

Le Double Volant Amortisseur

Dr.-Ing. **Wolfgang Reik**

Dipl.-Ing. **Roland Seebacher**

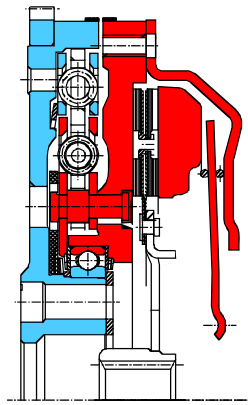
Dr.-Ing. **Ad Kooy**

Introduction

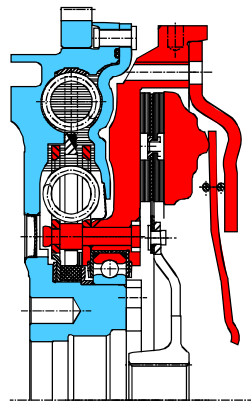
Les doubles volants amortisseurs (DVA) ont été utilisés pour la première fois en production en 1985. Une bref rétrospective (figure 1) montre l'évolution du double volant amortisseur. Au début, il s'agissait d'un amortisseur non graissé. Ses ressorts étaient lourds et placés circonférentiellement, et posaient donc quelques problèmes d'usure. Vers l'année 1987 apparurent les premiers DVA avec graisse, qui eux n'avaient plus de problème de longévité.

Le DVA a réussi à s'imposer en 1989 avec l'introduction de l'amortisseur à ressort en arc qui résolvait d'un seul coup presque tous les problèmes de résonance du DVA. En outre, les coûts diminuèrent constamment. Au départ, la masse d'inertie primaire était encore en fonte ou en acier forgé. En 1995, nos spécialistes de l'emboutissage parvinrent à réaliser toutes les pièces en tôle, à l'exception de la masse d'inertie secondaire. Pour augmenter le moment d'inertie de la masse primaire en tôle, on mit au point des technologies particulières de pliage. Il fut alors possible de généraliser l'utilisation du double volant amortisseur. Ce travail de précision fut payé en retour par une forte augmentation de la production des doubles volants amortisseurs (figure 2).

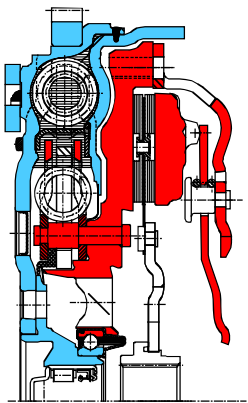
La prévision de production de DVA étant estimée à environ 2 millions d'unités pour 1998, implique qu'un véhicule sur cinq équipé d'une boîte de vitesses mécanique bénéficiera des avantages principaux liés à ce composant : réduction des bruits et amélioration du confort. La figure 3 montre la répartition en fonction de la cylindrée et du type de moteur, essence ou diesel. Il ressort de ce graphique que les moteurs d'une cylindrée de plus de 2,0 litres et en particulier les moteurs à essence sont en grande partie équipés de doubles volants amortisseurs. L'utilisation de ce composant sur les moyennes cylindrées n'a commencé qu'il y a quelques années. Pour l'instant, il n'y a que quelques projets prévoyant le montage sur des cylindrées inférieures à 1,6 litres.



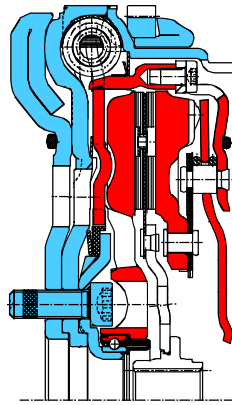
1985



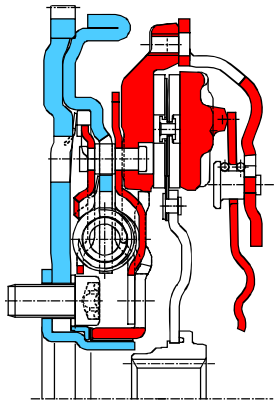
1987



1989



1995



prévu en 2000

Figure 1: Evolution du double volant amortisseur

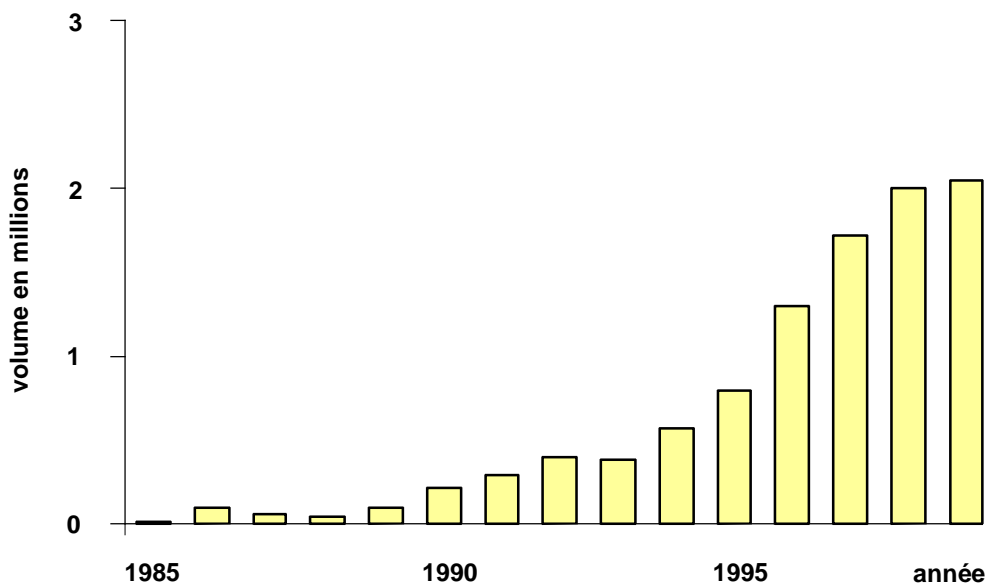


Figure 2: Evolution de la production des doubles volants amortisseurs

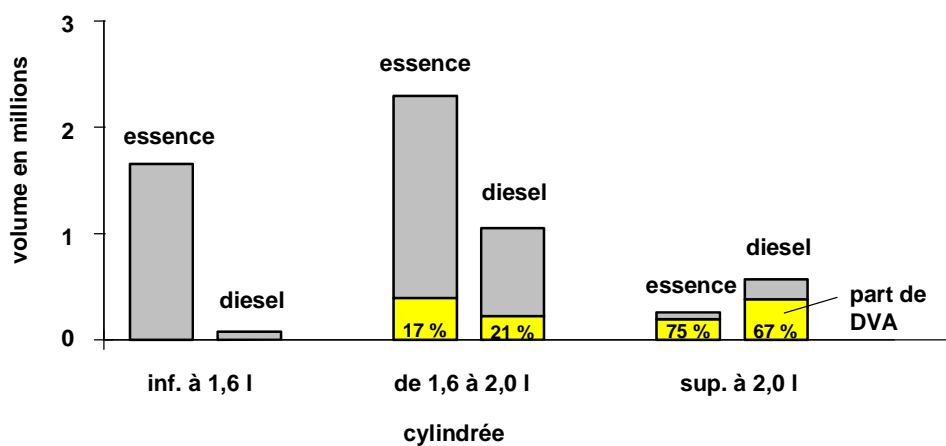


Figure 3: Part des véhicules équipés d'un double volant amortisseur en fonction de la cylindrée

LuK s'attend à ce que dans quelques années, le niveau d'équipement des moyennes cylindrées soit équivalent au niveau actuel des grosses cylindrées. En effet, l'utilisation du double volant amortisseur révèle ses avantages sur tous les véhicules. Cependant, en raison des coûts actuellement encore trop élevés, ce composant n'est pas encore utilisé pour équiper des véhicules de la gamme basse.

C'est pourquoi la recherche se concentre actuellement sur la réduction des coûts. Nous reviendrons sur ce point dans la dernière partie de cet exposé.

Avantages du double volant amortisseur

Bien que l'équipement d'un double volant amortisseur ne soit pas demandé par tous les constructeurs, en raison des coûts supplémentaires qu'il implique, les avantages qu'il apporte sont tellement évidents que ce composant s'est imposé sur les véhicules de haut de gamme. Rappelons en ci-dessous ses avantages les plus importants.

