

Une boîte de vitesses automatique et originale

LUC CHEVALIER^[1]

La conception originale de la boîte de vitesses automatique Antonov a été présentée dans le précédent numéro de Technologie.

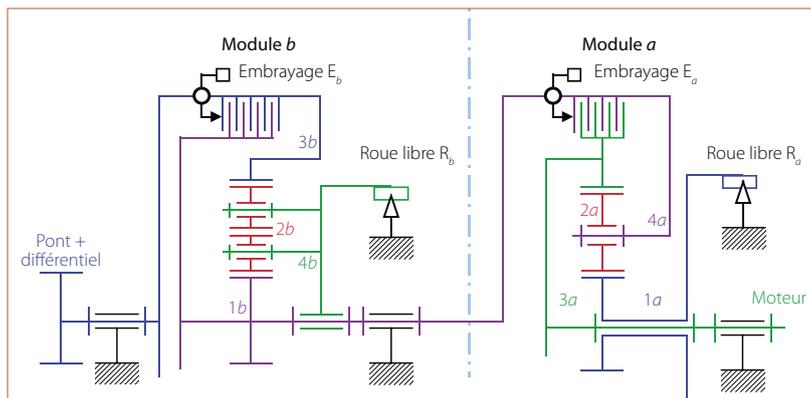
Dans cette partie, on se propose de répondre à deux questions restées en suspens :

- contrairement à celle d'un embrayage traditionnel, la synchronisation des vitesses de rotation ne peut pas se faire instantanément, et la puissance dissipée durant cette phase transitoire peut être importante ;
- Le passage de seconde en troisième implique les deux modules épicycloïdaux, ce qui n'est pas aisé avec le système de masselottes. Les réponses que nous apportons à ces questions modèrent l'enthousiasme initial. Antonov Automotive est revenu à des conceptions plus traditionnelles de boîte de vitesses ; il développe néanmoins un module deux ou trois vitesses conçu sur le même principe pour d'autres applications que l'automobile.

La durée de la phase de changement de rapport

La conception originale de la boîte de vitesses automatique Antonov permet d'adapter le régime de changement de rapport en fonction de l'effort demandé et de la vitesse du véhicule (le schéma cinématique en est rappelé en **1**). Cependant, une fois que l'égalité entre F_d et F_m est atteinte (pour faire le point sur les notations utilisées, nous conseillons d'avoir à portée de main la première partie de l'article), le changement de rapport n'est pas immédiat. Tant que la roue libre R_a reste bloquée, le rapport de boîte est égal au rapport de 1^{re}, et cette situation va perdurer jusqu'au moment où toute la puissance va transiter par l'embrayage. À ce moment, aucun couple n'est plus appliqué sur les éléments du train épicycloïdal, la roue libre peut se

points-clés
mécanique,
postbac,
recherche
et développement,
transmission



1 La schématisation de la boîte de vitesses

libérer et permettre le passage en 2^{de}. Lors de cette phase, le rapport i_a est maintenu entre la couronne 3a et le porte-satellites 4a; le glissement est important dans l'embrayage. Au-delà, une rapide phase transitoire qui dépend des inerties des pièces en rotation permet la synchronisation des vitesses de rotation de 3a et 4a: le rapport de 2^{de} est enclenché.

Nous allons maintenant nous pencher sur la durée nécessaire pour libérer la roue libre R_a .

Mise en équations de la phase de transition

Reprenons l'équilibre des composants du module a. Nous avons vu dans la première partie que l'équilibre axial de la pièce 3a donne la relation suivante :

$$N_a F_m + F_b - F_d - F_E = 0 \quad (1)$$

F_b est nul, car la phase d'embrayage est démarrée: F_E est positif. L'équation de moment autour de l'axe de rotation donne la relation suivante :

$$C_M - C_{3a} - C_E = 0 \quad (2)$$

L'embrayage se fermant, une partie du couple C_M délivré par le moteur transite par le TE, et une autre par l'embrayage. On sait que, durant la phase étudiée, l'embrayage va patiner constamment: on se trouve dans une situation où il est possible de déterminer la relation entre C_E et F_E pourvu que l'on connaisse quelques caractéristiques de l'embrayage. En effet, le couple transmissible par un embrayage dépend de la nature des surfaces de contact par l'intermédiaire du coefficient de frottement f . Il dépend aussi de la géométrie de l'aire de contact. Dans le cas des embrayages « disques » de rayons compris entre R_i et R_e **2**, on montre que pour une pression de contact égale à p_c , l'effort presseur global F_E et le couple transmissible C_E valent respectivement :

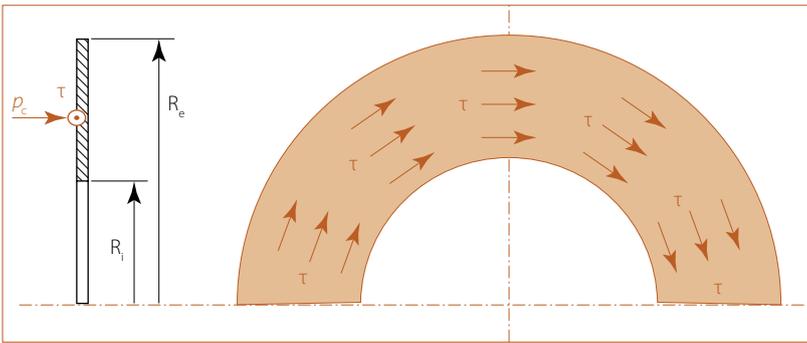
$$F_E = \pi p_c (R_e^2 - R_i^2) \quad \text{et} \quad C_E = \frac{2\pi}{3} p_c f (R_e^3 - R_i^3)$$

$$\Rightarrow C_E = \frac{2f}{3} \left(\frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2} \right) F_E$$

