

Relation entre débit massique et couple d'entraînement d'un disque de distributeur d'engrais : modélisation et confrontations expérimentales

Sylvain Villette ^a, Emmanuel Piron ^b, Frédéric Cointault ^a et Philippe Sarrazin ^a

En agriculture, la fertilité des sols est en grande partie assurée ou maintenue par les apports réguliers d'engrais minéraux. Les efforts réalisés pour déterminer au mieux la dose à apporter ne peuvent être complètement valorisés que si l'opération d'épandage est de bonne qualité. Par exemple, les surdosages localisés induisent (notamment dans le cas de l'azote) un risque pour le développement de la culture ainsi qu'un risque de pollution diffuse. Actuellement, la grande majorité – 90 % – des distributeurs d'engrais minéraux sont du type centrifuge à disque. De conception simple, robustes, peu coûteux, ces appareils sont très répandus en France et en Europe. Ils doivent néanmoins s'adapter aujourd'hui aux besoins d'une agriculture de précision répondant aux contraintes économiques et environnementales des exploitations. Ainsi, afin de prendre en compte la variabilité intra-parcellaire, les distributeurs doivent être capables de moduler spatialement la dose d'engrais apportée tout en assurant une bonne répartition au sol.

Après un bref rappel du principe de fonctionnement des distributeurs centrifuges d'engrais et de leurs évolutions, nous expliquerons pourquoi nous avons été conduits à étudier la relation entre le débit massique et le couple d'entraînement d'un disque de distributeur d'engrais. Nous présenterons successivement le principe et le développement théorique de notre démarche, la maquette expérimentale réalisée, le protocole appliqué, les résultats obtenus et les perspectives d'utilisation du modèle.

Les distributeurs centrifuges et l'estimation de leur débit massique

Dans un premier temps munis de systèmes d'alimentation simples, non réglables en cours de travail, les distributeurs ont progressivement été dotés de dispositifs permettant la variation en cours de travail de la section d'alimentation du disque. Il s'agit d'un système de trappe à section d'ouverture réglable qui permet l'alimentation en engrais d'un ou de plusieurs disques entraînés en rotation qui dispersent le produit au sol (figure 1, page 74). Le respect de la dose d'engrais à appliquer à l'hectare malgré les variations de vitesse de déplacement lors de l'épandage ont alors pu être prises en compte grâce à des mécanismes d'asservissement de l'ouverture de ces trappes en fonction de la vitesse d'avancement. Les variations de densité des différents engrais utilisés, les variations de coulabilité et les effets de voûte en fond de trémie constituaient des obstacles au contrôle du débit massique par ce type de procédé. Aussi, à partir de 1995, les équipementiers ont tout d'abord développé une technique pour estimer le débit massique : la pesée globale en continu de la trémie ou de l'appareil complet (figure 2, page 75 en bas) par des capteurs dont les informations étaient transmises à un ordinateur qui intégrait la largeur d'épandage et la vitesse d'avancement (système DPA : débit proportionnel à l'avancement). Ce principe de pesée globale est simple mais présente une sensibilité aux accélérations dynamiques (secousses, vibrations...). Il nécessite des dispositifs de filtrage pouvant induire des temps de réaction un peu longs.

Les contacts

a. ENESAD, 26, Bd du Docteur Petitjean, BP 87999,

21079 Dijon Cedex
b. Cemagref, UR Technologies, systèmes d'information et procédés pour l'agriculture et l'agroalimentaire, Domaine des Palaquins, 03150 Montoldre

Plus récemment est apparue une autre technique d'estimation du débit par mesure du couple d'entraînement du disque d'épandage (figure 2, en haut). L'estimation du débit massique à partir de la valeur du couple d'entraînement du disque d'épandage présente *a priori* une plus grande insensibilité aux accélérations dynamiques. Il est donc parfaitement adapté à la régulation instantanée du débit en boucle fermée. Son installation sur un distributeur est de plus facilement réalisable, sans bâti intermédiaire, sur un appareil neuf ou en seconde monte, et pour un coût réduit. Cela dit, la relation couple-débit devait être mieux connue et définie par une approche théorique et expérimentale de nature à permettre d'apprécier la robustesse du concept, en vue d'une valorisation plus large sur de nombreuses machines d'épandage, tout en répondant aux préoccupations économiques et environnementales : maîtrise des intrants et réductions des pollutions. Tels sont les objectifs des travaux présentés ici.

Principe utilisé et développement théorique

S'il est connu qu'une corrélation existe entre le débit massique d'engrais et le couple d'entraînement du disque alimenté, peu de fondements théoriques concernant cette relation existaient

avant notre étude pour relier ces deux grandeurs. L'objectif de notre travail était donc de développer une modélisation théorique de cette relation où les paramètres d'influences sont multiples (angle tronconique du disque, degré d'inclinaison des pales, caractéristiques physiques variées des engrais, etc.). Une étude expérimentale menée grâce à une maquette développée pour l'occasion valide cette modélisation théorique.

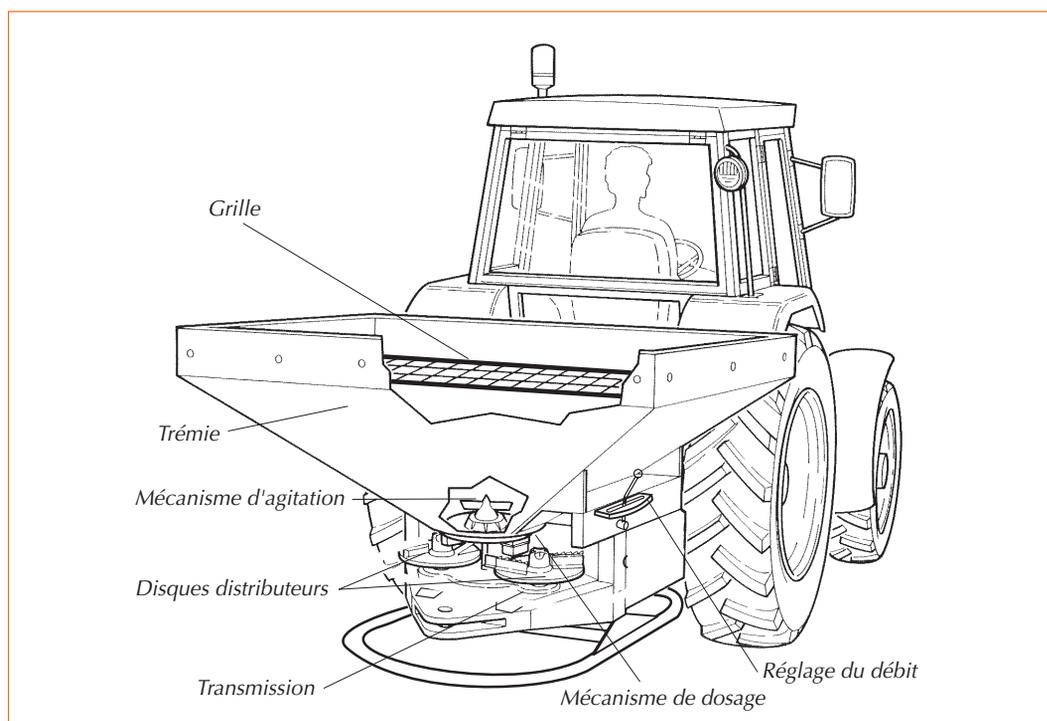
Pourquoi s'intéresser au couple d'entraînement du disque