Isolation des vibrations de torsion

Le double volant amortisseur a pour principale caractéristique d'assurer une isolation pratiquement complète des vibrations de torsion. C'est un avantage dont il a déjà été question dans d'autres exposés et que nous souhaitons brièvement résumer ici.

La figure 4 montre les accélérations alternantes à l'entrée de la boîte de vitesses pour un système conventionnel avec une friction d'embrayage (figure de gauche) comparé à un double volant amortisseur (figure de droite). L'amortisseur de torsions de la friction d'embrayage ne permet pas d'obtenir d'isolation significative à bas régime. Il faut s'estimer heureux lorsqu'on peut éviter la résonance grâce au choix de l'amortissement approprié.

Par contre, le DVA supprime pratiquement les acyclismes provenant du fonctionnement du moteur. Normalement, on ne retrouve plus de résonance en utilisation normale. Grâce à la suppression de l'acyclisme sur le volant secondaire et donc sur l'arbre primaire de la boîte de vitesses, on n'exite plus les pignons de celle-ci, ce qui supprime la grenaille de boîte de vitesses et les bourdonnements de caisse.

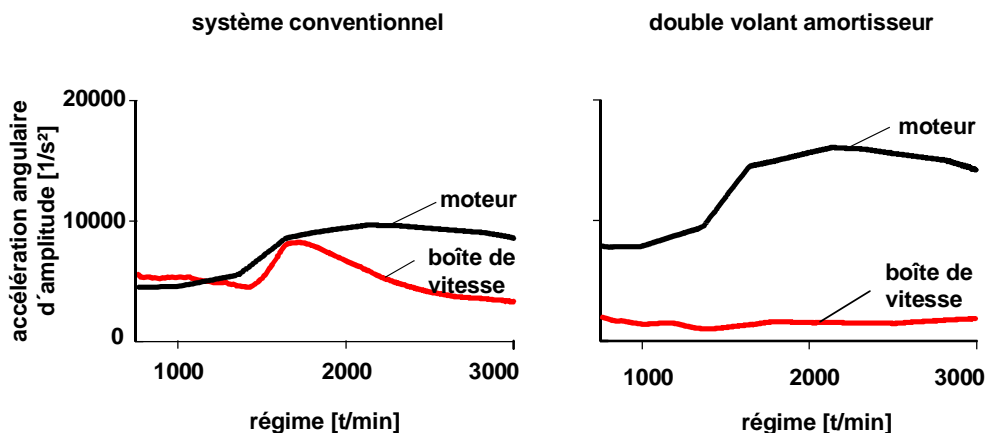


Figure 4: Comparaison de l'isolation vibratoire pour un système conventionnel et pour un double volant amortisseur

L'acyclisme du moteur augmente avec par l'utilisation d'un DVA, car la masse d'inertie primaire est plus petite que sur un volant d'inertie conventionnel. Cela peut entraîner une adaptation ou mise au point de la courroie d'accessoires. Cependant, le fait d'avoir une masse d'inertie primaire plus petite présente des avantages que nous décrivons ultérieurement.

La bonne isolation des vibrations surtout à bas régime incite le conducteur à changer son mode de conduite et à rouler à ces faibles régimes, ce qui entraîne une économie de carburant. De nombreux moteurs modernes présentant une courbe de couple relativement plate favorisent ce mode de conduite plus économique.

Sollicitations de la boîte de vitesses

Le DVA offre comme avantage supplémentaire de soulager la boîte de vitesses. En effet, la suppression des acyclismes moteur soulage considérablement la chaîne cinématique et la boîte de vitesses.

La figure 5 montre la courbe caractéristique typique de pleine charge d'un moteur diesel courant. Pour une chaîne cinématique conventionnelle les couples dynamiques issus de l'acyclisme se superposent à celui du moteur. Ils peuvent entraîner un surplus de sollicitation de plus de 10 % selon la plage de régime.

Le DVA supprime presque entièrement les surcouples supplémentaires apparaissant aux hautes fréquences. Comme cela décharge la boîte de vitesses, celle-ci peut, notamment sur les moteurs diesel, transmettre un couple statique plus important (figure 6).

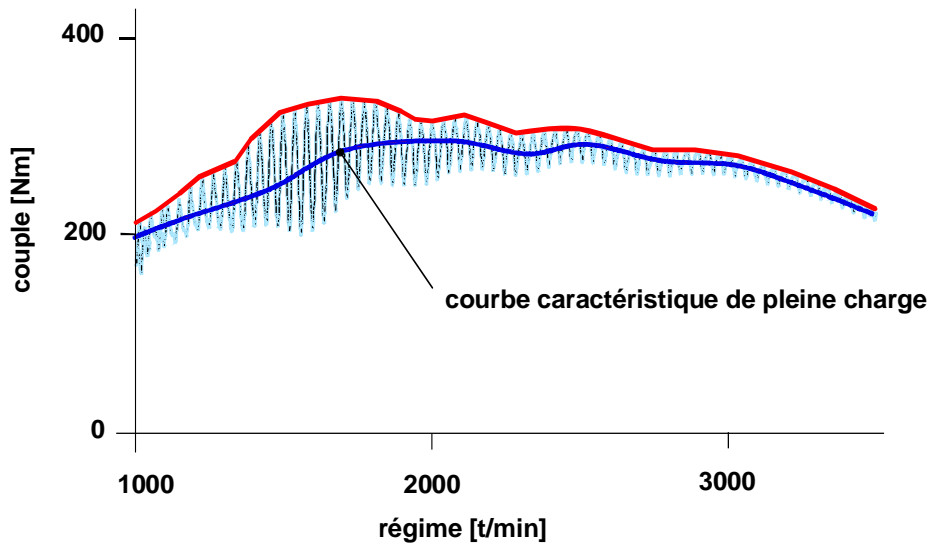


Figure 5: Augmentation du couple réel effectif dans la boîte de vitesses sous l'effet de l'acyclisme

	essence	diesel
conventionnel	100 %	100 %
DVA	105 %	110 %

Figure 6: Augmentation de la capacité de charge de la boîte de vitesses par l'utilisation d'un DVA. La capacité de sollicitation d'une chaîne cinématique conventionnelle pour des motorisations essence et diesel étant de 100%.

Soulagement du vilebrequin

Le DVA modifie durablement le phénomène de vibrations sur le vilebrequin. Sur un système conventionnel, le volant d'inertie ainsi que l'embrayage sont en liaison rigide avec le vilebrequin. La forte inertie génère des forces de réaction élevées sur le vilebrequin.

Le DVA présente un comportement plus favorable, car la masse d'inertie secondaire, du fait de son désaccouplement avec le primaire au travers de l'amortisseur de torsion et du roulement, peut être négligée. Il s'en suit que les moments de flexion sur le vilebrequin sont plus faibles.

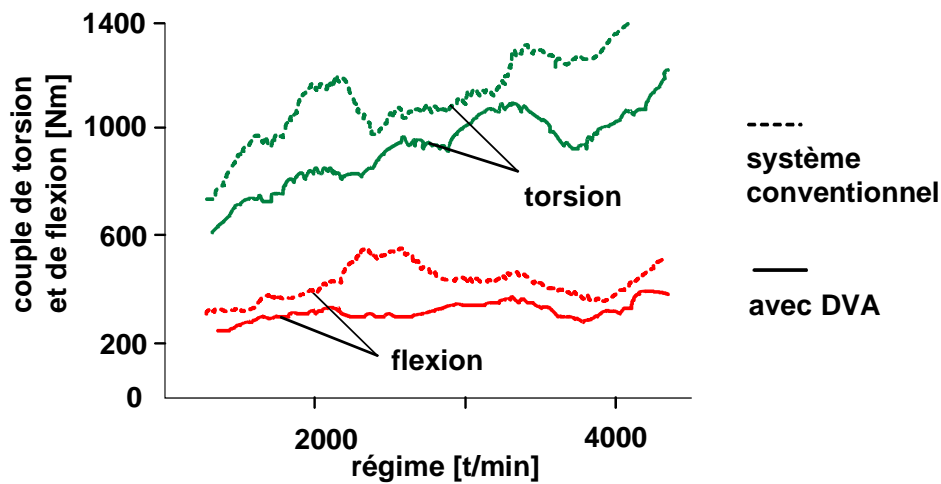
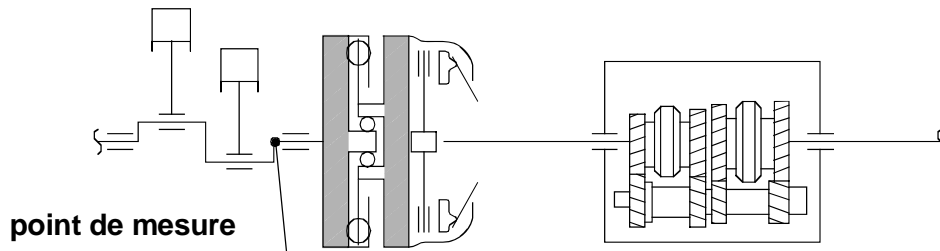


Figure 7: Réduction des vibrations de torsion et de flexion dans le vilebrequin grâce au DVA.