Lorsque l'embrayage contient N surfaces de friction, le couple transmissible est multiplié par N . Les embrayages sont généralement constitués de disques peu résistants pour lesquels la pression admissible est de l'ordre de 4 N/mm^2 . De plus, les disques sont lubrifiés pour dissiper plus facilement l'énergie thermique, ce qui limite le coefficient de frottement f à 0,1 environ **3**. Ainsi :

$$C_E = \frac{2Nf}{3} \left(\frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2} \right) F_E \approx Nf R_m F_E \quad (3)$$

(seconde partie)



2 La pression et la scission sur une surface de friction de l'embrayage

3 Les caractéristiques de l'embrayage du module a

Grandeur	Valeur
Nombre de surfaces de friction N	13
Coefficient de frottement f	0,1
Rayon extérieur R _e	68 mm
Rayon intérieur R _i	59 mm
Rayon moyen R _m	64,5 mm

La durée de la phase de changement de régime

La fin de la phase d'embrayage est atteinte lorsque le couple C_{3a} s'annule, ce qui libère la roue libre R_a. Examinons les relations à notre disposition :

● La relation (1) implique : N_aF_m - F_d - F_E = 0

avec $F_m = \frac{b}{a} M_m i_a^2 \omega_M^2 R_c$ et $F_d = \frac{2C_{3a} \sin \beta}{m_a Z_{3a}}$

On en déduit l'effort axial en fin d'embrayage :

$$F_E = N_a \frac{b}{a} M_m i_a^2 \omega_M^2 R_c + 0$$

● C_M - C_{3a} - C_E = 0 (2)

soit C_E = C_M en fin d'embrayage. Néanmoins, cette relation est difficile à exploiter, car le couple C_M va évoluer durant la phase d'embrayage, et aucune information n'est facilement accessible pour évaluer cette évolution.

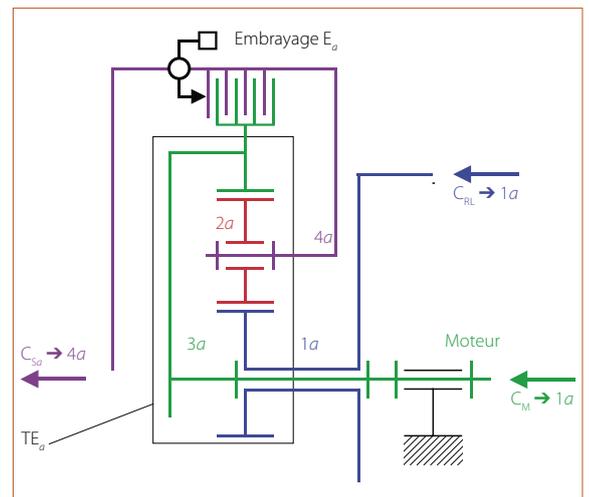
Pour contourner la difficulté, on isole plutôt le porte-satellites 4a du module a 4 ; l'équilibre des moments appliqués sur 4a donne :

$$-C_{3a} - C_{4a} + C_E = 0 \quad (2b)$$

Le couple C_{3a} est le couple résistant à la sortie du module a ; il est facile à évaluer en considérant la chaîne de transmission de puissance entre les roues et la sortie de a :

$$C_{3a} = i_b i_p R_p F$$

Notons qu'en début d'embrayage le couple C_{3a} et le couple C_M sont liés par la réduction du module a :



4 Les efforts exercés sur le TE du module a

C_M = i_aC_{3a}. Durant l'embrayage, cette relation n'est plus valable, car le patinage des disques dissipe une puissance importante, et il n'est plus possible de faire l'hypothèse que le rendement du module vaut 1.

À la fin de la phase d'embrayage, les relations (2) et (2b) montrent que les couples C_{3a} et C_M sont égaux. Or, la réduction du module a en 2^{de} étant de 1, il n'y a pas de brusque variation de couple lors du changement de rapport ; c'est durant la phase transitoire que le couple C_M évolue régulièrement jusqu'à la valeur qu'il conservera après synchronisation de l'embrayage. La boîte Antonov présente donc une grande souplesse dans le passage des rapports.