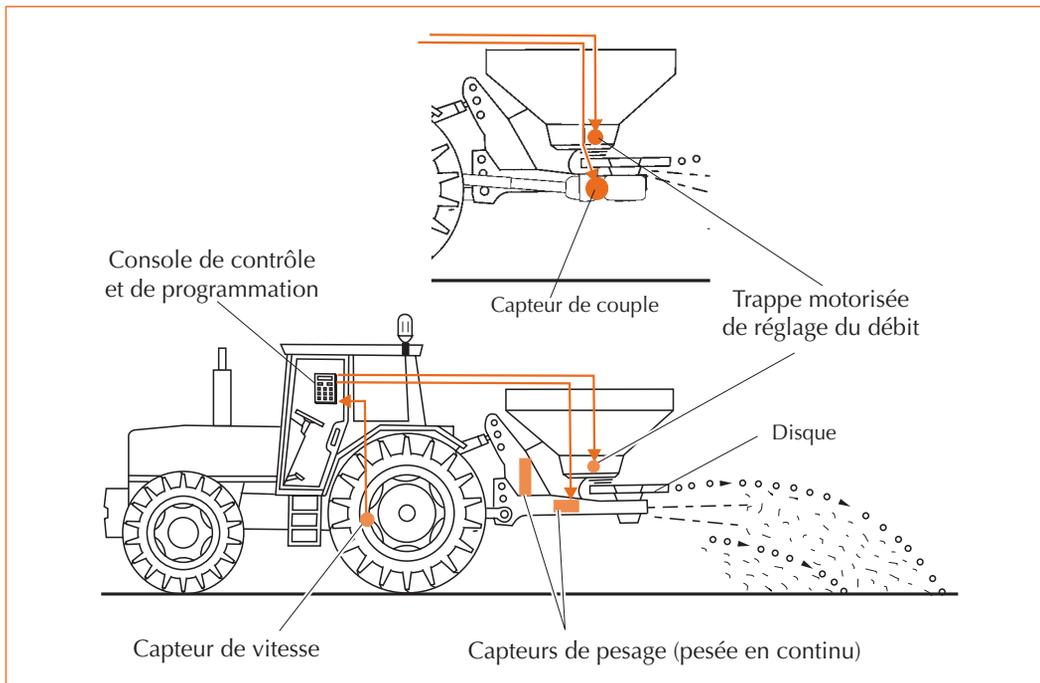
Le principe de l'épandage centrifuge est de fournir aux grains d'engrais une énergie cinétique au moyen de pales fixées sur un disque. Les grains subissent une accélération sur la pale et quittent celle-ci avec une vitesse qui dépend notamment du régime de rotation du disque et du rayon des pales.

La distance de projection des grains est fonction de la vitesse acquise à l'éjection (moment où le granulé quitte la pale) et des paramètres intervenant pendant le vol du granulé : masse volumique, forme des grains, coefficient de traînée, vent...

La bonne répartition de l'engrais au sol est quant à elle conditionnée par la maîtrise des

► Figure 1 – Vue d'ensemble d'un distributeur centrifuge d'engrais.





◀ Figure 2 – Principe de régulation de débit d'un distributeur centrifuge d'engrais par pesée en continu (en bas) et principe de régulation de débit d'un distributeur centrifuge par mesure du couple d'entraînement du disque d'épandage (en haut).

paramètres d'éjection, l'homogénéité des grains d'engrais et l'absence de perturbation durant le vol balistique.

L'énergie fournie à l'engrais par les pales se traduit par l'existence d'un couple résistant au niveau de l'entraînement du disque. La valeur de ce couple dépend notamment de la masse d'engrais mise en mouvement par les pales et devrait donc constituer un estimateur du débit massique épandu.

Le couple d'entraînement du disque (C_e) correspond en fait à la somme de deux composantes :

$$C_e = C_v + C \quad (1)$$

Le couple à vide (C_v) est dû aux frottements mécaniques du système d'entraînement et à la résistance que l'air oppose au mouvement des pales. Cette composante est fonction du dispositif d'entraînement, de la vitesse de rotation et des caractéristiques du disque (longueur des pales notamment).

La seconde composante (C) correspond à la résistance qu'exerce l'engrais sur les pales lors de son accélération et varie donc en fonction du débit massique.

Modélisation théorique

Pour les configurations combinant disque plat ou tronconique et pale droite radiale ou inclinée,

nous avons établi les relations qui lient le couple C au débit massique D (encadré 1, pages 76-77).

Pour ces différents cas, une expression commune peut être obtenue : $C = a \cdot \omega \cdot D$, dans laquelle ω est la vitesse de rotation du disque et a est un coefficient qui tient compte des paramètres mécaniques du disque muni de ses pales, et des paramètres physiques de l'engrais épandu.

Ainsi, pour un disque plat à pales radiales, le coefficient est $a = r_{ej}^2 - r_0^2$, où r_{ej} est le rayon de la pale et r_0 le rayon initial du mouvement sur la pale.

