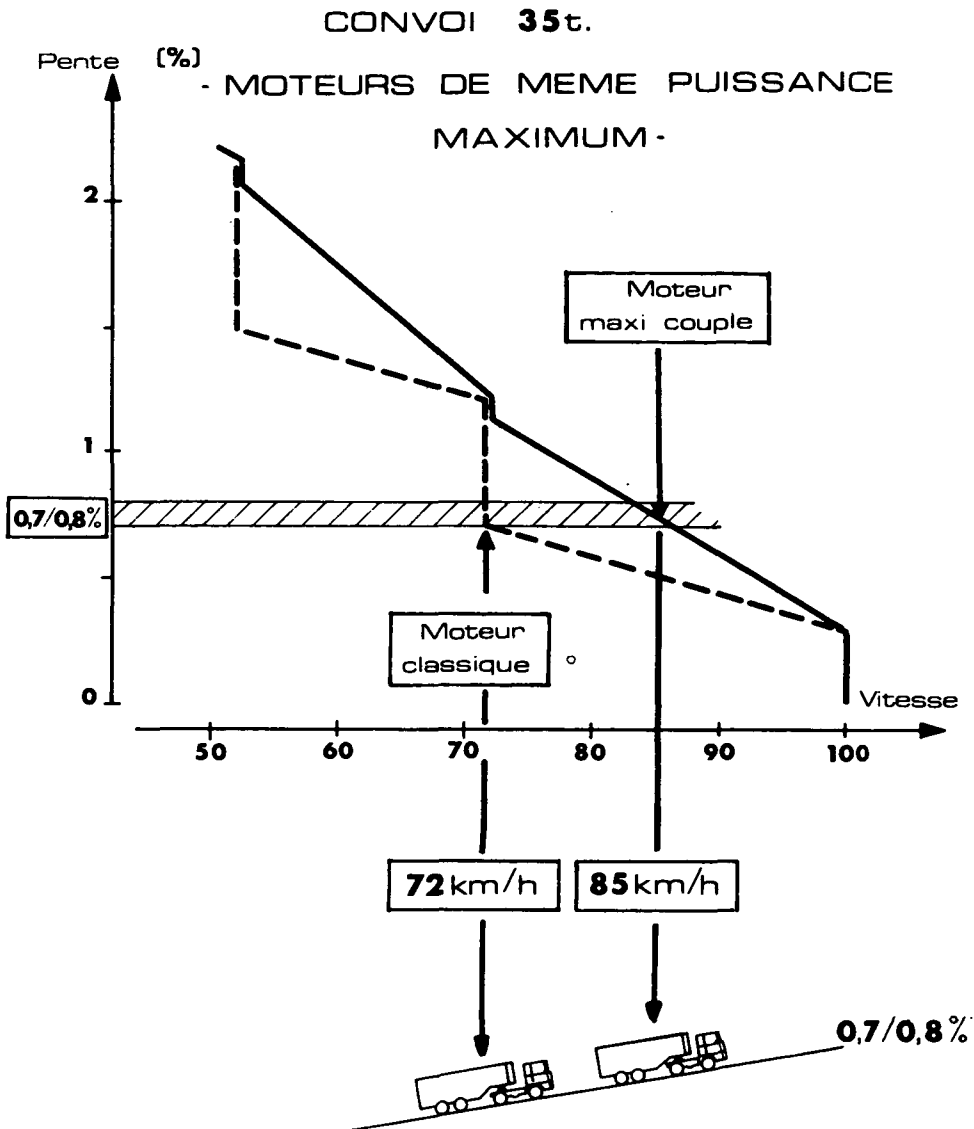
B

Puissance disponible aux roues motrices



Vitesse du véhicule

C



Titre III

ACTIONS SUR LA CHAÎNE CINÉMATIQUE

Synchronisation des rapports de la boîte de vitesses

Nombre et étagement des rapports de la boîte de vitesses
en relation avec la plage effective des régimes du moteur

Choix du couple de pont

- plus grand nombre de couples offerts
- choix du couple le mieux adapté

Amélioration du rendement des transmissions

- au niveau de la boîte
- au niveau du pont

Automatisation du changement des vitesses en fonction
de la vitesse du véhicule et du couple résistant

Prises de mouvement

PREAMBULE

La chaîne cinématique d'un véhicule est un ensemble comprenant la boîte de vitesses (avec ou sans relais), le pont arrière qui peut être doté en son centre d'une ou deux démultiplications et le pneumatique. Le pont arrière peut aussi -dans certains cas- être un pont à deux vitesses (à ne pas confondre avec un pont à double démultiplication). Enfin, une réduction supplémentaire peut intervenir au niveau des moyeux.

L'étude d'une chaîne cinématique est conduite globalement en fonction des caractéristiques du moteur et des performances souhaitées. Il n'est bien évidemment pas question de contester la compétence des constructeurs en la matière, mais pour des raisons diverses (dont certainement une pression d'une partie du marché), la préoccupation gestion énergétique s'efface trop souvent dans leurs services d'études derrière une recherche d'optimisation des performances ou d'abaissement des coûts de fabrication.

Les améliorations susceptibles d'intervenir au niveau des chaînes cinématiques ont une incidence directe et notable sur la consommation d'énergie, ce qui conduit à examiner ce point avec beaucoup d'attention aussi bien pour la définition des futurs véhicules que pour l'optimisation du parti que l'on peut tirer des modèles actuels.

SYNCHRONISATION DES RAPPORTS DE LA BOITE DE VITESSES

Les performances actuellement atteintes par les véhicules poids lourds sont dues pour une bonne part au perfectionnement des boîtes de vitesses et lorsqu'un constructeur produit lui-même ses boîtes de vitesses, ce qui est le plus souvent le cas pour les Français, il est a priori mieux à même de les adapter à ses moteurs que celui qui les approvisionne près d'un fabricant spécialisé.

Le nombre des rapports utilisables et leur étagement (traités ci-après) ne sont pas les seuls critères d'un bon rendement et d'une bonne utilisation. La facilité et la rapidité de l'enclenchement des rapports sont deux éléments importants car ils permettent, lors d'un "changement de vitesses", d'éviter un trop grand ralentissement du véhicule.

Les boîtes de vitesses à rapports synchronisés permettent une diminution des temps de passage des vitesses et des décélérations qui en résultent. La synchronisation évite aussi le double pédalage et le double débrayage.