La masse d'inertie primaire est bien plus légère qu'un volant moteur conventionnel et bien plus flexible, elle peut s'apparenter à une „flexplate“.

Par rapport à un système conventionnel, le DVA présente des modes de flexion et de torsion différents. Le vilebrequin est en grande partie délesté.

La figure 7 est un exemple issu de mesures. Avec le double volant amortisseur, les vibrations de torsion et de flexion sont plus faibles. Ainsi, selon les cas, on peut soit supprimer le damper du vilebrequin, soit repasser par exemple à des vilebrequins en fonte.

LuK recommande de profiter de ces possibilités d'optimisation lors du développement du véhicule. LuK est convaincu que dès aujourd'hui, le montage du DVA permet de réaliser des économies, si l'on tient compte des effets secondaires.

Garantie

L'un de ces effets secondaires porte sur la garantie. Le DVA a été conçu dès le départ pour une durée de vie équivalente à celle du moteur. En effet, le marché de la rechange est très négligeable, ce qui prouve que le DVA est un bon composant de la chaîne cinématique.

La figure 8a montre les réclamations en clientèle pour un véhicule à chaîne cinématique conventionnelle. Le fait frappant est la diversification des réclamations dans le domaine de l'embrayage, alors que l'origine de la panne n'est pas celle de l'embrayage. Cela est dû au fait que la friction et le mécanisme sont souvent remplacés suite à une réclamation du client concernant une bruyance de boîte de vitesses mécanique appelée „grenaille de BVM“. Comme l'atelier n'a aucune solution au problème, il remplace le système d'embrayage pour satisfaire le client. Dans la plupart des cas, le remplacement n'apporte pas d'amélioration. C'est ainsi que des disques d'embrayage se trouvent plusieurs fois remplacés. Les coûts élevés découlant de ces remplacements comprennent non seulement le prix des composants mais aussi les frais de main d'oeuvre bien plus élevés, et comme ces travaux sont souvent effectués à titre gracieux, cela fait exploser les coûts de la garantie après-vente.

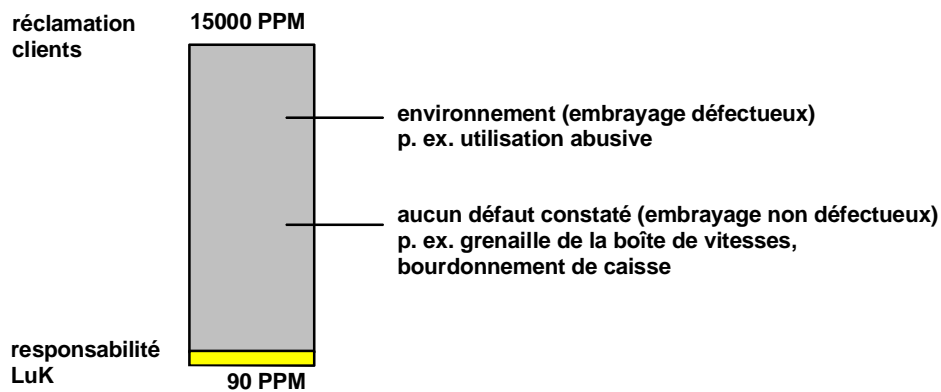


Figure 8a: Réclamations clients pour un véhicule à chaîne cinématique conventionnelle

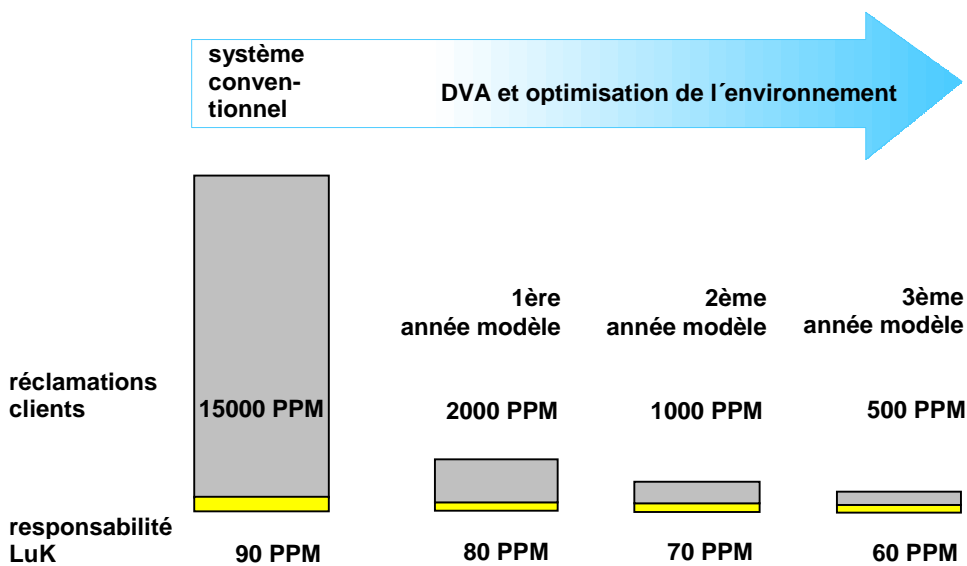


Figure 8b: Evolution des cas de réclamations après utilisation d'un DVA

L'équipement de véhicules d'un DVA permet de mettre fin à ces pratiques coûteuses (figure 8b). Les réclamations de ce type baissent tellement que les ateliers peuvent enfin s'occuper des cas où il y a un réel problème, et se concentrer sur sa résolution.

Certains constructeurs tiennent compte de cette potentialité économique dans leur calcul de rentabilité pour décider du choix d'un double volant amortisseur.

Connaissances nouvelles

Le DVA est aujourd'hui un produit arrivé à maturité. Cependant, il existe des voies d'améliorations et de développements.

Nous souhaitons ci-après en développer deux aspects.

Démarrage du moteur

Dès les débuts du développement du DVA, le passage de la résonance lors du démarrage moteur fut un problème fondamental. La bonne isolation des vibrations du DVA provient du fait que l'inertie secondaire importante déplace la fréquence de résonance au-dessous de celle du régime de ralenti.

A chaque démarrage moteur, cette résonance doit être franchie. En raison des masses importantes en présence, cela peut entraîner des couples élevés. C'est pourquoi lors du développement du DVA on s'est toujours évertué à réduire les amplitudes de résonance.

On sait que plus l'acyclisme du moteur est important, plus les amplitudes de résonances le sont. C'est pourquoi ce sont les moteurs diesel à quatre ou trois cylindres qui posent le plus de problèmes au DVA. Pour traiter ce problème, tous les moyens provoquant du frottement, tel que tiroir additionnel, frottement des ressorts en arc, frottement de base, sont bénéfiques. Cependant, comme ces amortissements réduisent également plus ou moins l'isolation, leur utilisation présente des limites.

L'amélioration du comportement au démarrage de nombreux moteurs modernes à régulation électronique nous est propice. En effet, on sait maintenant que le gradient de démarrage du moteur est un facteur essentiel déterminant la résonance. Si le passage de la résonance se produit rapidement, l'amplitude des mouvements entre les masses primaires et secondaires est d'autant plus réduite.