Pour un disque tronconique à pales inclinées, le coefficient a vaut :

$$a = \cos \Omega \cdot [\cos \Omega \cdot (x p_{ej}^2 - x p_0^2) - r p \cdot (x p_{ej} - K) \cdot (\delta - \mu \cdot \cos \Omega)],$$

$$\text{où } K = \frac{\mu \cdot g \cdot \cos \Omega + g \cdot \sin \Omega - \mu \cdot r p \cdot \dot{\theta}^2}{\omega^2 \cdot \cos \Omega \cdot (\cos \Omega - \mu \cdot \sin \Omega)} \quad (2)$$

$$\text{et } \delta = \sqrt{\cos^2 \Omega \cdot (\mu^2 + 1) - \mu \cdot \sin \Omega \cdot \cos \Omega} \cdot$$

Les caractéristiques des différents termes et facteurs de ces équations sont explicitées dans l'encadré intitulé « Le déroulement de la modélisation » pages 76-77.

Encadré 1

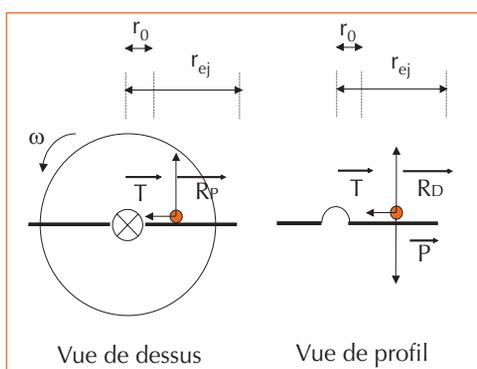
Le déroulement de la modélisation

La modélisation a d'abord été réalisée en considérant le cas simple d'un disque plat à pales radiales. Il permet d'appréhender assez facilement le principe de la modélisation.

Le cas d'un disque plat à pales radiales

Dans un premier temps, nous considérons une seule particule qui au cours de sa mise en mouvement glisse le long de la pale (figure 3). Le glissement s'effectue de r_0 (distance entre l'axe de rotation et la position initiale sur la pale) à r_{ej} (rayon de la pale : distance entre l'axe de rotation et le point d'éjection). Ce glissement est caractérisé par un coefficient de frottement cinétique μ .

Les résultats obtenus sont ensuite extrapolés au flux de granulés.



▲ Figure 3 – Schéma d'un disque plat à pales radiales et représentation des forces s'exerçant sur un grain d'engrais.

Au cours du mouvement, la particule est soumise à son poids (P), aux frottements sur la pale (T), à la réaction du disque (R_D) et à la réaction de la pale (R_p).

Les pales ayant une forme en U, on entend par « réaction du disque » la réaction perpendiculaire au disque et par « réaction de la pale » la réaction perpendiculaire à la pale (orthogonale au rayon dans ce cas simple).

Le couple (C) dû à la présence d'un grain d'engrais sur la pale correspond au produit de la réaction de la pale (R_p) par la distance à l'axe de rotation (r) :

$$C = R_p \cdot r \quad (3)$$

En écrivant la relation fondamentale de la dynamique à partir du bilan des forces présenté précédemment, on montre que :

$$R_p = 2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{r} \quad (4)$$

Il s'agit de la force d'inertie de Coriolis.

Le paramètre ω correspond à la vitesse de rotation du disque, m correspond à la masse du grain considéré et $\dot{r} = \frac{dr}{dt}$ correspond à la vitesse linéaire de ce grain le long de la pale.

L'énergie (W) fournie au granulé pendant son glissement sur la pale entre sa position initiale (r_0 à l'instant t_0) et sa position au moment de l'éjection (r_{ej} à l'instant t_{ej}) correspond à l'intégration du produit couple par vitesse de rotation au cours du temps :

$$W = \int_{t_0}^{t_{ej}} C \cdot \omega \cdot dt = \int_{t_0}^{t_{ej}} 2 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \dot{r} \cdot dt = m \cdot \omega^2 \cdot (r_{ej}^2 - r_0^2) \quad (5)$$

L'énergie étant déterminée, on peut ensuite établir une relation entre le couple moyen (C_m) et le débit massique (D) du type :

$$C_m = \frac{W}{2\pi} = D \cdot \omega \cdot (r_{ej}^2 - r_0^2) \quad (6)$$

où C_m est le couple, D le débit massique, r_{ej} le rayon de la pale et r_0 le rayon initial du mouvement sur la pale.

Le cas d'un disque tronconique à pales inclinées

Le modèle envisagé précédemment est généralisé pour les disques tronconiques à pales inclinées. L'écriture des relations étant plus complexes, nous nous limiterons à l'explication de notre démarche et à l'expression du résultat auquel nous aboutissons.

L'inclinaison d'une pale est caractérisée par la distance « rp » qui sépare la droite portée par la pale de l'axe de rotation du disque (figure 4) et par l'angle Ω correspondant à l'inclinaison de la pale par rapport à l'horizontal.

Encadré 1 (suite)

Les forces auxquelles est soumis un grain d'engrais considéré seul sur une pale inclinée en rotation sont du même type que celles évoquées précédemment : poids (P), frottements (T) et forces de réaction (R_p et R_D).

L'équation du mouvement d'un grain le long de la pale est d'abord établie :

$$\ddot{x}_p + 2\mu\omega\cos\Omega\dot{x}_p - \omega^2\cos\Omega(\cos\Omega - \mu\sin\Omega)x_p = \mu r p \omega^2 - \mu g \cos\Omega - g \sin\Omega \quad (7)$$

Les variables x_p , \dot{x}_p et \ddot{x}_p correspondent respectivement à la position, à la vitesse et à l'accélération du granulé le long de la pale. Cette équation fait apparaître le coefficient de frottement cinétique μ .

Appliquée à des cas particuliers, cette équation correspond à celle établie par d'autres auteurs pour un disque tronconique à pales radiales (Colin, 1997) et un disque plat à pales radiales (Patterson et Reece, 1962).

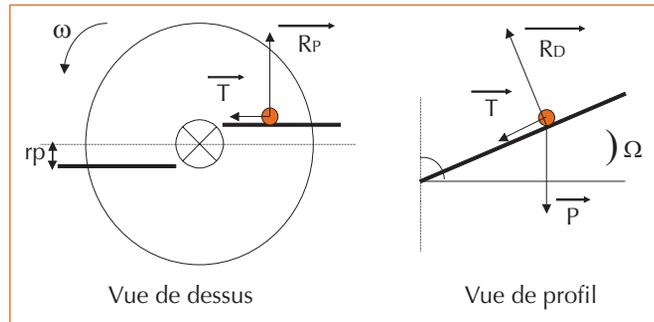
L'expression du couple est déduite :

$$C = D\omega\cos\Omega[\cos\Omega(xp_{ej}^2 - xp_0^2) - rp(xp_{ej} - K)(\delta - \mu\cos\Omega)] \quad (8)$$

Les constantes K et δ sont fonction de la vitesse de rotation, de la nature de l'engrais et de la configuration du disque :

$$K = \frac{\mu g \cos\Omega + g \sin\Omega - \mu r p \dot{\theta}^2}{\omega^2 \cos\Omega (\cos\Omega - \mu \sin\Omega)} \quad (9)$$

$$\delta = \sqrt{\cos^2\Omega (\mu^2 + 1) - \mu \sin\Omega \cos\Omega} \quad (10)$$



▲ Figure 4 – Schéma d'un disque tronconique à pales radiales et représentation des forces s'exerçant sur un grain d'engrais.