Pratiquement, la synchronisation des rapports de boîte de vitesses est effective sur tous les véhicules modernes.

Les boîtes à crabots de conception récente constituent certes un progrès par rapport aux boîtes anciennes, mais les conducteurs leur préfèrent les boîtes synchronisées sur le plan de l'aisance de passage des vitesses. Des gains de consommation peuvent donc résulter de progrès dans ce domaine (voir titre V).

Voir annexe 1 : Rôle d'un synchroniseur

NOMBRE ET ÉTAGEMENT DES RAPPORTS
DE LA BOÎTE DE VITESSES EN RELATION
AVEC LA PLAGE EFFECTIVE DES
RÉGIMES DU MOTEUR

Tout changement de vitesse étagé -c'est-à-dire sans variation continue de rapport- doit présenter un nombre de démultiplications suffisant pour que la vitesse maximale réalisable dans un rapport donné soit au moins égale à la vitesse correspondant -dans le rapport supérieur- au régime de couple maximal, étant entendu que la vitesse maximale dans le premier rapport est fonction de la démultiplication à prévoir pour vaincre la résistance résultant du pourcentage maximal de la pente à gravir et des autres facteurs d'absorption d'énergie.

A partir d'un certain tonnage, il y a intérêt pour les poids lourds à disposer d'un nombre suffisant de rapports pour assurer de larges recouvrements, d'où l'utilisation de "relais" qui doublent le nombre de rapports disponibles à l'intérieur des boîtes de vitesses proprement dites.

En effet une autre préoccupation vient s'ajouter à la condition de base énoncée ci-dessus qu'il faut impérativement satisfaire, faute de quoi le véhicule ne pourrait pas atteindre la vitesse prévue parce que son conducteur ne parviendrait pas à "monter sa gamme de vitesses". Cette préoccupation est d'ordre gestion énergétique.

Pour une quantité donnée de gasole injectée dans les cylindres par tour moteur, le couple moteur n'est pas le même pour tous les régimes, car le rendement varie en fonction de la vitesse de rotation du moteur. A l'intérieur de la gamme de régimes dans laquelle le moteur pourrait durablement fonctionner, il y a une plage économique bordée de part et d'autre de régimes sensiblement plus dispendieux en carburant. La chaîne cinématique doit avoir cette mission supplémentaire de situer le plus souvent possible le point de fonctionnement du moteur dans cette zone de rendement maximum (qui devrait être indiquée sur tous les comptes tours).

Il est donc souhaitable que le constructeur soit suffisamment généreux en matière de nombre de vitesses, bien entendu en les étagant judicieusement, car une vitesse supplémentaire, en sus de son intérêt énergétique, peut :

- étendre les possibilités de vitesses face à des profils variés de route,
- améliorer la souplesse de conduite,
- amoindrir les sensations de "trous" dans le passage des vitesses.

Par contre, il en découle pour le constructeur une plus grande complexité de conception de l'organe, un renchérissement de son coût de

construction et un accroissement de son poids mort.

Quant au conducteur, surtout si -comme il faut le souhaiter- il a la préoccupation d'une bonne gestion énergétique, il voit croître, pour un moteur donné, le nombre de passages de vitesses à effectuer avec les diverses sujétions qui en découlent.

Mais si l'on considère l'intérêt général, ces inconvénients à la production et à la conduite du véhicule sont mineurs à côté de l'économie de produits pétroliers résultant d'un nombre suffisant de vitesses sur les poids lourds.

Ce que l'on doit par contre ajouter à cette occasion, c'est qu'il appartient aux constructeurs de déployer de plus en plus d'efforts de recherche non seulement pour réduire les consommations spécifiques de leurs moteurs, mais également pour étendre leurs plages économiques, ce qui permettrait de réduire le nombre de rapports des boîtes de vitesses sans préjudice pour le rendement.

Bien que, en général, la construction des poids lourds ait certainement encore besoin de progresser sur ce sujet du nombre et de l'étagement des rapports de boîtes de vitesses, il y a lieu de préciser les progrès qu'elle a accomplis en la matière au cours des dernières années, de façon différenciée selon les constructeurs :

- l'apparition des moteurs du type maxi-couple rend, toutes choses égales par ailleurs, les chaînes cinématiques moins exigeantes en nombre de vitesses;

- de plus en plus de constructeurs laissent au client compétent l'initiative du choix, non seulement du couple de pont, objet du chapitre suivant, mais du nombre et de l'étagement des vitesses, soit par montage optionnel d'un relais, soit par échange pur et simple de boîte. La difficulté qui se présente alors est celle de l'instauration d'un dialogue fructueux entre le transporteur et le représentant du constructeur, tout d'abord pour exprimer lucidement le problème de transport auquel devra faire face le véhicule, objet de la tractation, puis définir le châssis le mieux adapté, et, comme cela est indiqué par ailleurs, beaucoup reste à faire en la matière.

Par exemple, tel constructeur offre un tracteur maxi-code de 38 t à moteur de 330 ch DIN avec deux types de boîtes de vitesses :

A. boîte à 13 rapports qui, avec un pont à rapport donné, permet une vitesse maximale théorique de 97 km/h dans le 13e rapport de boîte et le franchissement d'une pente maximale de 24% dans le premier rapport. Avec variante à 88 km/h maxi et 30% de pente avec un couple de pont plus "court".

B. boîte à 8 rapports qui, avec un pont à rapport donné, permet une vitesse maximale théorique de 99 km/h dans le 8e rapport de boîte et le franchissement d'une pente maximale de 16% dans le premier rapport. Avec variante à 90 km/h maxi et 18% de pente avec un couple de pont plus "court".

Le modèle B (boîte à huit rapports) sera conseillé dans le cas

d'une utilisation sur autoroutes et sur voies à grande circulation sans côtes à pourcentage important. Version 99 km/h pour transports non dangereux (80 km/h maxi). Version 90 km/h pour transports dangereux (60 km/h).

Le modèle A (boîte à 13 rapports) conviendra pour un trafic sur itinéraire montagneux, le grand nombre de vitesses permettant de bien adapter le régime du moteur au profil de la route, la version 97 km/h pouvant encore assurer à ce véhicule une vitesse commerciale acceptable sur autoroute et cela en faisant travailler le moteur dans une zone de consommation restant économique. Quant à la version 13 vitesses 88 km/h 30% de pente, elle sera appréciée "économiquement" sur des itinéraires réputés très durs, là où le modèle B (à 8 vitesses) aurait un rendement énergétique désastreux.