En fin d'embrayage, la relation entre F_E et C_E peut donc s'écrire :

$$F_E = \frac{C_{3a}}{NfR_m} = N_a \frac{b}{a} M_m i_a^2 \omega_M^2 R_c = \Sigma F_m$$

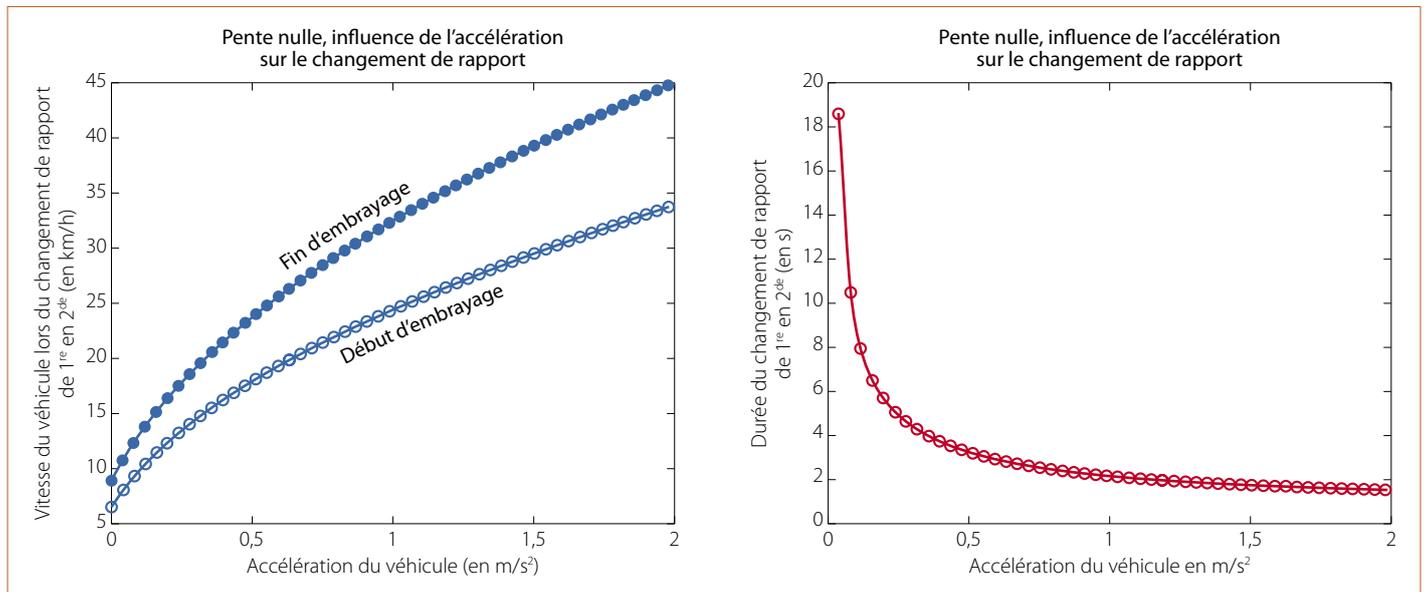
$$\Rightarrow \omega_{Mf} = \sqrt{\frac{aC_{3a}}{NfR_m N_a M_m i_a^2 R_c b}}$$

Il est alors possible de déterminer le régime moteur (ou la vitesse du véhicule) pour lequel la fin de la phase d'embrayage est atteinte. Cette relation est à rapprocher de celle permettant de déterminer le régime moteur en début de phase d'embrayage :

$$\omega_{Md} = \sqrt{\frac{2aC_M \sin \beta}{N_a M_m i_a^2 R_c b m_a Z_{3a}}}$$

Suivant la loi de vitesse du véhicule durant cette période, on peut déduire le temps écoulé durant cette phase. Supposons que l'on soit en phase d'accélération

[1] Professeur à l'université de Marne-la-Vallée (77).



5 Les régimes moteur de changement de rapport de 1^{re} en 2^{de}. À gauche, le début et la fin de la phase d'embrayage ; à droite, la durée de la phase d'embrayage

constante γ ; alors la vitesse du véhicule s'écrit $V = \gamma t$, et l'intervalle de temps Δt entre le début et la fin de la phase d'embrayage vaut :

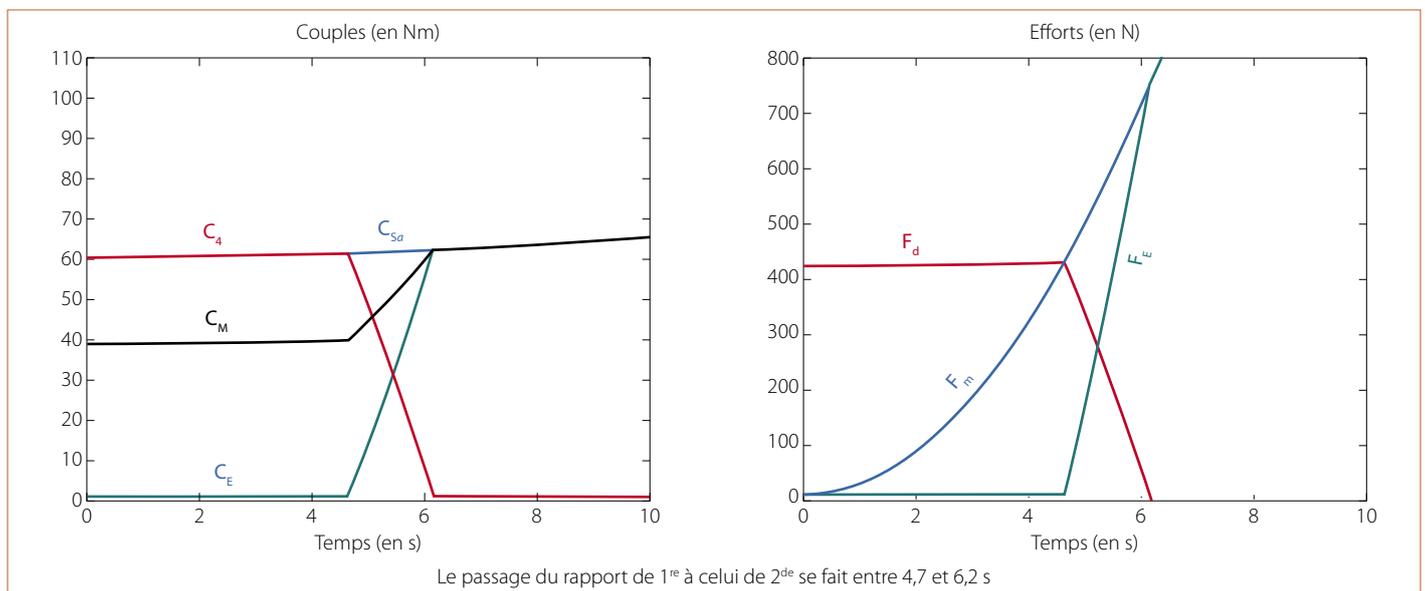
$$\Delta t = \frac{i_a i_b i_p i_r R_r}{\gamma} (\omega_{M_r} - \omega_{M_d})$$