La maquette d'étude

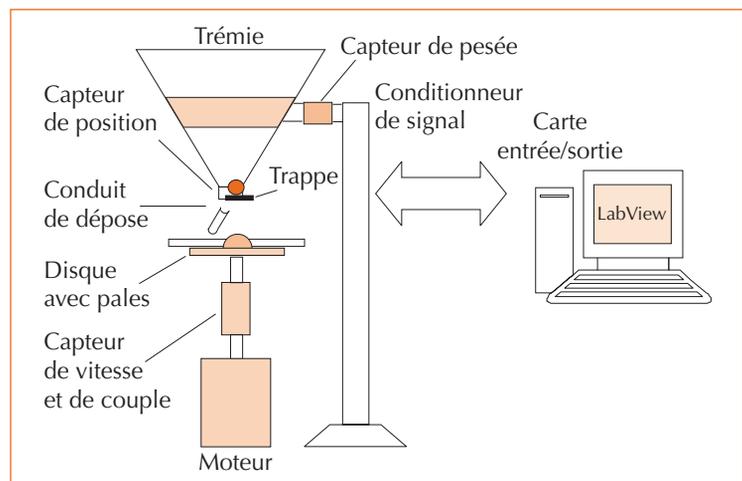
La maquette utilisée dans le cadre de cette étude (figure 5) a été réalisée pour tester de nouvelles méthodes de mesure de débit d'engrais (Sarrazin et al., 1998) et étudier le flux d'engrais à la sortie des pales par différentes techniques d'imagerie (Cointault, 2001).

Moins encombrante qu'un distributeur centrifuge classique, cette maquette permet de se placer dans des conditions d'épandage contrôlées et similaires à celles pratiquées en plein champ (pour le débit d'engrais et la vitesse de rotation du disque).

La maquette est constituée d'une trémie d'un volume utile de 60 l environ et fixée à un châssis par l'intermédiaire d'un capteur de pesée (capteur de référence pour le calcul du débit massique). Le fond de la trémie est équipé d'une trappe dont l'ouverture est commandée par un petit moteur électrique et contrôlée par un capteur de position.

La maquette comporte un seul disque d'épandage entraîné par un moteur électrique de 4 kW associé à un variateur de fréquence. Un capteur de couple et de vitesse est inséré entre le disque d'épandage et l'arbre moteur.

▼ Figure 5 – Schéma de la maquette d'étude.



Enfin un conduit de dépose réglable permet de modifier la position du point de chute de l'engrais sur le disque.

Les capteurs qui équipent le dispositif permettent d'obtenir en temps réel les informations relatives à la position d'ouverture de la trappe, à la vitesse de rotation du disque, au couple d'entraînement et au poids de la trémie. La fréquence d'acquisition est de 1 Hz pour la vitesse de rotation et de 20 Hz pour les autres capteurs.

Le dispositif d'enregistrement est une carte d'acquisition analogique numérique sur ordinateur géré par le logiciel LabView.

Lorsque la trappe s'ouvre, l'engrais s'écoule par le fond de trémie puis transite par le conduit de dépose. Il est ensuite entraîné par les pales du disque puis projeté. Le dispositif ne comporte pas d'agitateur pour réguler le flux. Les expérimentations ont été réalisées dans le hall d'essais du Cemagref de Montoldre.

Le protocole expérimental

L'objectif des essais est de caractériser l'influence de différents facteurs sur la relation liant le couple d'entraînement du disque au débit massique d'engrais épandu.

Les paramètres testés avec un disque plat à pales radiales sont :

- la nature de l'engrais. Trois types d'engrais ont été utilisés (ammonitrate, chlorure de potassium et engrais complet 17-17-17) ;

- la vitesse de rotation du disque. Les régimes utilisés sont 600, 700, 800 et 900 tr/mn ;

- la longueur des pales. Les rayons des pales rectilignes montées sur les disques sont de 225, 275 et 325 mm ;

- la position du conduit de dépose. Le centre du conduit est placé à des distances (r_g) de 49, 64 et 71 mm par rapport à l'axe de rotation du disque.

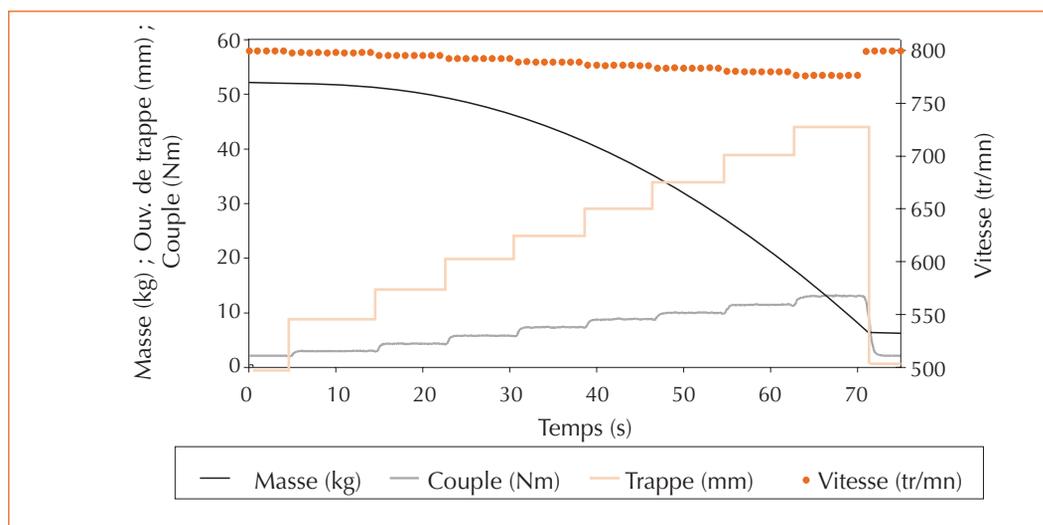
Des essais complémentaires ont ensuite été réalisés pour d'autres configurations de disques : disque plat à pales inclinées, disque tronconique à pales radiales et disques tronconiques à pales inclinées.