Généralisant les enseignements qui découlent de cet exemple, on pourrait fort bien imaginer :

- un classement des différents reliefs existant sur notre territoire en quelques types (quatre au maximum);
- l'établissement d'une carte géographique découpant la France en zones correspondant chacune à l'un de ces types;
- une recommandation faite aux constructeurs d'indiquer sur leurs notices techniques pour chaque option (chaîne cinématique + performances moteur) le type de relief auquel elle est la mieux adaptée et à la limite, s'il y a vraiment lieu, celui qu'elle ne permet pas de franchir.

Ainsi en moyenne les acheteurs de poids lourds feraient un choix plus éclairé sans devoir recourir à des calculs de spécialistes.

CHOIX DU COUPLE DE PONT

A partir d'un certain tonnage (6 t de PTMA en général) les constructeurs offrent sur catalogue, deux, trois, quelquefois quatre combinaisons de démultiplications au niveau du pont arrière. Chacune de ces combinaisons (appelées "couple de pont") permet une vitesse de pointe (vitesse maximale théorique) plus ou moins grande et le gravissement de rampes plus ou moins importantes en pourcentage de pente.

En montagne, l'exploitation d'un véhicule routier requiert un pont arrière dont la démultiplication permet le franchissement des plus fortes pentes même si la vitesse de pointe est diminuée (pont court).

En plaine et notamment sur autoroute, le transporteur utilise un pont dont la démultiplication est calculée pour assurer la plus grande vitesse permise par le code de la Route et cela avec une "réserve de puissance" suffisante (pont long).

Un véhicule à "pont long" peinera dans les longues côtes à fort pourcentage (plus de 8%). Un véhicule à "pont court" utilisé sur autoroute "moulinera" sans atteindre la vitesse de pointe permise et cela avec une consommation d'autant plus élevée que le moteur tourne à un régime supérieur au régime économique, lequel est d'environ les trois quarts du régime maximal.

Un véhicule avec un "pont moyen" peut constituer le bon compromis entre le véhicule autoroutier et le véhicule de montagne.

Au moment de l'achat du véhicule, une question se pose : quel couple de pont choisir ?

La décision est importante, car il ne saurait être question de "changer" la valeur du couple de pont du véhicule en cours d'exploitation comme on change une roue.

Enfin, le choix du couple de pont n'est pas isolé : il entre dans le choix de la puissance du moteur, du nombre de rapports de la boîte de vitesses et il a une relation étroite avec la dimension des pneumatiques.

Pour les véhicules "maxi-code", les constructeurs offrent de deux à quatre couples de pont différents qui permettent de bien adapter la démultiplication finale aux exigences de l'exploitation du véhicule.

Pour éclairer ses clients, un constructeur français précise le régime économique de son moteur et, pour chacun des couples de pont qu'il propose, la vitesse correspondante.

On ne saurait trop recommander aux utilisateurs un choix judicieux du couple de pont assurant une vitesse commerciale optimale pour une moindre consommation.

Une erreur dans ce choix peut conduire à une augmentation de consommation pouvant atteindre 20%.

Les critères de choix sont expliqués en annexes 2 et 3

Signalons également que l'hebdomadaire "La Vie des Transports" dans son numéro 1 500 du 26 juin 1976 publie les plages économiques des tracteurs "maxi-code" vendus en France. Ce document précise notamment avec quel(s) couple(s) de pont il est possible de rouler à la vitesse maximale réglementaire en ayant un point de fonctionnement du moteur situé dans la plage économique (annexe 4).

AMÉLIORATION DU RENDEMENT DES TRANSMISSIONS

Ces dernières années l'innovation technologique, les améliorations dans l'usinage et le traitement thermique des composants et enfin la qualité accrue des huiles de graissage ont permis la construction de boîtes de vitesses et de ponts arrière ayant un rendement supérieur aux boîtes et ponts anciens.

Les progrès accomplis en fonderie et en mécano-soudure ont par ailleurs contribué à l'allègement de ces organes, d'où une économie de matière et un poids mort abaissé.

Il en résulte une durée de vie accrue de ces matériels et une économie en exploitation, difficilement chiffrable certes, mais non négligeable.

Il serait souhaitable qu'en matière de boîtes de vitesses, les constructeurs, chaque fois que cela est possible, adoptent la "prise directe" pour le rapport le plus souvent utilisé sur un véhicule. En effet la "prise directe" est génératrice d'un meilleur rendement dans la transmission de la puissance.

La présence d'un ralentisseur dans le circuit de transmission est un facteur de sécurité et procure une économie au niveau de l'usure des garnitures de freins. Mais certains types de ralentisseurs consomment une quantité d'énergie non négligeable lorsqu'ils sont hors circuit. Comme la législation actuelle interdit, pour des raisons de sécurité, les ralentisseurs "débrayables", il serait souhaitable que les fabricants de ralentisseurs entreprennent l'étude de dispositifs tendant à réduire, voire à supprimer, toute consommation d'énergie lorsque le ralentisseur ne fonctionne pas.

Dans le domaine des ponts arrière, on peut s'attendre à une généralisation des ponts à réducteurs dans les moyeux, lesquels permettent la construction de ponts plus légers et d'un meilleur rendement, d'où un léger gain de poids mort. Par ailleurs, il en résulte une possibilité technique d'augmentation du nombre de couples de pont qui, en permettant un ajustage plus fin de la chaîne cinématique, permet de satisfaire au plus près les exigences diverses des transporteurs en matière d'exploitation.

Enfin on peut étendre à la chaîne cinématique le propos, relatif à l'intérêt d'un abaissement de la viscosité des huiles, tenu dans le chapitre traitant de l'amélioration de la lubrification des moteurs. Le remplacement des lubrifiants actuels par d'autres moins visqueux agissant davantage par *onctuosité* abaisserait l'échauffement de la boîte de

vitesse et du pont arrière, et donc contribuerait à une diminution de consommation et à une augmentation de la nervosité des véhicules toutes choses égales par ailleurs.

AUTOMATISATION DU CHANGEMENT DE VITESSES

TRANSMISSIONS AUTOMATIQUES CLASSIQUES

"Le véhicule industriel est un instrument de travail que le conducteur habite de nombreuses heures par jour".

On comprend le souci des constructeurs d'aménager au mieux ce poste de travail, de le rendre plus sûr et plus confortable. Dans cet esprit, et notamment sur les véhicules urbains, camions de livraison, de voirie, autobus etc., l'automatisme de la transmission est une nécessité sociale.

