



**HAL**  
open science

# Modélisation et optimisation énergétique des organes d'un semoir pneumatique

Andrii Yatskul

► **To cite this version:**

Andrii Yatskul. Modélisation et optimisation énergétique des organes d'un semoir pneumatique. Sciences du Vivant [q-bio]. Université de Bourgogne, 2016. Français. NNT: . tel-02801482

**HAL Id: tel-02801482**

**<https://hal.inrae.fr/tel-02801482>**

Submitted on 5 Jun 2020

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# THÈSE

présentée pour l'obtention du titre de  
**Docteur de l'Université de Bourgogne**  
en Sciences de la Vie

par :

**Andrii YATSKUL**

**Modélisation et optimisation énergétique  
des organes d'un semoir pneumatique**

Soutenue le 04 Mai 2016 devant le Jury composé de :

Rapporteur :	Pr. Pedro AGUADO	Université de Léon
Rapporteur :	Pr. Frédéric LEBEAU	Gembloux Agro-Bio Tech
Directeur :	Dr. Frédéric COINTAULT	MCF-HDR, UMR Agroécologie
Co-directeur :	Dr. Jean-Pierre LEMIERE	MCF, UMR PAM

*A mes parents et ma famille,*

*A Marion,*

*A tous mes amis,*

*A ma patrie Ukrainienne,*

*A ma patrie Française.*

## Remerciements

---

Je souhaite tout d'abord remercier Jean-Luc COLLIN le directeur technique du groupe KUHN ainsi que mon tuteur Philippe POTIER, responsable de l'équipe sol-semis au bureau d'études. Ils m'ont en effet permis d'intégrer l'équipe du service Recherches et Développement Kuhn, ont favorisé l'avancement des travaux et ont contribué aux besoins matériels de mon projet.

Je voudrais également vivement remercier l'ensemble de cette équipe et notamment Laurent VIRIAT, Stéphane RENAULT, Michel KIRCH, Michel SEEMANN, Jean-Charles AUDIGIE, Olivier CONSTANT pour le partage de leur expérience et leur soutien au quotidien, mes voisins-collègues Christophe ANDRES et Nicolas KAISER pour la patience qu'ils ont montrée en répondant à toutes mes questions durant ma thèse.

Je remercie aussi les membres du Service essais Kuhn : Olivier STUTZMANN, Jean-Pierre FRITSCH, Patrick SPEICH, Daniel SANDNER et du Service électronique : Christian ADLER, Sylvain CITERNE, Paul PARAGE et Maxime SCHWEYER ayant favorisé la réalisation des bancs d'essais et de la fourniture nécessaire aux expérimentations. Mes remerciements vont en particulier à Ludovic LESIEUR et Pascal ANTONI, pour leur support permanent pendant les tests sur le terrain.

Je suis très reconnaissant envers les nombreux autres collaborateurs de l'entreprise et les partenaires que j'ai rencontrés, pour leur volonté de répondre à toutes mes questions sur le sujet et l'ambiance amicale dans l'entreprise. Parmi eux : Peter GOODGE et Leigh POULSON-HAYNES pour leur support sur les questions marketing et surtout leur support en rédaction des textes en anglais

Je remercie fortement mes tuteurs scientifiques au sein d'Agrosup Dijon, Jean-Pierre LEMIERE, Frédéric COINTAULT, Paul MOLIN, et Christophe DEBAIN du côté de l'IRSTEA Clermont-Ferrand qui répondaient à mes questions. Il sera difficile de ne pas mentionner les efforts de Jean-Pierre LEMIERE en particulier, pour le travail et les échanges téléphoniques permanents, parfois les weekends et tard le soir pour faire avancer nos publications et notre projet.

Un grand merci à Marion et Nathalie DELAME pour l'apport inestimable lié à la rédaction de mes textes en français.