Avant chaque nouvel essai, la trémie est remplie d'environ 50 kg d'engrais. Sa vidange est ensuite réalisée avec des valeurs d'ouverture croissantes de la trappe. Chaque ouverture de trappe est maintenue pendant 10 secondes. Les ouvertures pratiquées permettent de faire varier le débit de 0 à 1,5 kg/s environ.

La figure 6 illustre l'évolution des différentes grandeurs mesurées au cours du temps pendant une vidange de trémie.

Les résultats sont ensuite traités au moyen d'un tableur. Pour chaque ouverture de trappe, une plage d'analyse est délimitée en dehors des périodes transitoires (régime non permanent lors du changement de débit). Sur chaque plage d'analyse ainsi définie, on détermine le débit massique de l'engrais, la valeur moyenne du couple d'entraînement et la valeur moyenne

► Figure 6 – Évolution des grandeurs mesurées au cours d'une vidange de trémie.



de la vitesse de rotation. Le débit massique est obtenu à partir de la régression linéaire du poids en fonction du temps.

Le couple d'entraînement ainsi enregistré est la somme du couple résistant de l'engrais sur la pale et du couple résistant lié au brassage de l'air par les pales ainsi qu'aux frottements dans les paliers. La valeur du couple à vide (C_v) a donc fait l'objet d'un étalonnage en fonction de la vitesse de rotation du disque. La valeur du couple à vide est ensuite retranchée de manière à ne considérer dans le couple que la composante due au débit d'engrais.

Résultats et discussion

L'objectif des essais est de comparer l'évolution du couple d'entraînement (corrige du couple à vide) à l'évolution du débit massique de l'engrais. L'étude théorique laissant prévoir une relation de la forme $C = a \cdot \omega \cdot D$ (11), l'analyse des données a en fait consisté à étudier le rapport du couple sur la vitesse de rotation (C/ω) en fonction du débit. Le coefficient liant ces deux grandeurs est noté α ($C/\omega = \alpha \cdot D$).

Pour chacun des essais nous avons vérifié l'existence d'une corrélation entre le débit massique et le rapport C/ω . La figure 7 donne un exemple de la relation obtenue.

Les régressions linéaires établies sur nos essais donnent toutes des coefficients de corrélation supérieurs à 0,99. L'erreur relative entre l'estimation du débit massique par la mesure du couple et la valeur réellement mesurée peut cependant être importante pour les faibles valeurs de débits. Dans ce cas, le débit réel présente de telles hété-

rogénéités qu'il est même difficile de considérer la valeur de débit issue de la pesée globale comme une valeur de référence.

L'influence des différents paramètres sur la pente de la droite reliant C/ω au débit massique est étudiée au travers du coefficient α , dans un premier temps pour un disque plat à pales radiales.

Cas du disque plat à pales radiales

INFLUENCE DE LA NATURE DE L'ENGRAIS

Nos essais ne nous ont pas permis de mettre en évidence une différence significative du coefficient α en fonction du type d'engrais.

La relation qui lie le couple au débit massique semble donc indépendante de la nature de l'engrais pour cette configuration de disque.

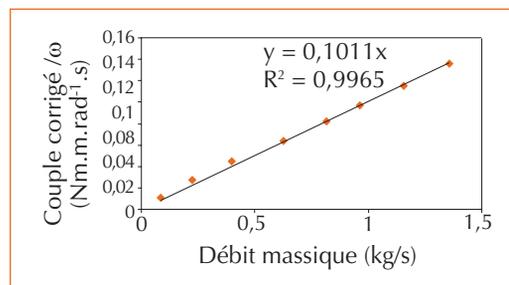
INFLUENCE DE LA POSITION DU CONDUIT DE DÉPOSE

Le coefficient α diminue en fonction de la distance (rg) séparant le conduit de dépose de l'axe de rotation du disque. Nos résultats laissent penser à une variation relativement linéaire de α en fonction du carré de cette distance (figure 8). Pour un même débit, le couple d'entraînement diminue linéairement en fonction du carré de la position de ce conduit.

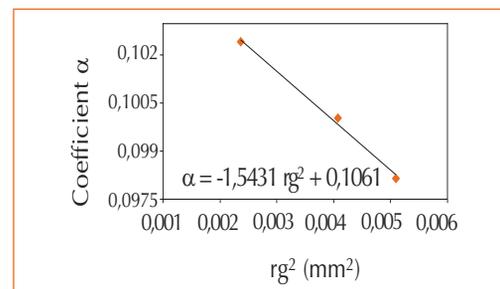
L'étude des autres paramètres a été réalisée avec une position du conduit de dépose fixé à 71 mm de l'axe.

INFLUENCE DU RAYON DE LA PALE

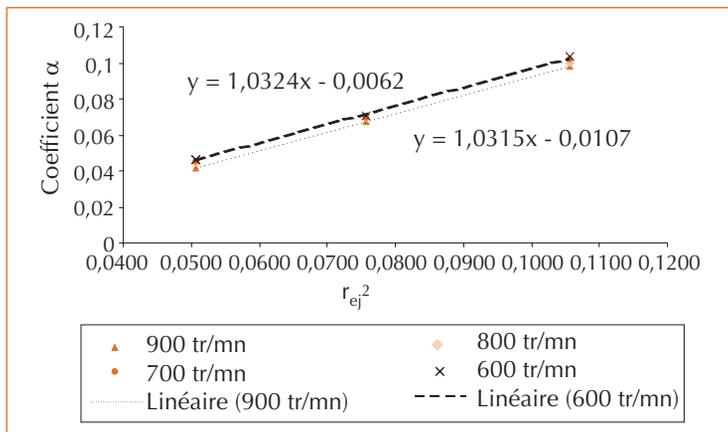
Les essais menés à différents régimes de rotation avec un disque plat à pales radiales mettent en évidence une augmentation du coefficient α lors-



▲ Figure 7 – Corrélation linéaire du couple en fonction du débit massique pour un essai réalisé à 800 tr/mn avec de l'ammonitrate sur un disque plat à pale radiale (position du conduit de dépose : 71 mm, longueur des pales : 325 mm).