La figure 9 présente une simulation (régime en fonction du temps) d'un mauvais comportement au démarrage.

La situation est critique dans tous les cas où (comme le montre la figure 9), le moteur reste accroché dans la plage de résonance. C'est toujours le cas lorsque la puissance du moteur au régime de démarrage est tellement faible que toute son énergie est absorbée par le système vibrant. Cela s'appelle un „démarrage avorté“. Cet état doit absolument être évité pour les véhicules équipés d'un DVA. Les fortes amplitudes durant cette période peuvent être la cause de graves problèmes de tenue mécanique.

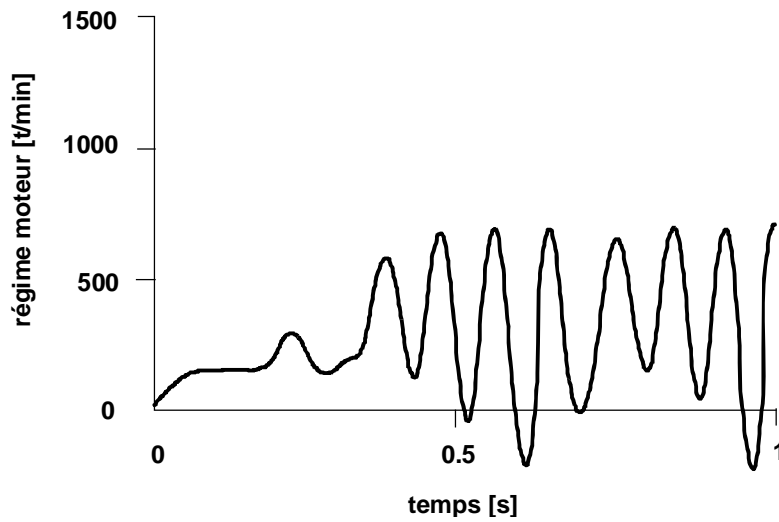


Figure 9: Mauvais comportement au démarrage (démarrage avorté)

Les figures 10 représentent des matrices des simulations de démarrage. En ordonnée sont présentés les couples de démarrage, en abscisse les amplitudes du couple.

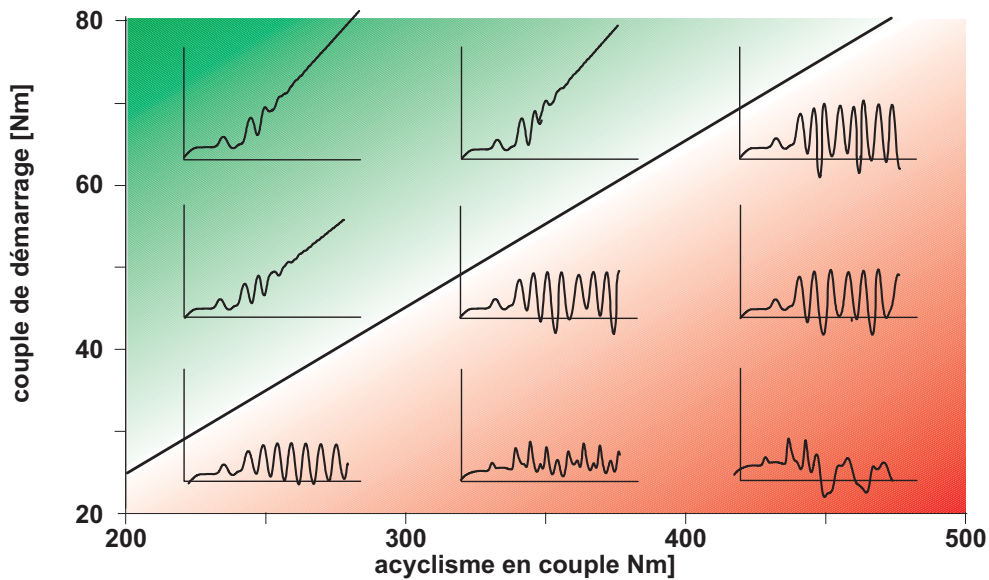


Figure 10a: Influence de l'amplitude de couple (acyclisme) et du couple de démarrage sur le comportement au démarrage

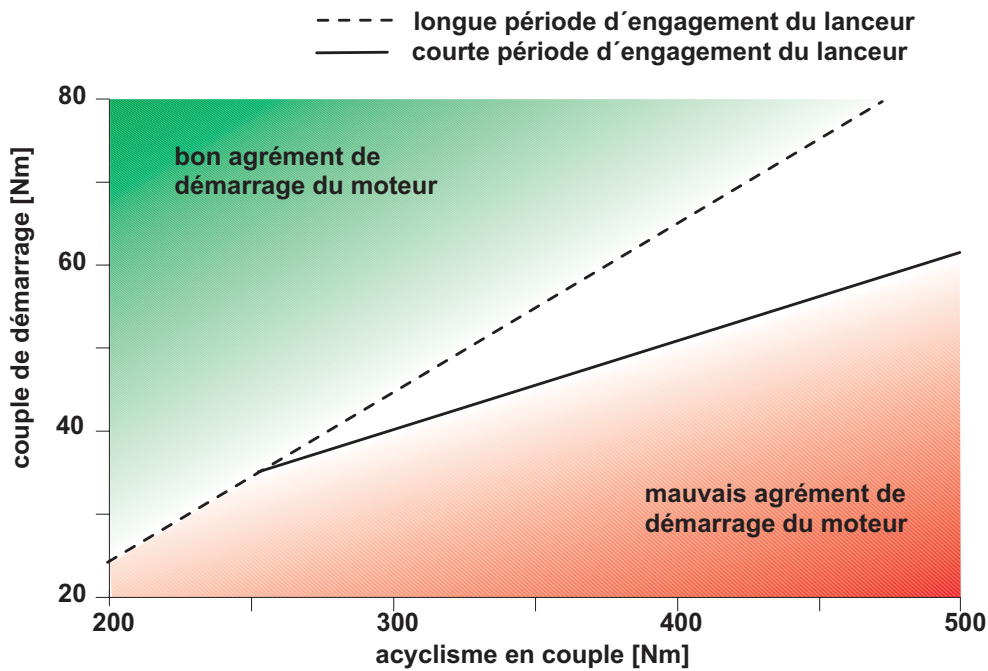


Figure 10b: Limites déterminant un bon comportement au démarrage (en haut à gauche), un mauvais comportement au démarrage (en bas à droite)

Cette matrice montre nettement que les moteurs à fort gradient de couple de démarrage n'ont aucun problème de démarrage, même s'ils sont fortement acycliques.

Entre les bons et les mauvais comportements au démarrage, on peut tirer une diagonale, qui est représentée sur la figure 10b. La plage des bons démarrages se situe au-dessus de cette diagonale.

Les bonnes conditions sont obtenues lorsque le lanceur du démarreur reste enclenché au-delà du régime de résonance. La limite entre bon et mauvais comportement au démarrage se déplace vers le bas, en direction des couples de démarrage faibles. L'important moment d'inertie du lanceur ramené au vilebrequin réduit l'acyclisme du moteur.

Les moteurs modernes présentent souvent un couple de démarrage compris entre 70 et 80 Nm, alors qu'auparavant, ce couple était seulement de 40 Nm. C'est pourquoi les DVA fonctionnent sans problème même sur de nombreux moteurs à trois cylindres, bien qu'ils soient plus critiques en acyclisme.

Le comportement au démarrage peut être amélioré par les mesures décrites en figure 11.

- **Fort couple de démarrage**
- **Lanceur enclenché durant tout le passage de la résonance**
- **Régime de démarrage élevé**
- **Amortissement de la résonance dans le système**
- **Forte inertie primaire**
- **Petite inertie secondaire**
- **Faible raideur**

Figure 11: Mesures visant à l'amélioration du comportement de démarrage

Dans les premières années du développement du DVA, le souci principal était la forte sollicitation sur les composants dans la plage de résonance. Comme les composants (p. ex. les flasques) étaient fortement surdimensionnés par rapport à ceux d'une friction conventionnelle, on ne détecta que relativement tardivement une autre cause au surcouple. Ce n'est qu'après avoir mieux compris le phénomène de formation des résonances et qu'après avoir utilisé des composants moins lourds pour raisons économiques, que l'on découvrit qu'une sollicitation brutale génère des surcouples tout aussi élevés que ceux apparaissant dans la zone de résonance.