Et finalement, j'exprime ma sincère gratitude à mes parents et mes amis, et particulièrement à Marion, Alex, Dmitry, Victor, Emmanuel, Nicolas, Véronique, Artur pour leur soutien moral à certaines périodes dès le début de mes études en France.

## Résumé

---

Dans le contexte du développement d'une agriculture durable, il est nécessaire d'optimiser le coût énergétique des opérations agricoles tout en garantissant des temps de travaux courts ainsi que la qualité des opérations réalisées. Cette question concerne en particulier l'opération du semis qui est déterminante pour la qualité de la future récolte. Les semoirs de grande capacité et à haute productivité conçus aujourd'hui se doivent d'être compatibles avec cet ensemble de contraintes. L'enjeu essentiel de cette thèse est donc d'élaborer une méthodologie innovante et utilisant des outils de modélisation dans le but de réduire la consommation énergétique des matériels de semis. En suivant cette logique, nous avons étudié quatre aspects clef de la conception des semoirs pneumatiques : la manœuvrabilité des semoirs poly-articulés, l'établissement des conditions du transport pneumatique des semences et des engrais, l'optimisation des systèmes de répartition des semences ou des engrais, et enfin les aspects énergétiques du mode d'introduction des semences dans le circuit pneumatique. Chaque modélisation a été précédée par une phase expérimentale de détermination des phénomènes majoritaires influençant le processus étudié. Ensuite une modélisation du processus étudié, basée sur la simulation des effets du phénomène majoritaire identifié a pu être mise en œuvre et des conclusions, appuyées par des essais expérimentaux, proposées quant à la conception des semoirs pneumatiques. L'étude de la manœuvrabilité des ensembles poly articulés a démontré qu'il était possible de proposer et de tester un modèle explicatif de prédiction de trajectoires adapté aux engins agricoles. Cette approche ouvre la voie à l'optimisation et à de nouvelles méthodes d'automatisation de manœuvres complexes, notamment des demi-tours en bout de champ. Il est par ailleurs possible de démontrer qu'une trémie en position arrière permet de réaligner plus rapidement la barre de semis après une manœuvre. L'étude des conditions du transport pneumatique a montré notamment que l'établissement de conditions de transport correctes au niveau des sorties de la tête de distribution conditionne l'ensemble de la conception du circuit de distribution de la matière. L'étude des systèmes de répartition des semences a permis d'expliquer l'origine des principaux défauts de répartition observés et notamment l'importance de l'adéquation entre le coude et la conduite verticale qui précède la tête de répartition des semences. Ces résultats ont ouvert la voie à l'étude de la mise en place de systèmes d'anticipation et de correction de ces défauts. Enfin l'étude comparée de deux systèmes d'introduction de la matière dans un circuit pneumatique a montré que du

point de vue énergétique les systèmes pressurisés sont plus intéressants que les systèmes injecteurs.

**Mots-clés:** semoir pneumatique ; répartition des semences ; manœuvrabilité ; semoirs poly-articulés ; conditions de transport pneumatique ; tête de distribution ; introduction de la matière dans un circuit pneumatique ; simulation ; optimisation énergétique ; capteurs.

## Abstract

---

In the context of sustainable farming, the optimization of the energy costs of agricultural operations allows shorter working times and high quality of the agricultural operations. This question relates particularly to the seeding. This operation one is decisive for the quality of the future harvest. The modern high capacity seed drills must be compatible with all the constraints. The main goal of this PhD thesis is thus to develop an innovative methodology, integrating the modeling tools, in order to reduce the energy consumption of the heavy seeding equipment. Thus, we explored four key aspects concerning air seed drill design: maneuverability of poly-articulated seed drills; establishment of the pneumatic conveying conditions of seeds and fertilizers; seed distribution accuracy optimization, and finally the energy aspects of the air stream loading systems. Each modeling was preceded by a preliminary experimental phase, defying the majority phenomena influencing the studied process. The modeling of the studied process and the conclusions (supported by experimental trials) have been proposed for the design of air seed drills. The study of maneuverability of poly-articulated agricultural machines showed that it was possible to get and test an explanatory model of trajectory prediction adapted for agricultural machines. This approach opens the way for optimization and automation of complex operations, including U-turns on headlands. We showed that a towed behind storage hopper (air-cart) allows faster realignment of the coulter bar after maneuvers. The study of pneumatic conveying conditions showed that the establishment of the correct conveying conditions in the outlets after the dispensing head defines the entire design of the distribution system. The study of seed distribution systems explains that the origin of the low distribution accuracy is caused in particular by the elbow and the vertical pipe before the dispensing head. These results open the way for the development of anticipation systems and correction of these defects. Finally the comparative study of two air-stream loading systems has showed that from the energy point of view the pressurized systems are more interesting than the injectors systems.