Toutes les solutions commercialisées à ce jour utilisent un coupleur ou un convertisseur de couple hydraulique dont la caractéristique essentielle est l'aptitude au glissement ce qui se traduit par une perte d'énergie par dissipation thermique; celle-ci peut atteindre 15%.

Du point de vue "économie d'énergie", la généralisation -sur les véhicules industriels de gros tonnage utilisés sur route- de boîte "automatiques" à convertisseur n'est donc pas souhaitable. Mais une autre solution "d'automatisation du changement des vitesses" sans dissipation d'énergie pourrait voir le jour.

En effet des études sont en cours chez un constructeur français pour la réalisation d'un changement de vitesses en fonction de la vitesse du véhicule, du couple résistant et éventuellement de la demande d'accélération ou de décélération du conducteur. Il s'agit d'une transmission classique sans glissement, c'est-à-dire avec embrayage et boîte traditionnels mais commandés pneumatiquement ou hydrauliquement et pilotés par des moyens électroniques.

L'économie à attendre sur la consommation n'est certainement pas négligeable, car un tel dispositif fonctionne sans dissipation d'énergie et sans faire appel à l'appréciation du conducteur quant à l'opportunité des changements de rapports, donc du choix du point de fonctionnement du moteur.

Si l'économie de carburant à attendre de ce "pilotage automatique" du véhicule doit normalement être pratiquement nulle pour un conducteur expérimenté, elle pourrait par contre atteindre 15% pour des conducteurs moyens et même 20% pour des "débutants".

Un tel dispositif est annoncé pour 1980. Mais cette échéance est bien lointaine eu égard à son intérêt énergétique.

PRISES DE MOUVEMENT

Sur certains types de véhicules utilitaires, il est courant de prévoir le montage d'une prise de mouvement pour entraîner, véhicule en marche et/ou à l'arrêt, divers accessoires, notamment des équipements de manutention (grues, hayons, pompes hydrauliques pour le levage des bennes, toupies à béton, pompes aspirantes et refoulantes, génératrices de courant électrique, etc.).

La prise de mouvement peut être branchée directement sur le vilebrequin du moteur ou sur la boîte de vitesses avec des variantes au niveau de l'arbre à cames, de l'embrayage et des transmissions.

Afin que le moteur soit utilisé dans une plage de régimes qui corresponde à son meilleur rendement, il importe que l'utilisateur intéressé par le montage d'une prise de mouvement sache bien indiquer au constructeur ou au carrossier la puissance absorbée par l'équipement à entraîner et le régime de rotation souhaité à l'entrée de celui-ci. Un mauvais choix dans le rapport de la transmission de cette puissance peut en effet conduire à des consommations de carburant exagérées sans préjudice d'un accroissement possible de l'usure du moteur.

ANNEXES

- 1. Rôle d'un synchroniseur**
- 2. Choix de la puissance et des démultiplications de la transmission**
- 3. Du choix du couple de pont**
- 4. Plages économiques des principaux tracteurs routiers « maxicodes » vendus en France**

Annexe 1**Rôle d'un synchroniseur**

Si l'on veut engrener deux pignons d'inégale grandeur il est impératif que ceux-ci tournent à la même vitesse périphérique d'où, sur une boîte élémentaire, la nécessité du double-débrayage. Sur les modèles anciens, le « coup d'accélérateur » donné alors que le levier de vitesse est au point mort, relance le régime du moteur et amène sa vitesse sensiblement au même niveau que celle de l'arbre secondaire de la boîte de vitesses, ce qui facilite l'engrènement de la vitesse sans faire « grogner » la boîte.

Le « synchroniseur », que l'on trouve sur les modèles récents, est en fait un petit embrayage à cône, incorporé au baladeur et agissant préalablement au passage du rapport choisi au moyen du levier de vitesse. Le synchroniseur agit donc en deux temps et réalise deux fonctions :

1 — Accélérateur lâché, pédale d'embrayage enfoncée, la manœuvre du levier de vitesse provoque le déplacement latéral du baladeur/synchroniseur (coulissant sur l'arbre secondaire). Le cône femelle du synchroniseur vient coiffer le cône mâle de l'arbre à engrener et amène celui-ci à la même vitesse de rotation que le synchroniseur par suite du glissement cône sur cône.

2 — Les deux arbres tournant à la même vitesse, le rapport est immédiatement et automatiquement verrouillé par le baladeur à billes qui coulisse dans le corps du synchroniseur.

La boîte se trouvant sur le rapport choisi il suffit ensuite de lâcher la pédale d'embrayage et d'accélérer à nouveau.

Lors des montées en vitesse, l'action du synchroniseur assure un passage des rapports dans un temps très court, mais c'est surtout lors des rétrogradations que son action est primordiale : en effet le synchroniseur se substitue en fait au rôle que l'on faisait jouer à l'accélérateur entre deux débrayages, levier de vitesse au point mort.

Ainsi le conducteur qui, sur une boîte synchronisée, levier au point mort, relance son moteur, consomme inutilement du carburant et, comme généralement le moteur est ainsi relancé à son régime maximal - donc à un régime excessif pour le besoin du moment - les synchroniseurs sont soumis, au moment de l'embrayage, à des contraintes inutiles qui peuvent accélérer leur usure.

Les constructeurs recommandent donc d'éviter le double débrayage, c'est-à-dire l'accélération brutale au point mort dans l'utilisation des boîtes et des relais à pignons « synchronisés ». (Voir titre V.)

Annexe 2**Choix de la puissance et des démultiplications de la transmission**

Pour un tonnage donné, et sur un même itinéraire, on peut constater des différences de consommation de gasole qui peuvent atteindre 20 % selon le choix de la puissance du moteur et celui du rapport du couple de pont.

Pour un tonnage déterminé, l'utilisateur a généralement le choix entre :

- deux, quelquefois trois moteurs de puissances différentes,
- plusieurs rapports de transmission (choix de la boîte, par exemple avec ou sans relais, et surtout choix du rapport du couple de pont).

Il ne faut pas effectuer un choix séparément sur ces deux éléments mais déterminer la meilleure combinaison entre eux.

La puissance qui sera retenue dépendra, pour une part essentielle, du profil des routes les plus couramment utilisées par le véhicule considéré. Les constructeurs sont particulièrement qualifiés pour conseiller le type de moteur qui convient le mieux. Un essai préalable est parfois nécessaire pour déterminer avec précision le choix de la puissance et celui des rapports de transmission. Les services d'essais « clients » des constructeurs sont bien outillés pour effectuer ce genre de démonstration.