Lors du réembrayage rapide, lorsque la vitesse différentielle entre moteur et arbre primaire de boîte de vitesses mécanique est grande, on constate une forte sollicitation dite impact. Ces réembrayages rapides se produisent lors des changements de vitesses très rapides en conduite sportive ainsi qu'en cas de fausse manœuvre lors du passage de vitesse, tel que dérapage du pied de la pédale d'embrayage.

La figure 12 montre les phases de ce qui se produit durant ce phénomène. Pour une représentation plus claire, les mouvements de rotation sont représentés sous forme linéaire.

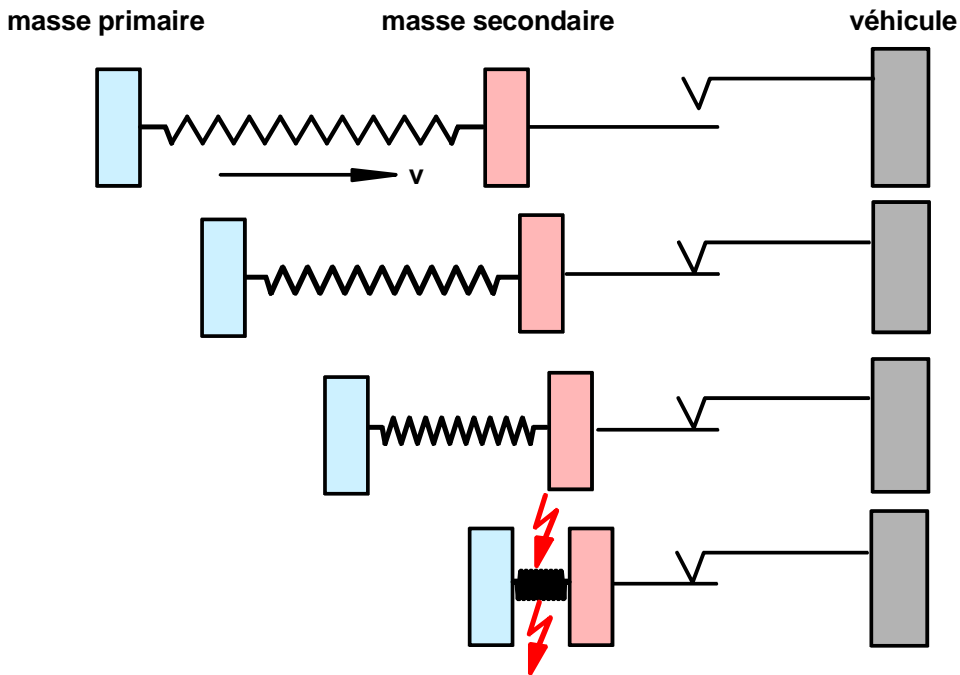


Figure 12: Sollicitation extrême d'impact au réembrayage rapide

Il est pris comme hypothèse que les deux masses d'inertie du DVA, qui sont accouplées entre elles par l'amortisseur de torsion de celui-ci, se déplacent à grande vitesse vers la droite, que la chaîne cinématique reste immobile et qu'il y a un réembrayage rapide. De ce fait, la masse d'inertie secondaire est rapidement freinée, tandis que la masse d'inertie primaire ne l'est que plus tardivement. Du fait de la faible raideur de l'amortisseur de torsion, il se produit un mouvement relatif entre les deux masses d'inertie qui peut être tel que les masses s'entrechoquent à grande vitesse. Cela peut produire des surcouples très élevés.

La figure 13 montre les couples apparaissant entre les deux masses d'inerties immédiatement après le réembrayage, pour un DVA à amortisseur de torsion idéal, à grand débattement angulaire. En fonction de la répartition des masses, ces couples peuvent atteindre le double du couple moteur.

Usuellement le couple d'arrêt des amortisseurs de torsion des DVA est fixé à $1.3 \times$ le couple moteur. A cette définition les spires sont jointives. Au dessus de ce couple apparaît un choc dont le couple peut atteindre 20 fois celui du moteur.

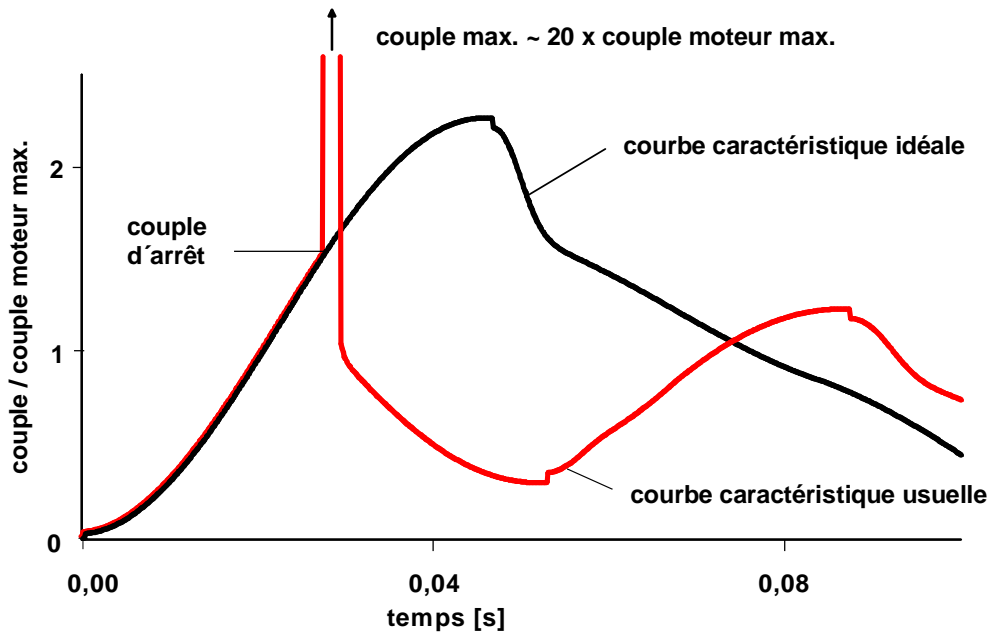


Figure 13: Evolution du couple entre masses d'inertie primaire et secondaire lors d'un réembrayage rapide dans le cas d'un DVA à grand débattement angulaire, et pour un DVA, caractéristique usuelle avec un couple d'arrêt équivalent à $1.3 \times$ le couple moteur.

La figure 14 montre l'influence du couple d'arrêt et du temps de réembrayage sur les couples de pointe. La durée de réembrayage est prise comme paramètre de variation. La figure montre que les couples de pointe sont étroitement dépendants de ce paramètre. En cas de réembrayage rapide lent, et/ou avec des couples d'arrêts élevés, les impacts sont pratiquement inexistantes. C'est pourquoi on propose d'augmenter la durée de réembrayage par une intervention sur la commande hydraulique en ajoutant par exemple un étrangleur dans le circuit hydraulique.