**Key-words:** pneumatic seed drill; air-seeder; distribution accuracy; maneuverability; poly-articulated seeders; pneumatic conveying conditions; divider head; air-stream loading; simulation ; energy optimization; sensors.

## Аннотация

---

В рамках концепции устойчивого развития, необходимо учитывать энергетический аспект, сохраняя при этом эффективность использования рабочего времени и качества выполнения сельскохозяйственных операций. Особенно, это касается операции посева, определяющей в наибольшей степени будущий урожай. Современные широкозахватные зерновые сеялки и посевные комплексы вписываются в рамки устойчивого сельского хозяйства. Главной целью данной диссертации является разработка действенной методики проектирования пневматических сеялок, применяя методы моделирования и оптимизации, с целью уменьшения энергопотребления. Таким образом, мы использовали причинно-следственный подход для энергетической оптимизации четырех определяющих параметров: маневренность многозвеньевых посевных машин, обоснования необходимых условий пневмотранспорта, оптимизация распределения посевного материала, и ввода материала в магистральный трубопровод. В дополнение, снижение энергопотребления не должно сказываться на качестве выполнения технологического процесса посева. Моделирование каждого процесса, является следствием длительной экспериментальной фазы, посвященной определению наиболее значимых факторов, для каждого отдельного явления. В результате моделирований, симуляций и анализа, были составлены практические рекомендации, для конструкторов пневматических сеялок. Изучение маневренных характеристик многозвеньевых агрегатов позволило предложить и испытать физическую модель, позволяющую предопределить траекторию движения каждого звена машинно-тракторного агрегата. Такой подход позволяет автоматизировать выполнение наиболее сложных маневров (например, разворотов в конце гона). Кроме всего было показано, что заднеприцепные бункера позволяют более быстрое выравнивание агрегата после разворота. Изучение условий пневмотранспорта, позволило установить оптимальные, с точки зрения энергосбережения, параметры пневмотранспорта на выходе из распределительной головки, что послужило исходными данными для расчета характеристик пневмотранспорта в целом. Исследование процесса распределения семян в распределительной головке вертикального типа, позволило определить причины неравномерного распределения семян между выходными трубопроводами, в частности влияние отвода и вертикального трубопровода. На основании полученных данных, было предложена

система устройств, позволяющих избежать возникновения завалов в системе, при минимальных энергопотерях. Сравнительные исследования двух систем ввода материала в магистральный трубопровод, позволили заключить, что питатели с наддувом являются менее энергоемкими по сравнению с питателями эжекторного типа.

**Ключевые слова:** пневматическая сеялка; посевной комплекс; распределение семян; маневренность; многозвеньевые посевные агрегаты; условия пневмотранспорта; распределительная головка; ввод материала; симуляция; энергетическая оптимизация; датчики.