Pour une puissance donnée à *régime de rotation maximal* du moteur, chaque rapport de couple de pont offert détermine la *vitesse maximale théorique* que peut atteindre le véhicule. (Nous l'appellerons « *vitesse théorique par construction* »).

La consommation optimale est obtenue quand le moteur tourne entre 12 % et 15 % au-dessous de son régime de rotation maximal.

Connaissant la *vitesse maximale autorisée* par le Code de la Route (1) sur les itinéraires les plus couramment utilisés par le véhicule qu'il veut acquérir (2) l'utilisateur

(1) Vitesses limites des poids lourds

• Tous les véhicules circulant sur des routes autres que les autoroutes et les voies à grande circulation ; tous les véhicules transportant des matières dangereuses quel que soit le classement de la voie ; tous les véhicules immatriculés avant le 1^{er} janvier 1966 doivent respecter les vitesses-limites suivantes :

- PTAC ou PTRA supérieur à 10 t et inférieur à 15 t : 85 km/h,
- PTAC ou PTRA compris entre 15 t et 19 t : 75 km/h,
- PTAC ou PTRA compris entre 19 t et 26 t : 65 km/h,
- PTAC ou PTRA supérieur à 26 t : 60 km/h.

• Tous les véhicules immatriculés après le 1^{er} janvier 1966 et circulant sur les voies à grande circulation et sur les autoroutes à l'exclusion des véhicules transportant des matières dangereuses, sont autorisés à circuler aux vitesses-limites suivantes :

- PTAC ou PTRA supérieur à 10 t sans excéder 19 t : 90 km/h,
- PTAC ou PTRA supérieur à 19 t : 80 km/h.

Nota : Les vitesses ci-dessus sont autorisées à titre expérimental.

(2) Et compte tenu de la nature du chargement s'il s'agit de matières dangereuses pour lesquelles le Code de la Route fixe des vitesses maximales particulières.

choisira le véhicule (puissance et rapports de transmission) qui atteindra cette vitesse maximale autorisée avec un régime de rotation qui se situe entre 12 % et 15 % au-dessous du régime maximal de ce moteur.

Ou encore il choisit le véhicule qui peut atteindre une vitesse maximale par construction supérieure de 13,6 % à 17,6 % à la vitesse maximale autorisée par le Code de la Route.

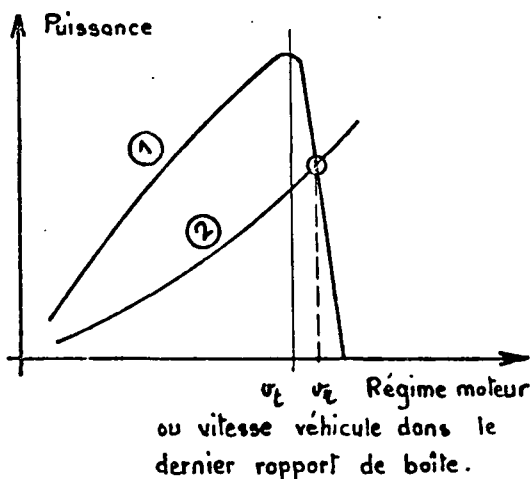
Telle est la ligne de conduite générale. Il faut aussi noter que la fiabilité des organes mécaniques est liée au bon choix des rapports de transmission.

Bien entendu, pour certaines utilisations spécifiques (véhicules de chantier, routes de montagne) on pourra être conduit à utiliser des moteurs plus puissants et/ou des couples de pont de rapport plus court que ceux qui permettraient la consommation la plus réduite sur le réseau routier classique.

Annexe 3
Du choix du couple de pont

par Yves BONNETAIN
 Automobiles M. Berliet

Vitesse maximale théorique et vitesse maximale réelle



La vitesse maximale réelle (v_r) d'un véhicule est, sur sol plat un peu supérieure à la vitesse maximale théorique (v_t). Sur le diagramme ci-dessous la courbe ① représente la puissance disponible au moteur, la courbe ② la puissance nécessaire à l'avancement, rendement de transmission inclus.

La vitesse v_t est atteinte au régime nominal du moteur (régime maximum en charge).

La vitesse v_r est définie par l'intersection des 2 courbes.

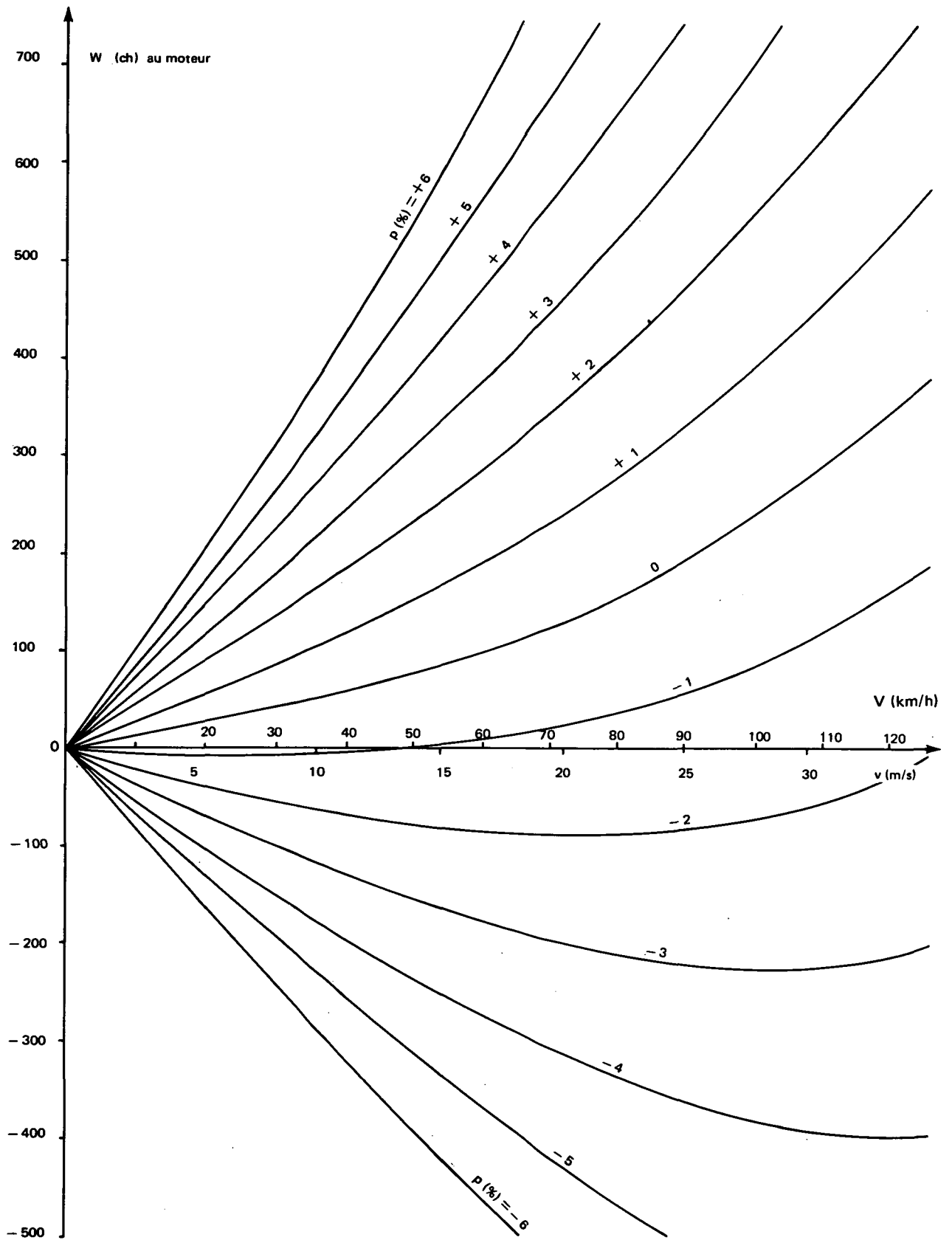
Le stalisme du moteur (différence entre régime maxi. à vide et régime nominal) étant de l'ordre de 10 % du régime nominal (avec un maximum de 250 tr/mn), v_r est supérieure à v_t de quelques %.