La figure 5 montre que la durée de la phase d'embrayage est une fonction décroissante de l'accélération du véhicule. Ce résultat est assez logique : les masselottes ferment l'embrayage d'autant plus rapidement que la rotation du module a est importante. À accélération élevée, la vitesse de rotation augmente plus rapidement, et la phase d'embrayage en est raccourcie. Dans tous les cas, la durée de cette phase est d'au moins 2 secondes ; c'est une durée bien trop

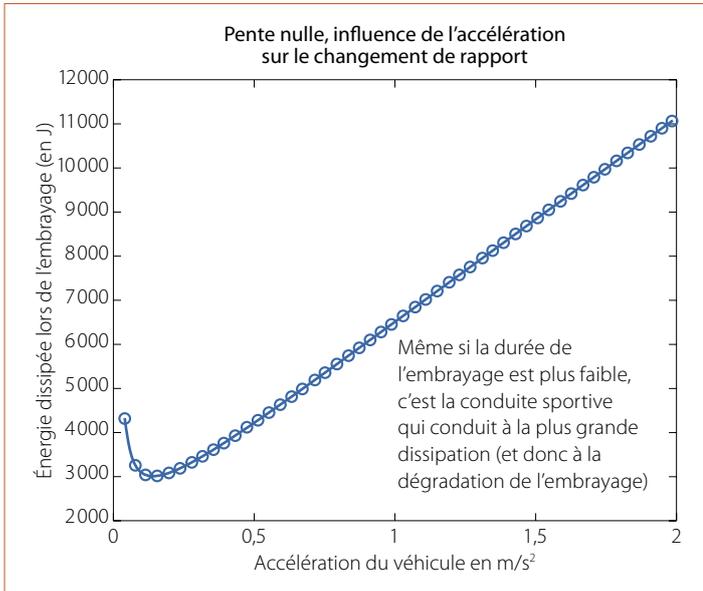
importante pour ce type d'application. À chaque instant, la puissance dissipée dans l'embrayage est égale au produit du couple C_E par la vitesse de rotation relative des disques, soit :

$$P_d = C_E (\omega_{3a} - \omega_{4a}) = C_E \omega_M (1 - i_a)$$

La figure 6 montre l'évolution des couples et des forces en fonction du temps durant la phase d'accélération ($\gamma = 2 \text{ m/s}^2$) pour une route plate, un jour sans vent. À l'instant $t = 4,7 \text{ s}$ débute la phase d'embrayage, F_E augmente, C_E augmente en proportion – ce qui diminue la part du couple passant par le TE –, donc C_4 diminue et F_d diminue en proportion. À l'instant $t = 6,2 \text{ s}$, le couple C_4 s'annule, ce qui libère la roue libre et permet le passage en 2^{de}. En sommant la puissance



6 L'évolution des couples et des efforts axiaux durant la phase d'accélération entre 0 et 10 secondes



7 L'énergie dissipée par frottement dans l'embrayage E_d durant le passage de 1^{er} en 2^{de}

sur l'intervalle de temps d'embrayage, on détermine l'énergie dissipée par frottement. Dans l'exemple des graphes **6**, on atteint une énergie dissipée de 11 kJ pendant l'embrayage. Le rendement instantané passe de 100 à 65 % durant cette phase.

L'énergie dissipée durant la phase de changement de régime

Pour généraliser la détermination de l'énergie dissipée, il est nécessaire de connaître l'évolution de C_E durant la phase d'embrayage. Rappelons les relations d'équilibre axial et de moment vérifiées durant la phase d'embrayage :

$$N_a F_m - F_d - F_E = 0 \quad (1)$$

$$-C_{Sa} - C_{4a} + C_E = 0 \quad (2b)$$

Pour alléger les notations, nous allons poser :

$$N_a F_m = N_a \frac{b}{a} M_m i_a^2 \omega_M^2 R_c = K_m \omega_M^2$$

$$F_d = \frac{2C_{3a} \sin \beta}{m_a Z_{3a}} = K_3 C_{3a} \quad \text{ou} \quad K_4 C_{4a}$$

$$F_E = \frac{C_E}{N/R_m} = K_E C_E$$

En remplaçant ces trois expressions dans la relation (1) et en éliminant C_{3a} entre la nouvelle relation (1) et la relation (2), on obtient l'évolution du couple qui transite dans l'embrayage en fonction du couple moteur et du régime moteur :

$$C_E = \frac{K_m \omega_M^2 - K_4 C_{Sa}}{K_E - K_4}$$

La puissance dissipée dépend donc du régime moteur ω_M à la puissance 3 :

$$P_d(\omega_M) = \frac{K_m \omega_M^2 - K_4 C_{Sa}}{K_E - K_4} \omega_M (1 - i_a)$$