# Sommaire

---

REMERCIEMENTS .....	3
RESUME .....	4
ABSTRACT.....	6
АННОТАЦИЯ .....	7
SOMMAIRE.....	9
LISTE DES FIGURES .....	13
LISTE DES TABLEAUX .....	18
INTRODUCTION .....	19
1. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE .....	22
1.1 Enjeu sociétal et économique .....	22
1.2 Exigences agro-techniques .....	23
1.2.1 Lit de semences .....	24
1.2.2 Période de semis .....	24
1.2.3 Répartition des semences sur la surface.....	24
1.2.4 Profondeur de semis .....	25
1.2.5 Influence de la détérioration des semences .....	25
1.2.6 Exigences pour l'apport des engrais minéraux .....	26
1.3 Techniques et développement des semoirs pneumatiques.....	27
1.3.1 Types de système de distribution .....	28
1.3.2 Types de barre de semis.....	32
1.3.3 Types d'élément de dosage.....	33
1.3.4 Mode d'entraînement de la soufflerie .....	33
1.3.5 Positionnement optimum de la trémie .....	34

1.4 Critères d'efficacité et d'efficience .....	<b>37</b>
1.4.1 Critères énergétiques .....	37
1.4.3 Cas de la manœuvrabilité.....	38
1.4.3 Critères de qualité du transport et de la répartition des semences .....	38
1.5 Conclusions.....	<b>39</b>
<b>2. MODELISATION DE LA MANŒUVRABILITE DES SEMOIRS POLY-ARTICULES .....</b>	<b>40</b>
2.1 Structure et manœuvrabilité des semoirs poly-articulés.....	<b>40</b>
2.2 Définition des trajectoires.....	<b>45</b>
2.3 Modélisation générale des manœuvres .....	<b>46</b>
2.3.1 Modélisation des trajectoires transitoires .....	47
2.3.2 Modélisation des trajectoires circulaires .....	50
2.3.3 Modélisation des trajectoires des éléments trainés .....	50
2.3.4 Proposition de fixation des centres cinématiques .....	53
2.3.5 Amélioration de la modélisation .....	54
2.4 Validation expérimentale de la modélisation.....	<b>57</b>
2.4.1 Matériel expérimental .....	57
2.4.2 Acquisition des données et positionnement des capteurs .....	58
2.4.3 Démarches d'essai.....	61
2.4.4 Méthodologie de construction des trajectoires théoriques .....	62
2.4.5 Méthodologie de traitement des trajectoires expérimentales.....	63
2.4.6 Changement des repères .....	63
2.4.7 Choix des critères de comparaison .....	64
2.4.8 Résultats de comparaison .....	65
2.5 Influence de la géométrie des éléments de l'ensemble sur la manœuvrabilité .....	<b>73</b>
2.5.1 Protocole expérimental.....	74
2.5.2 Résultats et discussions.....	75
2.5.3 Impact du positionnement de la trémie sur la largeur de la fourrière .....	77
2.6 Proposition d'automatisation.....	<b>77</b>
2.6.1 Conclusions .....	78
<b>3. ETABLISSEMENT DES CONDITIONS DU TRANSPORT PNEUMATIQUE .....</b>	<b>80</b>
3.1 Le transport pneumatique appliqué aux semoirs .....	<b>80</b>