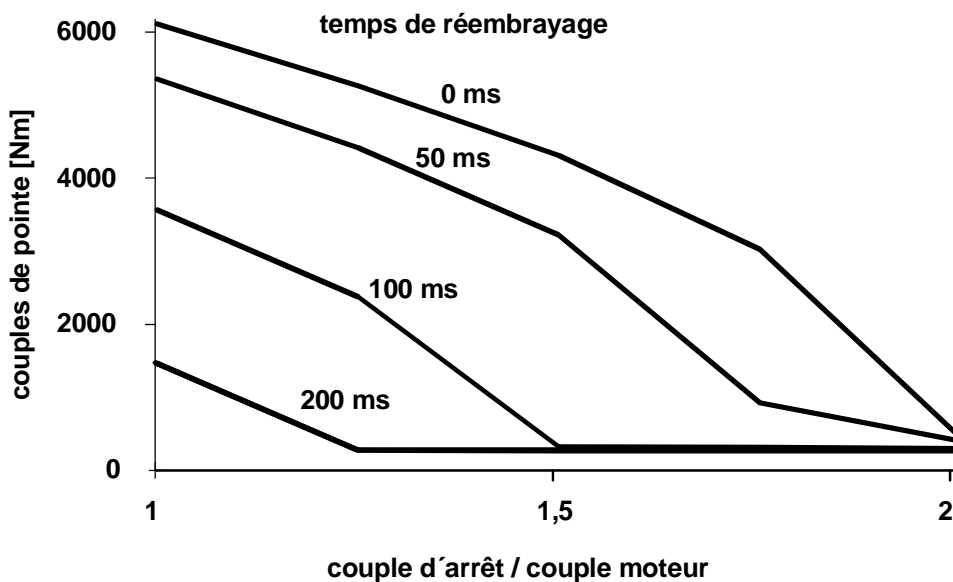


Figure 14: Influence du couple d'arrêt et du temps de réembrayage sur les couples de pointe

Le limiteur de couple „Peak Torque Limiter“ est parfaitement adapté à ce problème. Il agit comme une vanne d'étranglement unidirectionnelle et réduit considérablement les couples de pointe.

La figure 15 représente les temps usuels de réembrayage rapides. Avec des commandes mécaniques à bon rendement (particulièrement celles avec des pédales en plastique), des réembrayages rapides sont possibles. Celles avec des pédales en acier permettent de réduire sensiblement les couples de pointe. Ce sont les systèmes à commandes hydrauliques qui présentent les vitesses de réembrayage les plus favorables.

Dans les cas où ces couples de pointe ne peuvent pas être limités par la durée de réembrayage, il faut prendre d'autres mesures. La figure 16 résume les mesures connues. La solution qui s'est par exemple révélée extrêmement efficace est le limiteur de couple intégré au DVA.

	Temps [ms]
• Système de commande d'embrayage mécanique à pédale acier	15 – 20
• Système de commande d'embrayage mécanique à pédale plastique	3 – 7
• Système de commande d'embrayage hydraulique à température ambiante d'utilisation	30 – 70
• Système de commande d'embrayage hydraulique à froid	400 – 1000
• Système de commande d'embrayage hydraulique à température ambiante et amortissement	100 - 250

Figure 15: Durée typique de réembrayage pour des commandes de débrayage mécaniques et hydrauliques

- **Couple d'arrêt élevé**
- **Implantation d'un limiteur de couple (PTL) dans le système de commande**
- **Utilisation de caractéristiques à forte raideur (petit débattement)**
- **Utilisation de limiteur de couple intégré au DVA**
- **Réduction du couple d'embrayage**
- **Utilisation d'un embrayage piloté à la place d'un conventionnel**

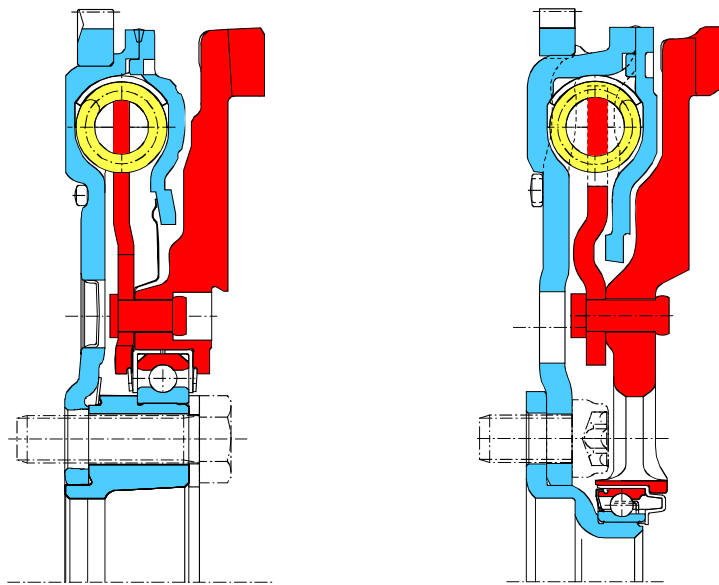
Figure 16: Mesures pour la réduction de couples de pointe au réembrayage rapide

Nouvelles générations

Au début de cet exposé nous avons précisé que le DVA apportait un agrément de confort. L'éventuel surcoût par rapport à un embrayage conventionnel est un frein à l'application du DVA aux véhicules de la gamme basse, car on ne tient pas compte de ces nombreux avantages. C'est pourquoi nous nous sommes fixé comme objectifs de développer un DVA plus économique.

Réduction générale des coûts

Outre l'amélioration des procédés d'emboutissage pour les pièces en tôle, sur lesquelles il n'existe pratiquement plus d'opérations d'usinage, c'est grâce à l'utilisation plus intense du calcul par éléments finis et l'utilisation de matériaux plus appropriés, que nous avons réalisé des gains de productivité supplémentaires.



DVA de série

DVA, version économique

Figure 17: Version économique du double volant amortisseur avec petit roulement

L'introduction du petit roulement à billes qui a entretemps fait ses preuves pour la série, représenta une étape difficile (figure 17). La position des vis de vilebrequin implique la position du roulement (soit à l'extérieur, soit à

l'intérieur des vis); cela interdit toute taille intermédiaire de roulement. Le choix de passer au petit roulement fut difficile pour de nombreux clients.

On développa chez certains clients pour des applications en diverses motorisations des systèmes modulaires n'entraînant que de petites adaptations de composants de DVA, tels que ressorts en arc ou tiroir d'hystérésis modifiés. Les pièces embouties nécessitant un outillage coûteux restaient pratiquement inchangées.

Le développement de telles solutions implique un bon partenariat entre le fournisseur et les constructeurs automobiles, car il implique des standardisations de certains éléments comme par exemple l'emplacement de la couronne dentée ou du capteur AEI.

Le palier lisse

L'utilisation d'un palier lisse pourrait entraîner une réduction supplémentaire des coûts (figure 18). Pour cela, il nous semble indispensable d'implanter ce palier lisse à l'intérieur des vis de fixation du vilebrequin. Lors du débrayage, le palier lisse doit absorber la totalité de la force de débrayage. Un grand rayon d'action entraînerait un trop grand couple de frottement, qui serait néfaste à l'isolation des vibrations. C'est pourquoi selon LuK, le palier lisse doit absolument être placé sur le plus petit diamètre possible.

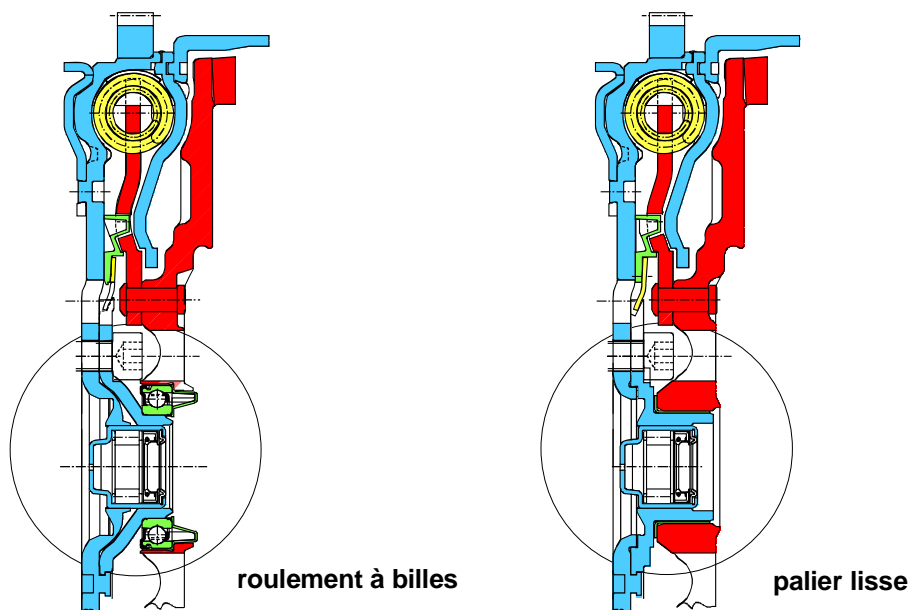


Figure 18: DVA à palier lisse

Les essais menés jusqu'à présent avec différentes versions de paliers lisses sont très prometteurs pour des durées de vie prévisionnelles à priori satisfaisantes.