Durant une phase d'accélération γ , on peut lier le régime moteur au temps par :

$$i_a i_b i_p R_r \omega_M = \gamma t$$

Le couple C_{Sa} dépend lui aussi de la vitesse du véhicule par :

$$C_{Sa} = i_b i_p R_r \{ F_a(\omega_M) + M_V (\delta + g \sin \theta + \gamma) \}$$

$$\text{ou} \quad C_{Sa} = \alpha_S \omega_M^2 + \beta_S$$

L'énergie dissipée durant la phase d'embrayage se calcule donc par :

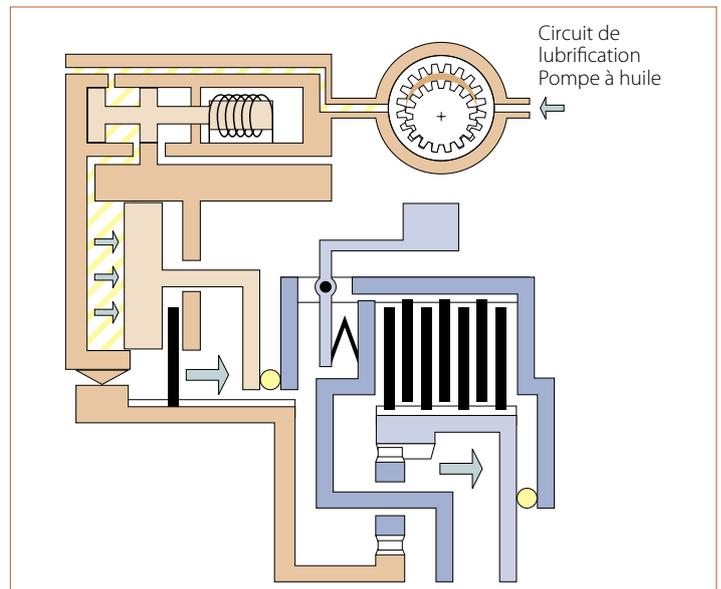
$$E_d = \int_{t_d}^{t_f} P_d dt = \int_{\omega_{Mf}}^{\omega_{Mi}} \frac{(K_m - \alpha_S K_4) \omega_M^2 - K_4 \beta_S}{K_E - K_4} (1 - i_a) \omega_M \frac{i_a i_b i_p R_r d\omega_M}{\gamma}$$

Ce qui donne :

$$E_d = \frac{(1 - i_a) i_a i_b i_p R_r}{\gamma (K_E - K_4)} \left[\frac{(K_m - \alpha_S K_4)}{4} (\omega_{Mf}^4 - \omega_{Md}^4) - \frac{K_4 \beta_S}{2} (\omega_{Mf}^2 - \omega_{Md}^2) \right]$$

En généralisant à toutes les valeurs d'accélération comprises entre 0 et γ_{max} , on peut montrer que la dissipation d'énergie est la plus forte pour les accélérations les plus importantes **7**. C'est donc pour les conduites plus « sportives » que se pose le problème de la dégradation de l'embrayage.

Antonov a résolu ce problème en utilisant des disques en carbone plus résistants à l'échauffement et en intégrant une assistance hydraulique **8** qui aide à la fermeture ou à l'ouverture de l'embrayage lorsque le changement de régime se déclenche. On raccourcit ainsi la durée de la phase d'embrayage, et on limite la dégradation du système.



8 L'assistance hydraulique qui permet la fermeture rapide de l'embrayage

Le changement de rapport de 2^{de} en 3^e

Le passage de 2^{de} en 3^e est assez délicat à assurer avec ce type de conception pour la boîte de vitesses automatique. En effet, sur le tableau des passages de rapports (voir en première partie), on a vu que l'embrayage E_a est fermé en 2^{de} alors que E_b est ouvert. En 3^e, l'embrayage E_b est fermé (pas de problème, puisque les masselottes continuent d'accélérer) et l'embrayage E_a est ouvert. Cette position pose un petit problème car, outre le fait qu'aucun effort ne transite dans le train épicycloïdal du module a (donc pas de force axiale pour ouvrir l'embrayage), le véhicule en continuant d'accélérer fait tourner de plus en plus vite la cloche sur laquelle sont montées les masselottes et donc maintient l'embrayage E_a solidement fermé.

Pour bien comprendre l'enchaînement qui permet le passage en 3^e malgré tout, nous allons examiner de plus près l'architecture du second module (module b). Tout d'abord — cela a déjà été évoqué dans la première partie —, lorsqu'il fonctionne en réducteur, le module b n'est pas épicycloïdal. De plus, c'est le pignon $1b$ qui est monté flottant; ce sont donc les forces axiales de la denture du pignon $1b$ qui vont générer l'effort F_d qui maintient l'embrayage ouvert. Dans le tableau 9, on donne les caractéristiques des éléments technologiques. On constate que l'embrayage E_b est identique à l'embrayage E_a ; en revanche, les masselottes sont plus massives et sont montées sur une cloche liée à la couronne ($3b$) et non au porte-satellites, qui est fixe ici (lire l'encadré «À propos des masselottes»).