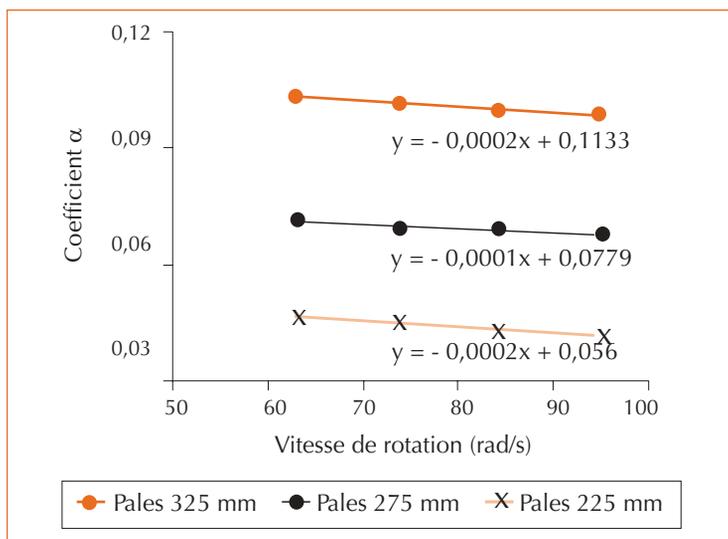


▲ Figure 8 – Évolution de α en fonction du carré de la distance séparant le conduit de dépose de l'axe de rotation du disque (essais réalisés avec une pale de 325 mm à 600 tr/mn et pour un engrais complet).



▲ Figure 9 – Évolution du coefficient α en fonction de r_{ej}^2 pour des essais réalisés avec de l'ammonitrate.

▼ Figure 10 – Évolution du coefficient α en fonction de la vitesse de rotation du disque pour des pales de différentes longueurs.



que le rayon de la pale augmente. La variation du coefficient α en fonction du carré du rayon de la pale (r_{ej}) semble relativement linéaire (figure 9).

Pour un même débit, le couple d'entraînement augmente donc linéairement en fonction du carré du rayon de la pale.

INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION

Quelle que soit la longueur de pale utilisée, nous constatons une diminution du coefficient α lorsque la vitesse de rotation augmente (figure 10). La décroissance du coefficient semble relativement linéaire.

Lorsque le débit d'engrais est constant, l'évolution du couple n'est donc pas directement proportionnelle à la vitesse de rotation du disque.

Cas du disque tronconique à pales inclinées

Des essais ont été réalisés dans des conditions similaires ($r_g = 0,071$ m et $\omega = 800$ tr/mn) avec un disque plat, un disque tronconique (7° d'inclinaison), des pales inclinées ($r_p = 50$ mm) et des pales radiales. Les valeurs déterminées expérimentalement sont mentionnées dans le tableau 1.

Les coefficients obtenus avec un disque tronconique et un disque plat ne semblent pas significativement différents. En revanche, le passage des pales radiales aux pales inclinées se traduit dans toutes les situations par une diminution du coefficient α .

Les essais réalisés avec des pales radiales ne permettent pas de mettre en évidence une variation en fonction de la nature de l'engrais. En revanche, dans le cas d'un disque équipé de pales inclinées, nous observons un coefficient plus important avec un engrais anguleux comme le chlorure de potas-

▼ Tableau 1 – Coefficients α obtenus pour différentes configurations de disques et de pales.

Type d'engrais	Coefficient α			
	Disque plat à pales radiales	Disque tronconique à pales radiales	Disque plat à pales inclinées	Disque tronconique à pales inclinées
Complet	0,0964	0,0965	0,0866	0,0857
Ammonitrate	0,0966	0,0957	0,0855	0,0855
KCl	0,0963	0,0967	0,0875	0,0876

sium qu'avec un produit comme l'ammonitrate ou l'engrais complet qui présentent des grains plus ou moins sphériques.

Pour les disques tronconiques à pales inclinées, nous avons obtenu (comme pour les disques plats à pales radiales) une diminution du coefficient α en fonction de la vitesse de rotation du disque. Nous avons également observé une décroissance de ce coefficient en fonction de la distance qui sépare le conduit de dépose de l'axe de rotation (rg).

Des essais complémentaires ont été réalisés avec des disques tronconiques à pales radiales de marque Amazone[®] et Sulky[®]. Les configurations mécaniques de ces disques combinent les paramètres élémentaires étudiés précédemment (angle tronconique du disque, inclinaison des pales, longueurs multiples des pales : échancrures de celles-ci...).

Les résultats d'analyses sont similaires à ceux précédemment décrits.

Confrontation des résultats expérimentaux aux modèles théoriques

Dans le cas d'un disque plat à pales radiales, le modèle établi conduit à identifier le coefficient directeur (α) des droites de régression obtenues expérimentalement avec le facteur $(r_{ej}^2 - r_0^2)$. Ce facteur est indépendant du coefficient de frottement μ , et ne varie donc pas en fonction de la nature de l'engrais. Ce terme traduit également la croissance linéaire de α en fonction du carré du rayon de la pale, ainsi que sa décroissance en fonction du carré de la distance conduit de dépose-axe de rotation (rg^2). En effet, la position initiale (r_0) d'un grain sur la pale est une fonction croissante de la position (rg) de ce conduit.

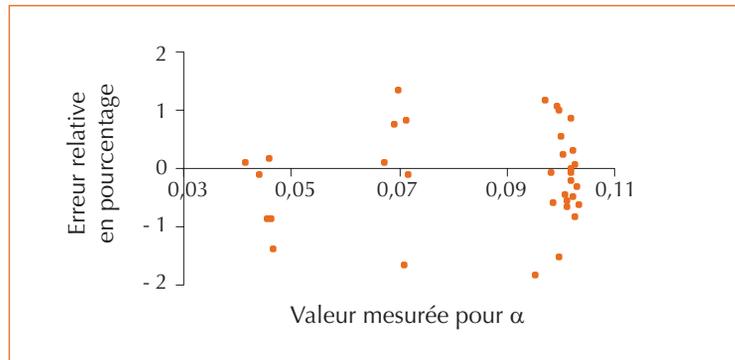
L'ensemble de ces constats est en accord avec les résultats expérimentaux.

Nous pensons que la position initiale du glissement du granulé sur la pale est également une fonction croissante de la vitesse de rotation du disque, pouvant être établie expérimentalement.