DVA à amortisseur sec

Au début de la mise au point du double volant amortisseur, on a essayé d'implanter un amortisseur de torsion identique à celui des frictions d'embrayage.

Du fait de son principe, l'amortisseur du DVA est soumis à des débattements angulaires plus importants. Comme l'angle relatif de débattement des ressorts est plus important que sur une friction conventionnelle, le frottement en est d'autant plus important, c'est ce qui a entraîné une usure importante des guides de ressorts en arc. Ce problème nous a conduit à l'utilisation d'amortisseurs graissés.

En raison des coûts découlant de cette solution (graisse, étanchéisation, etc.) LuK réengage le développement visant à mettre au point un amortisseur sec pour DVA.

Certes nous ne pouvons pas encore affirmer avec certitude que ce type d'amortisseur présente une durée de vie satisfaisante. Cependant, nous avons des raisons de croire que nos chances sont meilleures qu'en 1985: LuK dispose aujourd'hui de meilleurs moyens d'analyses et de connaissances techniques pour être en mesure de traiter les problèmes liés à l'usure des ressorts.

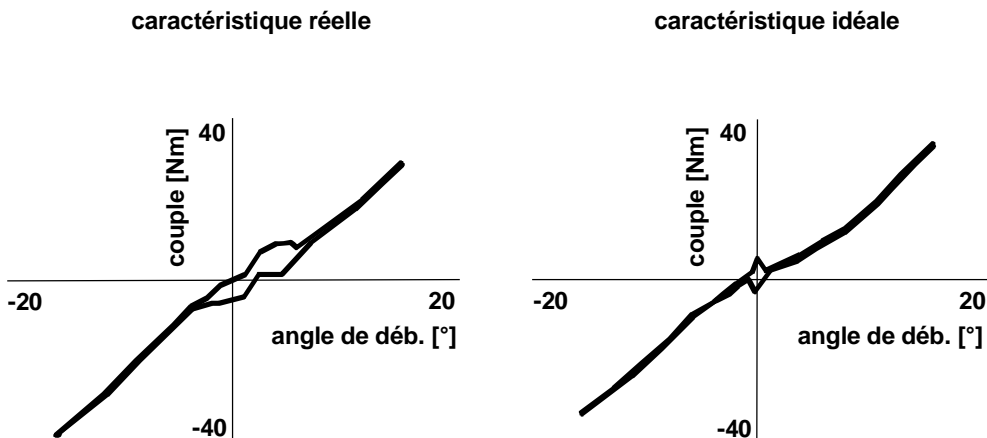


Figure 19: Boucles d'hystérésis lors des variations de couple

En incluant toutes les solutions amenant une économie, notamment le palier lisse, on obtient un DVA, tel qu'il est illustré en figure 20. Les ressorts placés à l'intérieur ne permettent certes plus une courbe caractéristique à raideur aussi faible qu'avec des ressorts en arc, mais cependant suffisante pour assurer une bonne isolation des vibrations de torsion, des moteurs à essence à quatre et six cylindres. La raideur obtensible avec cette configuration de ressorts ne permet pas de traiter les moteurs diesel quatre cylindres. Pour ces motorisations, l'emploi du DVA sec ne semble pas applicable sous cette forme.

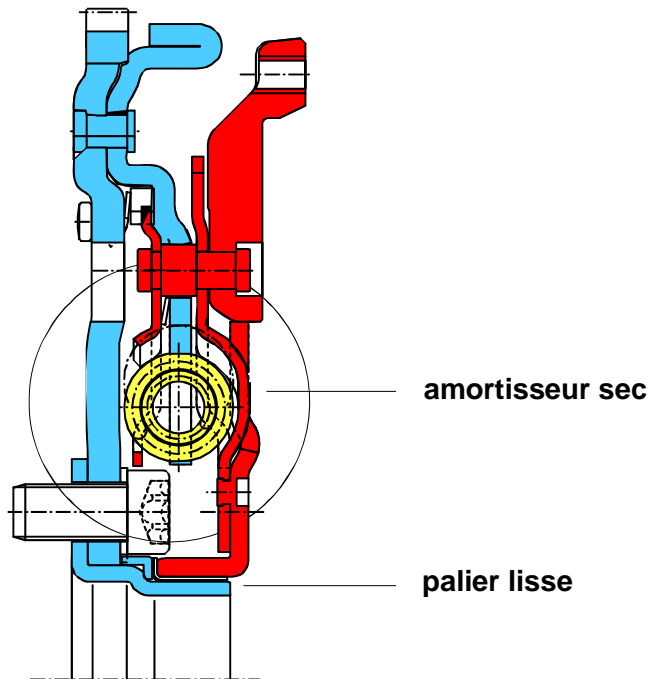


Figure 20: DVA avec amortisseur non graissé

Solutions alternatives à l'isolation des vibrations de torsion dans la chaîne cinématique

Bien évidemment nous sommes constamment à la recherche de solutions alternatives au DVA.

Une solution consiste à utiliser le glissement comme moyen de filtration. Ce moyen, comme le montre figure 21, ne permet pas d'atteindre le degré de filtration du DVA. On en réfère dans l'exposé sur la boîte de vitesses robotisée [6].

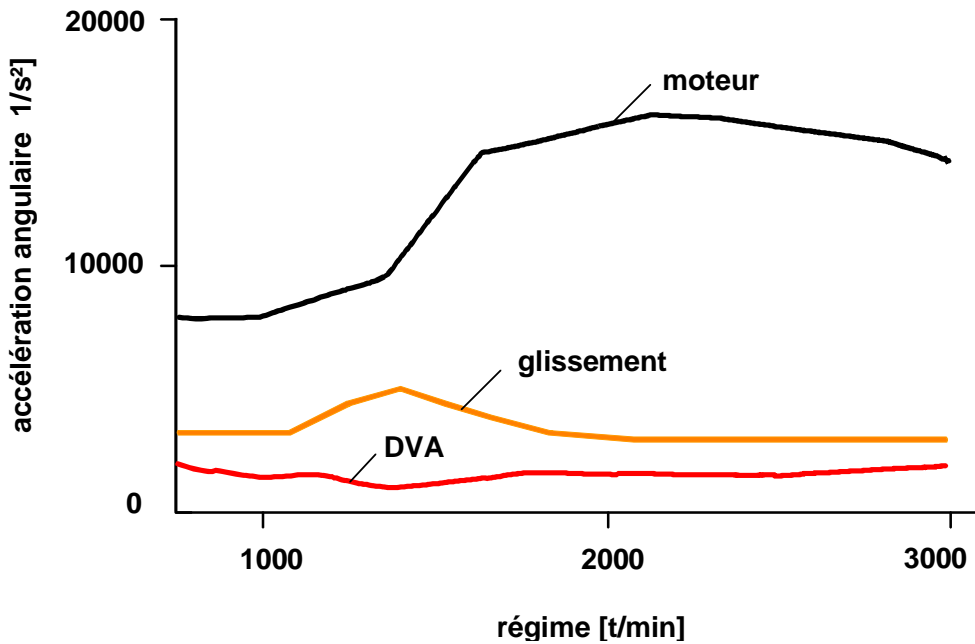


Figure 21: Isolation d'un DVA par rapport système à embrayage piloté

Il existe un autre moyen apparemment très intéressant qui a fait l'objet de plusieurs articles dans la presse populaire.

Il s'agit de réduire l'amplitude des variations de couple au travers d'un système électrique adéquat. Cela semble de prime à bord une solution normale, si, pour d'autres raisons, on utilise un alerno-démarrreur. Ces produits actuellement en développement dans différentes sociétés assurent la fonction démarreur et alternateur et sont implantés à la place du volant moteur (voir figure 22). Un tel système électrique pourrait stocker l'énergie générée après l'explosion et la restituer en phase de compression. Les acyclismes en couple pourraient donc théoriquement être lissés.