Lorsque le véhicule est en 2^{de}, le changement de rapport va démarrer au moment où l'effort axial de la denture du pignon $1b$ équilibre les efforts axiaux provenant des masselottes :

$$F_d = N_b F_m$$

F_d est obtenu à partir de l'effort F nécessaire pour faire avancer le véhicule (voir en première partie) en remontant la chaîne de transmission jusqu'au pignon $1b$:

$$F_d = \frac{2C_{1b} \sin \beta}{m_b Z_{1b}} \quad \text{avec} \quad C_{1b} = i_p i_b R_r F$$

À propos des masselottes

Les masselottes du module b sont deux fois plus massives que celles du module a . À vitesse de rotation identique, elles génèrent donc une force centrifuge deux fois plus élevée. Or les bras de levier a et b sont identiques, donc les forces axiales sont environ deux fois plus grandes que pour le module a . Dans ces conditions, en 1^{re}, l'embrayage E_b pourrait se verrouiller et non E_a , le véhicule passant ainsi de 1^{re} en 3^e et non en 2^{de}. Est-ce possible? Heureusement non, car la vitesse ω_{3b} de la cloche b vaut $i_b \omega_{4a}$, c'est-à-dire 0,4 fois la vitesse de la cloche a . En configuration de 1^{re}, les forces axiales qui proviennent des masselottes pour le module b valent donc 0,16 fois celles du module a ; c'est donc bien le module a qui se verrouille en premier.

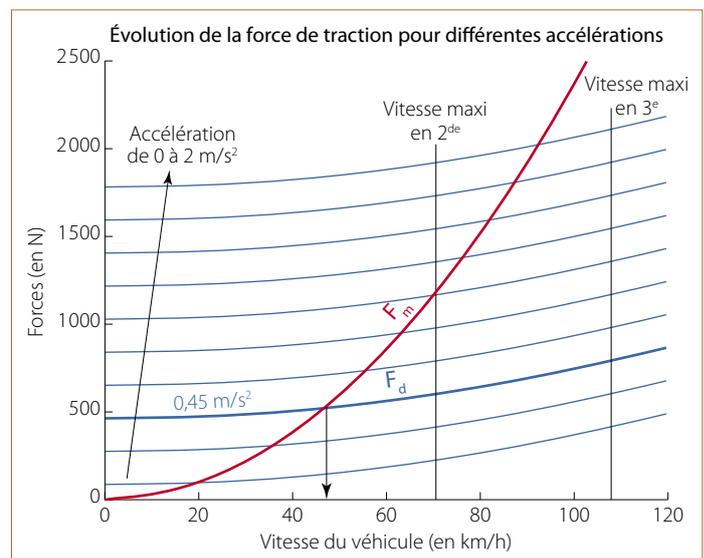
9 Les caractéristiques des éléments technologiques du module b

Grandeurs du module b	Valeur
Embrayage	
Nombre de surfaces de friction N	13
Coefficient de frottement f	0,1
Rayon extérieur R_e	68 mm
Rayon intérieur R_i	59 mm
Rayon moyen R_m	64,5 mm
Masselottes	
Nombre de masselottes N_b	16
a	14,5 mm
b	6,5 mm
Masse d'une masselotte M_m	31 g
Rayon d'attache de la force centrifuge R_c	73,64 mm
Denture	
Nombre de dents du pignon Z_{1b}	27
Module m_b	1,25 mm
Angle d'hélice β	28,21°

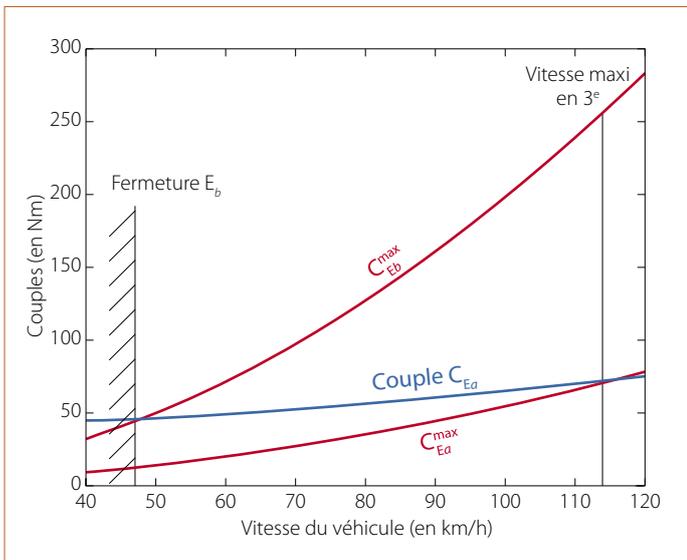
F_m est obtenu à partir de la vitesse du véhicule V en remontant aussi la chaîne de transmission jusqu'à la couronne $3b$:

$$F_m = \frac{b}{a} F_c = \frac{b}{a} M_m \omega_{3b}^2 R_c \quad \text{avec} \quad \omega_{3b} = V / i_p R_r$$