À titre d'exemple, la confrontation des résultats issus des essais avec ceux de l'estimation théorique du couple conduit à proposer le modèle suivant :

$$C = \alpha \cdot D \cdot \omega = 1,03 \cdot (r_{ej}^2 - r_0^2) \cdot D \cdot \omega \quad (12)$$

$$\text{avec } r_0 = rg + 7,78 \cdot 10^{-10} \cdot \omega^{3,84}.$$



L'erreur relative entre valeur mesurée et valeur calculée au moyen de ce modèle est représentée sur la figure 11 dans le cas d'essais où varie la vitesse (600, 700, 800 et 900 tr.min⁻¹), le rayon de la pale (325, 275 et 225 mm) et la nature de l'engrais (ammonitrate et KCl). Les erreurs relatives sont inférieures à 2 %.

▲ Figure 11 – Erreur relative commise en utilisant le modèle établi pour estimer le coefficient α .

Pour les autres configurations de disques et de pales, l'étude théorique conduit à identifier le coefficient directeur (α) des droites de régression avec le facteur a issu de l'équation 8 :

$$-a = \cos^2 \Omega \cdot (xp_{ej}^2 - xp_0^2) = (r_{ej}^2 - r_0^2) \quad (13)$$

pour un disque tronconique à pale radiales,

$$-a = [(xp_{ej}^2 - xp_0^2) - rp \cdot (xp_{ej} - \frac{\mu \cdot g}{\omega^2} + \mu \cdot rp)] \cdot (\sqrt{\mu^2 + 1} - \mu) \quad (14)$$

pour un disque plat à pales inclinées,

$$-a = \cos \Omega \cdot [\cos \Omega \cdot (xp_{ej}^2 - xp_0^2) - rp \cdot (xp_{ej} - K) \cdot (\delta - \mu \cdot \cos \Omega)] \quad (15)$$

pour un disque tronconique à pales inclinées.

Le modèle théorique est identique dans le cas d'un disque plat et d'un disque tronconique lorsque les pales sont radiales. Cette remarque est conforme aux observations expérimentales qui soulignaient la similitude des valeurs de couple mesurées dans ces deux situations.

Lorsque les pales sont inclinées, les modèles font intervenir un coefficient de frottement. Ce coefficient (μ) varie avec la nature de l'engrais. Son estimation n'est pas aisée, elle varie en fonction des auteurs : 0,26 pour l'ammonitrate ; 0,32 pour l'engrais complet ; 0,56 pour KCl (Cointault, 2001) ; 0,12 pour l'ammonitrate ; 0,39 pour KCl (Colin, 1997).

Les valeurs obtenues à partir de la modélisation théorique dans le cas de disques munis de pales inclinées sont données dans le tableau 2 ($rg = 71$ mm, $rej = 325$ mm, $\omega = 83,8$ rad/s,

Coefficient de frottement	Coefficient α	
	Disque plat à pales inclinées	Disque tronconique à pales inclinées
$\mu = 0,2$	0,0870	0,086
$\mu = 0,4$	0,0891	0,088

▲ Tableau 2 – Coefficients α calculés par application du modèle théorique dans le cas de pales inclinées pour différents coefficients de frottement.

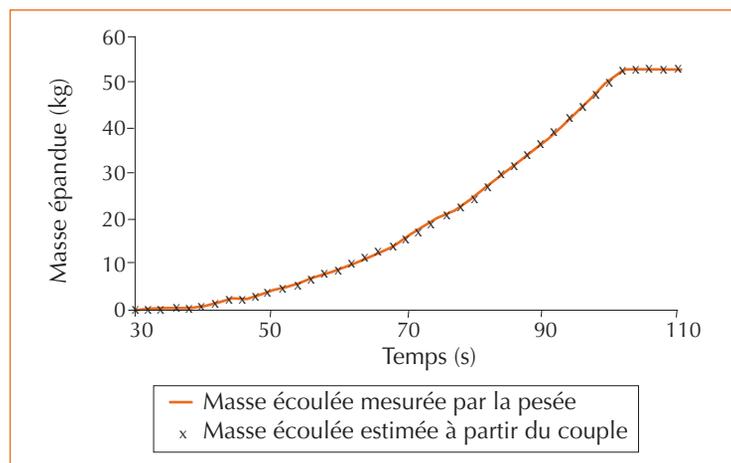
$\Omega = 7$). Elles sont à comparer avec celles obtenues expérimentalement et indiquées dans le tableau 1.

Les valeurs calculées sont relativement proches des valeurs mesurées, notamment pour le disque tronconique à pales inclinées.

Tout comme dans le cas des disques plats à pales radiales, des coefficients de pondération pourraient être envisagés, de manière à prendre en compte les évolutions constatées expérimentalement en fonction de la vitesse et de la position du conduit de dépose. Des essais complémentaires sont nécessaires pour le calcul de ces coefficients.

Utilisation du modèle

La vérification expérimentale de la validité du modèle a nécessité la réalisation de paliers de débit durant les différentes vidanges de trémies



▲ Figure 12 – Évolution comparée de la masse écoulee estimée et mesurée en fonction du temps (les données ont été ré-échantillonnées pour la lisibilité du graphique).

(figure 6, page 80). En effet, le débit de référence étant calculé par la régression linéaire de la masse de la trémie en fonction du temps, une durée minimale de débit stable est nécessaire pour garantir une valeur fiable. Les plages d'étude sur lesquelles sont calculés les débits, le couple et la vitesse de rotation ont par ailleurs été déterminées, de manière à s'affranchir des périodes transitoires durant lesquelles le débit n'est pas stable. Cette méthode nous a permis d'établir la validité de l'estimation du débit massique d'un flux de particules d'engrais par mesure du couple d'entraînement du disque destiné à le projeter. L'utilisation du modèle doit permettre de calculer les quantités cumulées épandues au cours du temps : le débit est alors calculé pour chaque nouvelle valeur de couple mesurée (tous les $1/20^e$ de seconde ici), on en déduit donc la masse écoulee dans l'intervalle de temps. Il est alors possible de tracer l'évolution de la masse cumulée qui s'est écoulee de la trémie en fonction du temps et de la comparer à celle obtenue par la pesée. L'intérêt de cette méthode est la possibilité de comparer une valeur calculée selon le modèle à une valeur mesurée très fiable : la pesée à poste fixe sur la maquette.

Cette vérification expérimentale a été réalisée avec différents engrais, différentes configurations géométriques de disques et de pales, pour une vitesse de rotation de 800 tr.mn^{-1} .