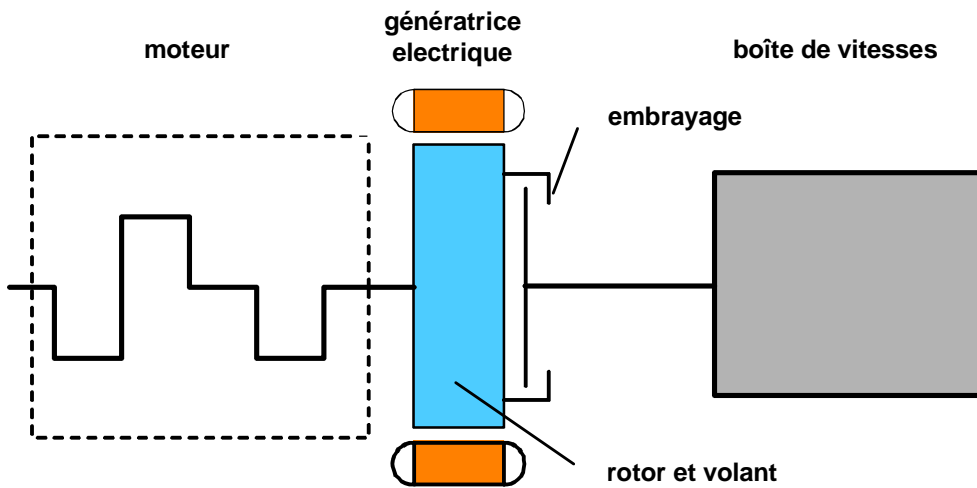


Figure 22: Schéma de principe de la génératrice électrique

La figure 23 montre le profil du couple en fonction du débattement angulaire du vilebrequin pour 1500 t/min. et un demi tour moteur.

La distribution des surfaces par rapport au couple moyen correspond à la répartition énergétique.

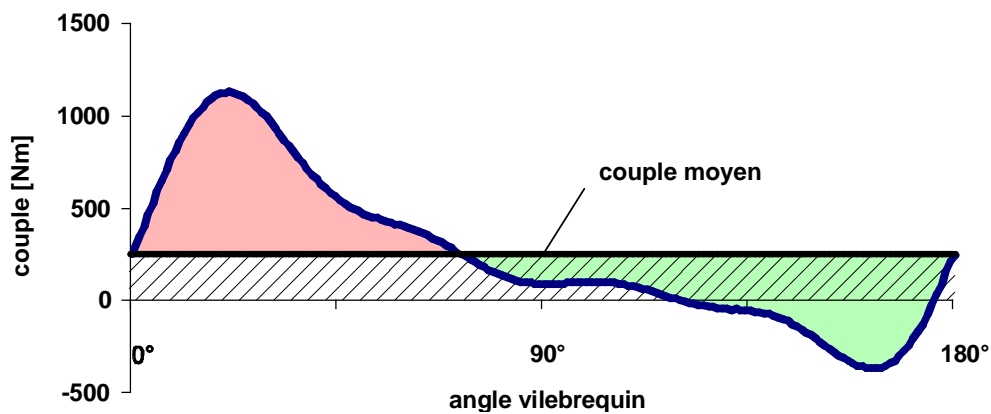


Figure 23: Profil du couple en fonction du débattement angulaire du vilebrequin

La surface en rouge représente l'énergie générée lors des surcoups. Cette énergie doit être stockée un court instant, par exemple dans un condensateur. Lors de la phase de compression, cette énergie est restituée par le système électrique (surface en vert).

Pour juger des niveaux d'énergie en jeux, nous avons également représenté l'énergie moyenne dissipée par le moteur (surface hachurée en noir).

Le comparatif des grandeurs montre:

Les énergies électriques perpétuellement commutées sont du même ordre que l'énergie moyenne du moteur thermique.

En d'autres termes, ce système électrique génère en permanence quelques 10 KW stockés dans un condensateur, puis restitué au même système qui agit comme un moteur électrique. Même en considérant pour chacune de ces étapes un rendement théorique de 98 %, le rendement global ne peut excéder 88 %. Ceci signifie qu'environ 12 % de l'énergie électrique transportée est dissipée thermiquement. Cela représente une perte inutile de quelques KW au moteur thermique.

Mais en considérant qu'il est inutile d'avoir une compensation parfaite des acyclismes de couple, le bilan énergétique d'un tel système électrique, par exemple appliqué à un moteur diesel, serait extrêmement défavorable.

Comme le montre la figure 24, la régulation active des acyclismes en couple par un système électrique entraîne toujours d'importantes pertes électriques.

véhicule	amplitude des variations de couple [Nm]	
	ralenti	tirage 1500 t/min
4 cylindres diesel	300	700
6 cylindres diesel	280	700
4 cylindres essence	35	290
6 cylindres essence	35	300

Figure 24: Amplitudes usuelles de couples au vilebrequin

Comparativement le DVA livre de meilleurs résultats. Compte tenu du débattement angulaire et des frottements induits, le DVA dissipe également de l'énergie. Pour l'exemple particulièrement défavorable d'un moteur quatre cylindres diesel à 1500 t/min., l'énergie dissipée est d'environ 50 W, soit environ 100 fois moins que pour le système électrique précédemment décrit.

Par conséquent, LuK pense que l'application d'un alerno-démarrreur nécessitera toujours un système mécanique amortisseur de torsion.

Résumé

Le double volant amortisseur s'est en grande partie imposé en Europe sur les véhicules de la classe supérieure, et il est en passe de pénétrer le marché des véhicules de la classe moyenne. Les premiers développements sur les petits moteurs de cylindrée inférieure à 1,6 litres laissent penser que dans quelques années, le double volant amortisseur prendra sa place également sur ces véhicules.

L'isolation vibratoire que procure le double volant amortisseur reste inégalée. En plus des avantages bien connus portant sur l'élimination des bruits de boîte de vitesses et des bourdonnements de caisse, il en existe d'autres méconnus dans le passé.

La suppression par filtrage des variations instantanées de couple permet d'envisager une réduction des sollicitations de la boîte de vitesses, notamment pour les moteurs diesel. Les sollicitations vibratoires de torsion et de flexion du vilebrequin sont atténuées, ce qui permet d'envisager une nouvelle conception du vilebrequin. Cependant, il faut noter une augmentation des acyclismes moteur du fait de la réduction des inerties primaires.

L'élimination de la grenaille de la boîte de vitesses permet d'éviter de nombreuses réclamations des clients qui redoutent un endommagement de leur boîte de vitesses et exigent son coûteux remplacement pendant la période de garantie.

L'application du DVA favorise le roulage à bas régime et donc une réduction de la consommation et des émissions polluantes.

Le coût de l'application d'un DVA optimisé reste supérieur à un système conventionnel. Mais pour de nombreux cas, et du fait de ces avantages annexes, il devient compétitif.

Pour élargir son champs d'application, LuK travaille à la réduction de son coût. Dans cet esprit, il est envisagé de remplacer le roulement par un palier lisse. Par ailleurs nous travaillons au développement d'un DVA sans graisse, dont l'application reste à ce jour limitée à des motorisations peu critiques.

Documentation

- [1] Reik, W.; Albers A.; Schnurr M. u.a.:
Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, LuK-Kolloquium 1990

- [2] Albers, A.:
Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation – Optimierung der
Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen, Antriebstechnisches Kolloquium
1991, Verlag TÜV-Rheinland, 1991.
- [3] Reik, W.:
Schwingungsverhalten eines PKW-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad, VDI-
Bericht 697, S. 173 – 194.
- [4] Albers, A.:
Fortschritte beim ZMS – Geräuschkomfort für moderne Fahrzeuge, LuK-Kolloquium
1994
- [5] Albers, A.:
Selbsteinstellende Kupplung und Zweimassenschwungrad zur Verbesserung des
Antriebsstrangkomforts, VDI-Bericht 1175 von 1995, Seite 153
- [6] Fischer, R.:
Automatisierung von Schaltgetrieben, LuK-Kolloquium 1998
- [7] Bartsch, C.:
Von separaten Aggregaten zum Schwungradgenerator, Antriebstechnik 37 (1998)
Nr. 1, Seite 48
- [8] Lothar Kuhn.:
Auf der Überholspur, Artikel in Wirtschaftswoche Nr. 4, 15.01.1998