Dans le cas d'un véhicule roulant sur une route rectiligne horizontale un jour sans vent, et en supposant que l'accélération du véhicule est maintenue constante, le début du verrouillage de l'embrayage E_b aura lieu aux vitesses définies par le graphe 10. On peut noter que ces vitesses sont tout à fait acceptables pour le passage en 3^e. Si l'on fixe le régime maximal du moteur à 6 400 tr/min, alors le rapport de 2^{de} ne permet d'atteindre qu'une vitesse de 72 km/h. Sur le graphe 10,



10 La vitesse de fin de 2^{de} en fonction de l'accélération du véhicule



11 La comparaison des couples transmissibles par les embrayages avec le couple qui doit transiter en fin de 2^{de}

on considère que l'accélération du véhicule est de $0,45 \text{ m/s}^2$, et, dans ces conditions, le passage de la 2^{de} à la 3^e se fera à une vitesse de 56 km/h .

Notons qu'au-delà d'une accélération de $1,10 \text{ m/s}^2$, même si la motorisation assure un couple suffisant, le passage de la 2^{de} à la 3^e ne sera pas possible : il faut adapter le dimensionnement des masselottes au couple disponible. Rappelons que l'assistance hydraulique se met en route, et on peut considérer que l'embrayage est verrouillé pratiquement « dans la foulée ». On se trouve alors en 4^e et non en 3^e !

En 4^e, les deux modules tournent en bloc ; les vitesses de rotation sont toutes identiques, et les couples qui transitent dans les embrayages E_a et E_b sont égaux. Ces couples s'expriment en fonction de l'effort F demandé à la jante (courbe bleue sur la figure 11) :

$$C_{E_a} = C_{E_b} = j_p R_r F$$

Les deux embrayages sont identiques, mais les forces axiales, qui proviennent uniquement des masselottes car les embrayages sont fermés, sont différentes. Nous avons vu qu'à vitesse de rotation identique les forces axiales du module b sont deux fois plus grandes que celles du module a . Les couples transmissibles par les deux embrayages E_a et E_b valent donc (courbes rouges sur la figure 11) :

$$C_{E_a}^{\max} = N f R_m F_{E_a} \quad \text{et} \quad C_{E_b}^{\max} = N f R_m F_{E_b}$$

Les efforts F_{E_a} et F_{E_b} sont calculés directement à partir des forces axiales provenant des masselottes, car les deux modules sont fermés. Le graphe 11 montre comment ces deux couples évoluent en fonction de la vitesse du véhicule (courbes rouges). En superposition, on trace l'évolution du couple C_E , qui devrait transiter effectivement pour assurer l'avancée du véhicule. Ce couple doit transiter par les embrayages si l'accélération de $0,45 \text{ m/s}^2$ est maintenue (courbe bleue) pendant un moment après le changement de rapport.

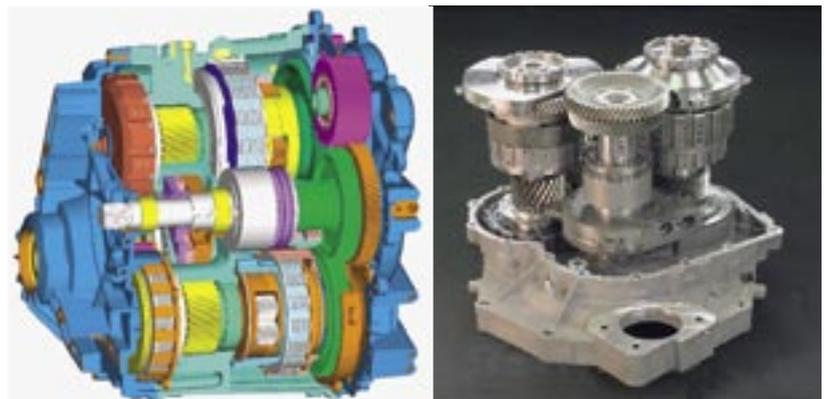
On constate que la courbe bleue est plus basse que celle de $C_{E_b}^{\max}$ mais plus haute que celle de $C_{E_a}^{\max}$. L'embrayage E_b va donc permettre le passage du couple C_E et restera bien fermé, mais l'embrayage E_a va se mettre à patiner, et une partie du couple va transiter dans le train épicycloïdal, bloquant ainsi la roue libre R_a . L'effort axial réapparaît dans le module a , et l'embrayage s'ouvre : on est maintenant en 3^e. Le passage en 3^e nécessite donc un court passage en 4^e – d'autant plus court que l'assistance hydraulique va réduire les temps de transition.