En descente, la courbe ② s'abaisse et, à partir d'une certaine pente descendante, elle devient négative. Cela signifie que la gravité qui s'exerce sur le véhicule devient supérieure à toutes ses résistances passives. Si la pente augmente encore, la gravité annulera non seulement les résistances passives externes (aérodynamisme, roulement) mais aussi les résistances passives internes (retenue du moteur). Il n'est alors plus possible de limiter la vitesse du véhicule sans action sur les freins (ou le ralentisseur).

A titre d'exemple, le graphique ci-après montre comment varie la puissance nécessaire au roulement d'un véhicule maxi-code en fonction de la vitesse et sur différentes pentes p .

Ce calcul résulte des hypothèses moyennes suivantes :

- poids du véhicule : 38 000 kg,
- coefficient de roulement : 0,008,
- coefficient d'aérodynamisme : 0,75,
- maître-couple : 8 m².

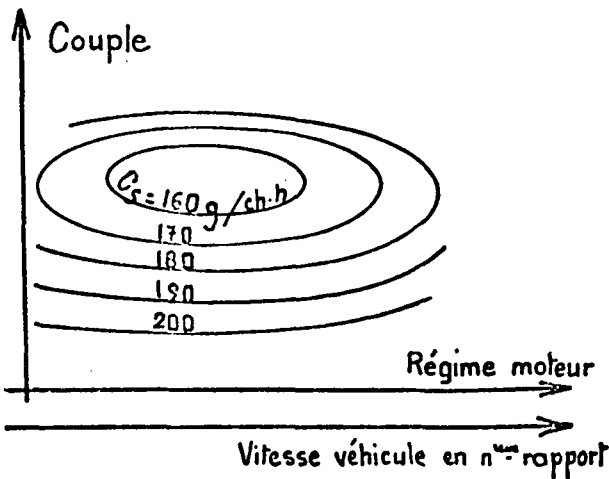


Ce graphique montre :

1. que la puissance nécessaire pour rouler sur sol plat ($p = 0$) à 80 km/h est de l'ordre de 160 ch ;
celle-ci est relativement modeste par rapport aux niveaux de puissance installée (300 ch et plus) ;
2. qu'un véhicule en roue libre sur une pente descendante de 2 % ($p = - 2 \%$) pourrait atteindre 130 km/h ;
3. qu'étant donné qu'à la vitesse maximale théorique du véhicule les plus gros moteurs n'absorbent pas plus de 100 ch lorsqu'ils sont entraînés, une pente descendante à peine supérieure à 2 % suffit pour que la gravité soit supérieure à toutes les forces qui s'opposent à l'avancement.

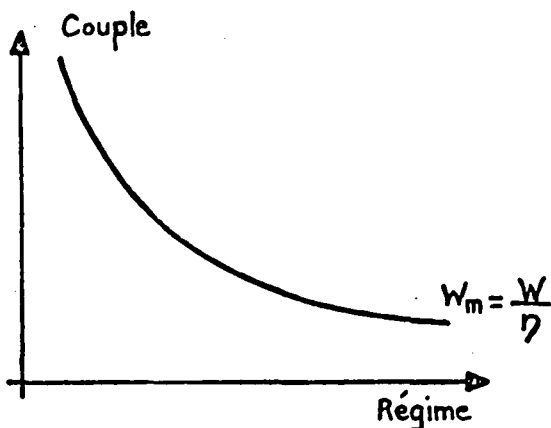
On voit donc qu'il est pratiquement impossible de limiter la vitesse en descente (ou avec fort vent de dos) en choisissant des couples de pont qui limitent celle-ci sur sol plat.

Incidence sur la consommation de combustible



Si l'on trace les courbes d'iso-consommation du moteur pour toutes ses charges et tous ses régimes, on obtient un faisceau de courbes fermées s'ordonnant comme représenté ci-contre.