<b>3.2 Détermination expérimentale des points critiques et approche de conception.....</b>	<b>89</b>
3.2.1 Expérience préliminaire .....	89
3.2.2 Approche de conception .....	91
3.2.3 Démarche d'étude.....	92
<b>3.3 Détermination expérimentale des concentrations de transport.....</b>	<b>93</b>
3.3.1 Dispositif expérimental .....	93
3.3.2 Méthodologie d'estimation de la vitesse de l'air .....	94
3.3.3 Procédure de test et d'exploitation des données .....	95
3.3.4 Méthodologie de mesure de la vitesse de l'air .....	96
3.3.5 Résultats et discussion .....	97
3.3.6 Conclusion .....	104
<b>3.4 Optimisation du diamètre des conduites de sortie du répartiteur .....</b>	<b>104</b>
3.4.1 Dispositif expérimental .....	105
3.4.2 Procédure de test et d'exploitation des données .....	105
3.4.3 Résultats et discussion .....	108
3.4.4. Conclusion .....	110
<b>4. INFLUENCE DE LA STRUCTURE ET DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DU SEMOIR SUR LA QUALITE DE REPARTITION DES SEMENCES.....</b>	<b>112</b>
<b>4.1 Etude des systèmes de distribution des semences .....</b>	<b>112</b>
<b>4.2 Méthodologie d'estimation de l'hétérogénéité de répartition.....</b>	<b>116</b>
<b>4.3 Mise en évidence d'une hétérogénéité de répartition dans un équipement complet ....</b>	<b>118</b>
4.3.1 Influence du routage de la tuyauterie sur la répartition.....	118
4.3.2 Influence de la pureté des semences.....	120
4.3.3 Influence de l'hygroscopicité des engrais .....	121
<b>4.4 Dispositif expérimental.....</b>	<b>121</b>
4.4.1 Objectif.....	121
4.4.2 Dispositif expérimental .....	121
4.4.3 Définition de la vitesse des particules.....	123
4.4.4 Plan d'expérience .....	124
<b>4.5 Influence de la vitesse de l'air et du débit de matière sur la régularité de répartition ...</b>	<b>125</b>
<b>4.6 Influence de la structure du système de distribution sur la régularité de répartition ....</b>	<b>127</b>
4.6.1 Influence de la partie en amont du coude .....	127

4.6.2 Influence du type de coude.....	129
4.6.3 Influence de la mise en place d'éléments-guides et de cônes de centrage.....	139
4.6.4 Influence de la mise en place de déflecteurs coniques.....	148
4.6.5 Influence de la structure et de la hauteur de la colonne.....	149
<b>4.7 Influence des conditions de fonctionnement sur la régularité de la répartition des semences .....</b>	<b>151</b>
4.7.1 Influence de la fermeture des sorties sur la régularité de répartition.....	151
4.7.2 Influence des différences de longueurs des conduites de sortie.....	154
4.7.3 Influence de l'étanchéité du répartiteur.....	158
4.7.4 Influence de l'inclinaison de la colonne.....	159
<b>4.8 Conclusions sur la conception des répartiteurs .....</b>	<b>162</b>
4.8.1 Optimisation statistique du nombre de sorties d'un répartiteur.....	162
4.8.2 Les possibilités d'amélioration des répartiteurs.....	163
4.8.3 Retour sur la question du choix de la configuration générale.....	164
4.8.3 Conclusions sur le chapitre.....	166
<b>5. ETUDE COMPAREE DES SYSTEMES D'INTRODUCTION DES SEMENCES.....</b>	<b>168</b>
<b>5.1 Etude du mode d'introduction des semences dans un système de distribution pneumatique.....</b>	<b>168</b>
<b>5.2 Analyse théorique d'un dispositif de type « injecteur ».....</b>	<b>172</b>
<b>5.3 Analyse théorique d'un dispositif de type « trémie pressurisée » .....</b>	<b>173</b>
<b>5.4 Comparaison expérimentale des systèmes « injecteur » et « trémie pressurisée ».....</b>	<b>175</b>
5.4.1 Protocole expérimental.....	176
5.4.2 Comparaison énergétique.....	178
5.4.3 Influence du type de système sur l'étalonnage du dosage.....	183
5.4.4 Conclusion.....	186
<b>CONCLUSION GENERALE .....</b>	<b>187</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>	<b>189</b>
<b>PUBLICATIONS ET VALORISATIONS.....</b>	<b>201</b>

## Liste des figures

---

**Figure 1.1.** Classification des semoirs pneumatiques.

**Figure 1.2.** Systèmes de distribution.

**Figure 1.3.** a - Semoir avec distribution centralisée « Horsch-Agro-Soyuz ». b – Semoir avec distribution multicanale « John Deere ».

**Figure 1.4.** a - Semoir pneumatique avec distribution successive (Bourgault) ; b - Semoir pneumatique avec distribution individuelle SeedMaster (Source : SeedMaster).