La figure 12 présente l'un des résultats obtenus.

L'ensemble des essais traités selon ce principe (30 vidanges complètes avec croisement des différents paramètres) montre la validité de l'évaluation réalisée. L'erreur finale entre la quantité vidangée calculée grâce au modèle et celle mesurée grâce à la pesée varie dans un intervalle de $\pm 2\%$ de la masse mesurée. On peut très difficilement espérer atteindre une telle précision par l'estimation du débit à partir d'une pesée globale sur un épandeur en cours de travail avec un temps d'intégration de $1/20^e$ de seconde.

Conclusion

La modélisation physique – reliant couple d'entraînement d'un disque et débit massique pour un distributeur d'engrais centrifuge – que nous avons développée tient compte des principaux paramètres d'influence. Elle prend en effet en compte les facteurs mécaniques tels que forme tronconique du disque, inclinaison et longueurs des pales, vitesse de rotation du disque et rayon

de dépose de l'engrais sur celui-ci. Elle considère également le coefficient de frottement de l'engrais sur la pale, qui change d'un engrais à l'autre.

Nous avons synthétisé l'action de l'ensemble des paramètres précités sous la forme d'un coefficient unique (a), permettant d'aboutir à une relation linéaire entre couple d'entraînement (C) du disque et débit massique d'alimentation (D) : $C = a \cdot \omega \cdot D$.

Ce coefficient est essentiellement fonction des caractéristiques mécaniques du disque. Dans le cas des plateaux tronconiques, il varie également en fonction de l'engrais, mais cette influence est faible. En effet, dans le cas le plus complexe de disque d'épandage, celui-ci est tronconique et muni de pales d'inclinaisons et de longueurs différentes ; l'influence du coefficient de frottement de l'engrais sur la pale n'est dans ce cas de figure pas nulle. Cependant, une estimation, même imparfaite, de ce coefficient de frottement n'entraîne pas une erreur importante sur l'estimation du débit massique.

Les nombreuses confrontations expérimentales réalisées confirment les influences des différents paramètres pré-cités, et valident notre modèle avec une bonne précision. Il serait cependant nécessaire de vérifier la précision obtenue pour des faibles valeurs de débit et pour des régimes de rotation différents de 800 tr/mn.

La valorisation d'un tel dispositif est donc envisageable sur un distributeur d'engrais étant donné sa bonne précision et surtout son très faible temps de réaction lors des changements de débit (inférieur à la demi-seconde). Cette caractéristique rend le dispositif « temps réel », ce qui est primordial dans le cadre de la modulation de dose, pour laquelle la rétroaction en boucle fermée est nécessaire. Le dispositif est de plus aisément paramétrable par la simple entrée des paramètres mécaniques des disques employés et du type d'engrais utilisé. Les développements restant à réaliser concernent la validation de cette modélisation en conditions réelles d'utilisation sur le terrain.

En formulant de manière analytique la relation entre le couple résistant et le débit massique, notre étude a permis d'identifier les paramètres d'influences et de hiérarchiser leur impact. L'estimation de cette relation directement à partir des caractéristiques dimensionnelles d'un disque permet d'envisager une mise en œuvre rationnelle des dispositifs de mesure de couple en limitant le nombre d'essais nécessaires à leur étalonnage.

Cette approche devrait donc faciliter l'adaptation de ce principe de mesure à de nombreux distributeurs contribuant ainsi à l'amélioration de la qualité des épandages. □

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier D. Mercey, J.-C. Megnien et M. Rousselet pour leur participation à la mise en œuvre de la maquette et des essais et aux réflexions méthodologiques lors du projet.

Résumé

L'objectif de ce travail est de montrer que le couple d'entraînement du disque d'un distributeur centrifuge constitue un moyen pertinent pour estimer le débit massique de l'engrais en fonction des paramètres caractéristiques du mouvement de l'engrais sur le disque. Notre étude a porté sur la caractérisation et la modélisation du couple résistant qu'exerce l'engrais sur les pales en fonction de la position du conduit de dépose de l'engrais, de la vitesse de rotation du disque, de la nature de l'engrais, de la forme du disque, de la longueur et de l'inclinaison des pales.

La confrontation des valeurs calculées avec celles obtenues expérimentalement permet de valider le modèle proposé. Utilisé sur des distributeurs d'engrais, ce principe d'estimation du débit massique est une alternative à la pesée globale de la trémie. Il présente de multiples intérêts techniques (sensibilité moindre aux accélérations, individualisation de la mesure de débit massique par disque...). Dans le cadre de l'agriculture de précision et de la modulation des doses, l'utilisation de ce système permet d'envisager un asservissement « temps réel » efficace pour la gestion du débit d'engrais.

Abstract

The aim of this work is to show that the driving torque of the spreading disc on a centrifugal broadcaster can be used as a fertiliser mass flow estimator. This flow estimation depends on physical properties of fertiliser and motion parameters on the spinning disc. Our study deals with the characterisation and the simulation of the resisting torque exerted by the fertiliser on the vanes. Several parameters are taken into account : location of the feeding point, speed of rotation, fertiliser features, disc shape, length and pitch angle of the vanes.

Our model is validated by comparing calculated and measured values. Used on centrifugal spreaders, this mass flow estimation method can replace hopper weighing devices with some technical advantages (lower sensibility to accelerations, mass flow control on each spinning disc,...). As part of precision farming and site specific fertilisation, the use of the previous method allows efficient real-time servo control system for the management of the fertiliser flow.

Bibliographie

SARRAZIN, P. ; ROUSSELET, M. ; MEGNIEN, J.-C., 1998, *Rapport d'expériences : corrélation couple-débit des distributeurs centrifuges d'engrais*, Cemagref de Montoldre.

COINTAULT, F., 2001, *Automatisation de la mesure du débit d'engrais et trajectographie des granulés d'engrais par imagerie rapide : application à la fertilisation raisonnée dans le contexte de l'agriculture de précision*, thèse, université de Bourgogne, 212 p.

COLIN, A, 1997, *Étude du procédé d'épandage centrifuge d'engrais minéraux*, thèse, université technologique de Compiègne, p 207.

PATTERSON, D.-E. ; REECE, A.-R., 1962, The theory of centrifugal distributor I: Motion on the disc, near centre feed, *J. Agric. Engng. Res.*, vol. 7, n° 3, p. 232-240.