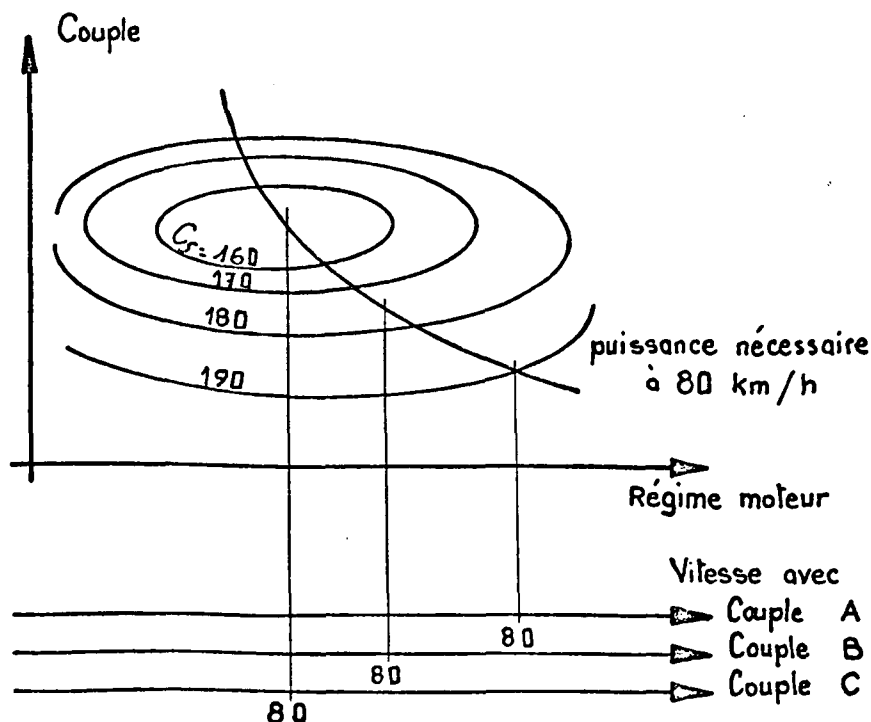
Les consommations spécifiques sont minimales (donc le rendement est maximal) en un point du diagramme et elles augmentent lorsqu'on s'éloigne de ce point. Le constructeur cherche donc toujours à adapter le moteur et la chaîne cinématique du véhicule afin que le point (ou plutôt la zone) de fonctionnement optimal soit utilisé le plus fréquemment possible.



Ce diagramme étant tracé en axes donnant couple et régime, les puissances nécessaires pour mouvoir le véhicule y sont représentées par des hyperboles puisque :

Couple x régime = puissance
à un coefficient d'unités près.

Traçons sur ce diagramme l'hyperbole W_m nécessaire pour rouler dans les conditions les plus fréquentes dans le plus grand rapport de boîte, par exemple pour $V = 80 \text{ km/h}$, et superposons cette hyperbole aux courbes d'iso-consommation du moteur.



Traçons ensuite des abscisses graduées en vitesse du véhicule obtenue avec différents couples de ponts repérés A, B et C.

On voit qu'avec le pont A, à 80 km/h, la consommation spécifique est de 190 g/ch.h alors qu'elle n'est que de 175 g/ch.h avec le pont B et inférieure à 160 g/ch.h avec le pont C.

La puissance produite par le moteur étant la même dans les trois cas, les consommations horaires seront respectivement $190 W_m$ - $175 W_m$ et moins de $160 W_m$ g/h. En 1 heure, la distance parcourue est la même dans les 3 cas, soit 80 km/h.

La consommation en g/100 km ou en l/100 km sera, respectivement pour les 3 ponts : $\frac{190 W_m}{80} \cdot 100$, $\frac{175 W_m}{80} \cdot 100$, et $\frac{160 W_m}{80} \cdot 100$. Finalement, on voit que la consommation en l/100 km est proportionnelle à la consommation spécifique en g/ch.h.

Dans notre exemple, si le véhicule consomme 47,5 l/100 km avec le pont A, il consomme $47,5 \times \frac{175}{190} = 43,8$ l/100 avec le pont B et $47,5 \times \frac{160}{190} = 40$ l/100 avec le pont C.

L'écart est donc très important (de 15 à 20 %) entre les ponts A et C.

« A » est un pont court puisqu'il ne permet d'atteindre 80 km/h qu'à un régime moteur voisin du régime nominal. « C » est au contraire un pont long puisque 80 km/h est atteint à un régime relativement faible (à peine supérieur au régime de couple maximum). Avec le pont C, le véhicule roulera beaucoup plus vite (105, 110 et plus) au régime nominal du moteur.

On voit donc que plus le pont est « long », moins le véhicule consomme. Ceci est vrai dans certaines limites que le constructeur ne dépasse évidemment pas.

Autres incidences

On vient de voir qu'avec un pont « long », le régime d'utilisation le plus fréquent du moteur (régime moyen d'utilisation) est relativement bas. Ce régime augmente au fur et à mesure que le pont choisi est plus « court ».

Ceci veut également dire que l'usure du moteur varie dans le même sens. Cela est encore vrai en ce qui concerne la consommation d'huile et le niveau de bruits émis par le véhicule. De plus, les accessoires du moteur tournent plus vite avec un pont « court » puisque le moteur tourne lui-même plus vite. Ils s'usent plus, il faut plus d'énergie pour les entraîner (un ventilateur qui absorbe 5 ch. sur un moteur à 1 500 tr/mn absorbe 15 ch sur le même moteur à 2 200 tr.mn).

Récapitulatif des observations faites

1. Il n'est pas plus choquant de voir circuler des poids lourds dont la vitesse maximale potentielle est supérieure de 35 % (108 km/h) à la vitesse maximale autorisée (80 km/h) que des voitures de tourisme dont l'écart est de 55 % (200 et 130 km/h).
2. Le chronotachygraphe existe sur les véhicules industriels et n'existe pas sur les voitures particulières. Il devrait constituer un moyen suffisant pour respecter les vitesses réglementaires.
3. Aucune action sur le moteur ou sur la chaîne cinématique n'est possible pour limiter par construction, de façon certaine, la vitesse maximale d'un véhicule. Sur une pente descendante de moins de 2 %, il pourra toujours dépasser 80 km/h.
4. Une limitation arbitraire (à 100 km/h par exemple) de la vitesse maximale cinématiquement possible conduirait certains véhicules à ne pouvoir dépasser une vitesse maximale théorique trop faible (88 km/h par exemple) et donc à consommer anormalement du combustible. (Les possibilités offertes par une gamme de couples de pont ne permettent pas toujours un ajustement plus fin).
5. Dans les limites des gammes de couples de pont offertes par les constructeurs, plus le pont est « long », moins le véhicule consomme à vitesse maximum constante.
6. Plus le pont est « long » et moins le régime moyen d'utilisation du moteur est élevé.

Donc plus le pont est long :

- moins la consommation de combustible est élevée,
- moins l'usure du moteur est élevée,
- moins la consommation d'huile est élevée,
- moins le véhicule est bruyant,
- moins les accessoires tournent vite (donc moins ils s'usent et consomment pour leur entraînement).