**Figure 1.6.** Modes d'entraînement de la soufflerie.

**Figure 1.5.** Les barres de semis des semoirs pneumatiques.

**Figure 1.7.** Sol nivelé après le passage avec la barre de semis derrière.

**Figure 1.8.** Les ensembles machine-tracteur avec trois éléments trainés.

**Figure 1.9.** a – les traces derrière le semoir Flexi-Coil ; b - les levées homogènes du blé d'hiver, semé par le semoir John Deere 1910, avec la trémie en position arrière.

**Figure 2.1.** Longueur cinématique et absolue des configurations « trémie avant » et « trémie arrière ».

**Figure 2.2.** Les schémas-type de demi-tour

**Figure 2.3.** Schéma cinématique du braquage du train roulant avec un élément trainé

**Figure 2.4.** Trajectoire du tracteur lors de virage.

**Figure 2.5.** Trajectoire du tracteur lors de virage à un angle donné.

**Figure 2.6.** La trajectoire des éléments de l'ensemble tracteur-machine sur le virage.

**Figure 2.7.** Placement du entre cinématique de différents types de tracteurs (rang du haut) et des outils attelés (rang du bas).

**Figure 2.8.** Bilan des forces appliquées sur une roue directrice du tracteur pendant un braquage.

**Figure 2.9.** Vue d'ensemble tracteur-machine utilisé pour l'expérience.

**Figure 2.10.** Dimensions principales de l'ensemble.

**Figure 2.11.** Dispositif d'acquisition des données.

**Figure 2.12.** Evolution-type de l'angle de braquage pendant le demi-tour avec le contre-braquage.

**Figure 2.13.** Estimation des distances entre les courbes.

**Figure 2.14.** Comparaison des trajectoires transitoires du tracteur.

**Figure 2.15.** L'évolution des coordonnées X et Y en fonction du temps passé sur la trajectoire transitoire.

**Figure 2.16.** L'évolution de l'écart  $d_1$  en fonction de la distance parcourue.

**Figure 2.17.** L'évolution de l'écart  $d_2$  en fonction de la distance parcourue.

**Figure 2.18.** La trajectoire circulaire du tracteur.

**Figure 2.19.** Evolution du rayon de braquage en fonction du temps à angle de braquage constant.

**Figure 2.20.** Evolution des angles de braquage (tracteur) et de pliage en fonction du temps pour un virage à  $90^\circ$ .

**Figure 2.21.** Evolution des angles de pliage en fonction du temps pour le virage à  $90^\circ$ .

**Figure 2.22.** Structure du demi-tour automatisé

**Figure 2.23.** Esquisse CAO de la collision des éléments de l'ensemble tracteur-machine.

**Figure 2.24.** L'évolution du rayon minimum de braquage en fonction de l'empattement de l'élément attelé.

**Figure 2.25.** L'évolution du rayon minimum de braquage en fonction de l'empattement de l'élément attelé.

**Figure 3.1.** Relation entre puissance consommée et paramètres clefs du transport pneumatique.

**Figure 3.2.** Les vitesses de l'air accessibles pour le transport pneumatique du blé et de l'avoine

**Figure 3.3.** Diagramme des régimes d'écoulement en fonction des vitesses de chaque phase

**Figure 3.4.** Semoir monograine Kuhn Maxima 2 TI 8rangs combiné avec la trémie frontale Kuhn TF-1500.

**Figure 3.5.** La rétrospection de bouchage de tuyaux

**Figure 3.6.** Schéma du banc d'essais.

**Figure 3.7.** Les dispositifs de mesure

**Figure 3.8.** Comparaison des transports pneumatiques vertical et horizontal du blé dans des tuyaux de diamètres différents.

**Figure 3.9.** Comparaison des vitesses de stagnation de l'orge, de l'engrais et du mélange, pour 3 diamètres de conduite différents.