En guise de conclusion : d'autres applications Antonov

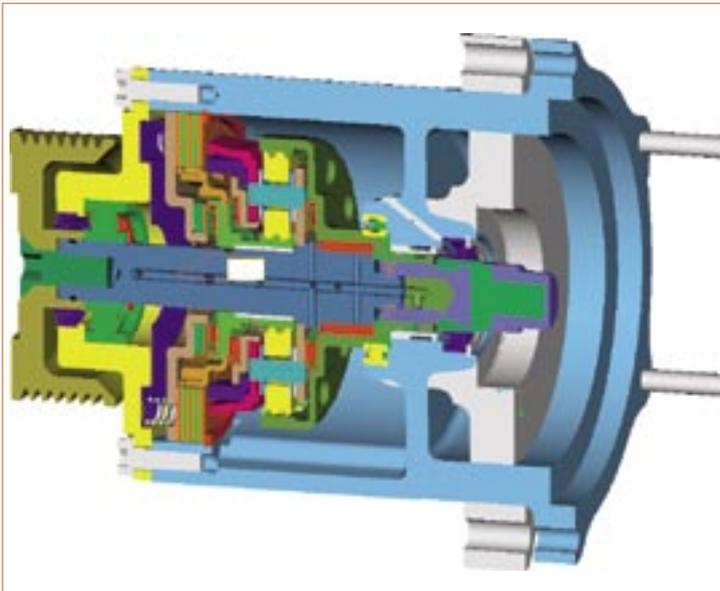
Compte tenu des inconvénients mis en évidence, Antonov Automotive a renoncé à implanter des boîtes de vitesses automatiques dont le changement de rapport est basé sur l'équilibre des forces axiales des dentures et des forces axiales provenant de la « force » centrifuge qui s'applique sur les masselottes. La variété des situations rencontrées lors des différentes phases de conduite, les incertitudes sur certaines données, comme le frottement – qui gouverne le comportement des embrayages et varie assez fortement en fonction de la température –, rendent difficile l'optimisation de telles boîtes de vitesses pour l'application automobile.

L'entreprise continue de travailler sur les boîtes de vitesses automatiques et en développe d'un nouveau type, les TLU BVA 6 rapports 12, destinées à équiper des véhicules de moyenne gamme essence et diesel. Actuellement, un prototype est en cours de calibration sur un véhicule muet, une Rover Streetwise. La puissance provenant du moteur peut transiter dans deux modules épicycloïdaux parallèles assurant trois rapports chacun et transmettant cette puissance au différentiel. En actionnant les différents embrayages et freins, on peut sélectionner les rapports dans n'importe quel ordre.

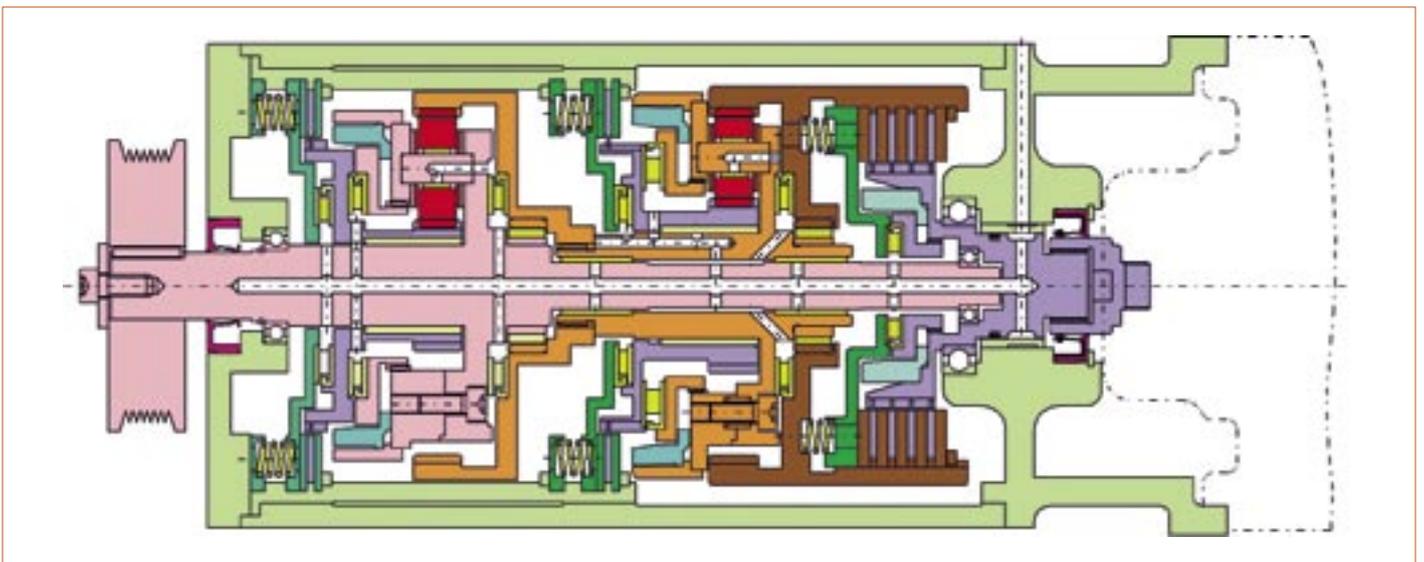
Antonov a conservé le principe des masselottes pour des applications moins complexes, et s'est tourné vers Rotrex pour la conception de modules 2 et 3 vitesses concernant un compresseur. Le module 2 vitesses



12 Le prototype de la boîte TLU BVA 6 vitesses



13 Le module AMM 2 vitesses



14 le module AMM 3 vitesses

permet de l'entraîner plus rapidement dans les bas régimes 13 14. Le compresseur conçu par Rotrex équipe les Volkswagen en après-vente (*tuning*), et Antonov espère mettre prochainement cette application en première monte chez Volkswagen. Antonov est également en contact avec Kawasaki France pour ses jet-skis de compétition, pour lesquels le principe serait le même que pour l'application automobile : la surali-

mentation par un compresseur. Mais à bas régime se pose le problème de la réaccélération, par exemple après un virage. ■

► *Pour en savoir plus*

Antonov Automotive Technology : www.antonov-transmission.com