Annexe 4

Plages économiques des principaux tracteurs routiers "maxicodes" vendus en France

*Extrait de la Vie des Transports
du 26 juin 1976*

Les transporteurs routiers se préoccupent de plus en plus de la consommation de leurs véhicules ; cela est bien normal dans le cadre d'une saine gestion eu égard à l'importance de la part du gasole dans les prix de revient et au prix de plus en plus élevé de ce carburant ; cela est d'autant plus normal en raison des problèmes pétroliers mondiaux.

« En France, on n'a pas de pétrole... mais on a des idées », dit la campagne en faveur des économies de produits pétroliers. Cette campagne nous a donné une... idée : indiquer aux transporteurs pour chacun des tracteurs routiers maxicodes les plus vendus en France la plage de consommation économique à la charge utile maximale du véhicule. Autrement dit, nous avons voulu répondre à cette question : « Entre quels régimes-moteur faut-il maintenir les tracteurs routiers maxicodes pour consommer le moins possible de gasole ? ».

Pour cela nous nous sommes livrés à une enquête fort longue auprès de tous les constructeurs et importateurs de tracteurs maxicodes vendus en France et leur avons demandé, entre autres, pour chaque tracteur commercialisé en France et pour chacun des couples de pont proposés à la clientèle les renseignements suivants correspondant au rapport de boîte donnant la vitesse la plus élevée :

- couple maximal et régime du couple maximal ;
- vitesse théorique maximale au maximum du PTRA, en palier, au régime du couple maximal ;
- vitesse théorique maximale, en palier, au maximum du PTRA au régime de puissance maximale ;
- plage de consommation économique en palier au maximum du PTRA ;
- régime de rotation correspondant au maximum du PTRA, en palier, à la vitesse maximale autorisée par le Code de la route sur autoroutes et routes à grande circulation.

A l'aide de ces renseignements, fournis par les constructeurs et importateurs, nous avons établi pour chaque véhicule et chaque couple de pont retenu un schéma tel celui que nous publions ci-après.

Ce schéma permet, pour chaque véhicule, de voir instantanément :

- entre quels régimes du moteur et entre quelles vitesses du véhicule le conducteur doit se maintenir en palier pour que le matériel en pleine charge accuse une consommation économique sur le rapport donnant la vitesse la plus élevée ;
- le régime du moteur permettant, toujours avec un véhicule à pleine charge et circulant en palier sur le rapport donnant la vitesse la plus élevée, d'atteindre la vitesse maximale de 80 km/h ;
- les régimes du moteur et les vitesses à partir desquels, dans les mêmes conditions, la consommation cesse d'être économique.

Observations importantes

- Le document que nous présentons dans les pages suivantes ne permet pas de faire de comparaisons de marque à marque, de modèle à modèle. Ainsi, le fait qu'un véhicule dispose d'une plage économique se situant entre 55 et 75 km/h ne signifie pas, par exemple, qu'il consomme plus à 80 km/h qu'un autre dont la plage économique se situe entre 65 et 85 km/h. Notre document n'autorise pas de telles comparaisons qui, en la circonstance, n'auraient pas de sens. Il tend à donner à l'exploitant, au conducteur, une première approche pour consommer le moins possible avec le véhicule qu'il conduit, exploite ou a l'intention d'acheter. Il est bien évident que dans la réduction de la consommation d'autres facteurs interviennent, et notamment la manière de conduire.
- Notre document porte sur 97 matériels. Certains constructeurs nous ont communiqué des renseignements seulement sur les véhicules les plus courants ; d'autres ne nous ont donné des indications que sur les véhicules équipés des ponts de série ou des ponts les plus vendus (on sait notamment que pour quelques marques des rapports de ponts offerts en option permettent des vitesses théoriques plus élevées que celles indiquées dans nos schémas, mais ils sont très peu vendus).
- La vitesse maximale indiquée correspond à une circulation à pleine charge utile en palier sur le rapport de la boîte donnant la vitesse la plus élevée au régime de puissance maximale. Dans la pratique et en certaines circonstances - descentes notamment - cette vitesse peut être dépassée.
- Deux constructeurs proposent des limiteurs de vitesse sur le rapport de boîte le plus élevé. Berliet en offre un en option sur les TR et TLR 280. Mercedes-Benz en offre un en série sur les 1926 S. Puisqu'il s'agit simplement d'une option pour Berliet, aucune indication n'apparaît dans nos tableaux en ce qui concerne les véhicules pouvant être équipés du limiteur (mais nos lecteurs pourront se reporter utilement aux essais comparatifs que nous avons publiés dans notre numéro de décembre 1975)*. Pour les 1926 S Mercedes-Benz, nous avons fait figurer - en pointillés - les valeurs théoriques correspondant en douzième, sans action du limiteur, au régime de puissance maximale et à la vitesse maximale atteinte en palier à ce régime.
- Saviem nous a priés de préciser que les couples de pont standard pour utilisation courante sont ceux qui donnent les rapports de 6,44 pour le SM 240 et le SM 260, de 6,87 pour le SM 280 TU, de 5,93 pour le SM 340 et de 5,26 pour le SM 340 V 6 x 4. Quant à British Leyland, les Marathon indiqués dans le tableau de la page suivante ne seront commercialisés qu'à l'automne.

Quelques constatations

Comme nous l'avons dit, il ne peut être question de faire des comparaisons entre marques ou véhicules. On peut, par contre, faire quelques constatations globales sur un échantillonnage significatif de matériels : 97 véhicules (dont 59 étrangers) les plus vendus en France.

- Au total, 80 % des véhicules ne peuvent dépasser théoriquement en pleine charge et en palier 100 km/h. Pour faire face aux besoins spécifiques des usagers, 10 % n'atteignent pas 80 km/h. 25 % ont une vitesse maximale théorique comprise entre 80 et 90 km/h ; pour 45 % des véhicules, cette vitesse maximale théorique se situe entre 90 et 100 km/h ; 17 véhicules peuvent dépasser 100 km/h (dont 11 étrangers), dont 3 véhicules (tous trois anglais) dépassent 110 km/h.
- Dans 65 % environ des cas, la plage économique commence au régime du couple maximal ; dans 25 % des cas, elle commence en-dessous de ce couple maximal et dans 10 %, elle commence au-dessus.

* Voir page 208