**Figure 3.10.** Les abaques de concentration maximale par matière et diamètre de conduite

**Figure 3.11.** Le principe d'automatisation du réglage de la soufflerie.

**Figure 3.12.** Schéma de mesures.

**Figure 3.13.** Evolution de la consommation en fonction du diamètre de la conduite ( $V_a=16$  m/s).

**Figure 3.14.** Evolution des pertes de charges en fonction du diamètre de la conduite ( $V_a=16$  m/s).

**Figure 4.1:** (a) Répartiteur vertical (John Deere), (b) Répartiteur horizontal (Morris).

**Figure 4.2.** Champ de répartition type.

**Figure 4.3.** Semoir pneumatique John Deere (Commodity Air Cart 1910 + No-III Air Drill 1890).

**Figure 4.4.** Champs de répartition obtenus pour le blé pendant le test du semoir réel John Deere .

**Figure 4.5.** Champs de répartition obtenus par George Pippig.

**Figure 4.6.** Champs de répartition obtenus par Small et al (2008) pour le blé avec deux répartiteurs différents.

**Figure 4.7.** A gauche : épi d'orge en travers d'une sortie de répartiteur John Deere. Au centre : agglomération d'engrais en travers d'une sortie de répartiteur John Deere. A droite : agglomération d'engrais sur le couvercle plat du répartiteur d'un semoir monograine Kuhn Maxima 2 équipé de la distribution pneumatique des engrais.

**Figure 4.8.** Dispositif expérimental.

**Figure 4.9.** L'influence de la vitesse de l'air et du débit de matière sur la régularité de répartition.

**Figure 4.10.** Répartition des semences de blé dans une conduite horizontale.  $V_a=26-30$  m/s,  $\mu=1,0-1,4$ .

**Figure 4.11.** Mise en rotation d'une particule de semence par le flux d'air.

**Figure 4.12.** Trajectoire d'une particule dans une conduite horizontale.

**Figure 4.13.** Trajectoires des particules traversant un répartiteur vertical.

**Figure 4.14.** Sortie du coude à différents instants : la zone contre la paroi intérieure du coude.

**Figure 4.15.** Bilan des vitesses de la particule entrant en collision avec la paroi du coude.

**Figure 4.16.** Relation entre l'angle d'incidence et la vitesse d'une particule après la collision pour les différentes composantes de la vitesse.

**Figure 4.17.** Caractéristiques du coude utilisé.

**Figure 4.18.** La structure du flux dans une conduite horizontale. De haut en bas : vitesse de l'air : 20, 24, 29 m/s.

**Figure 4.19.** Bilan des forces agissant sur une particule après le rebond.

**Figure 4.20.** La tête de distribution (a) et les coudes testés.

**Figure 4.21.** a - exemples de cônes de centrage ; b – dimensionnements de cônes de centrage.

**Figure 4.22.** Structure de l'écoulement à la sortie du cône de centrage.

**Figure 4.23.** Cônes de centrage : a – formation de la zone tourbillonnante après le cône ; b - dimensionnement du cône de centrage du haut.

**Figure 4.24.** Le profil des vitesses de l'air dans le diffuseur conique avec écoulement détaché de la paroi du bas.

**Figure 4.25** a – Grilles de centrage ; b - Effet de la grille de centrage sur la répartition des particules dans la colonne verticale.

**Figure 4.27.** Schéma des trajectoires des particules à la sortie du répartiteur.

**Figure 4.28.** Comportement des semences dans un répartiteur équipé d'un cône-défecteur.

**Figure 4.29.** Effet du cône-défecteur sur la qualité de répartition

**Figure 4.30.** Champs de répartition des semences en fonction de la hauteur de la colonne.

**Figure 4.31.** Colonnes lisses de hauteurs différentes.

**Figure 4.32.** Evolution du coefficient de variation en fonction de la hauteur de la colonne.

**Figure 4.33.** Champs de répartition en cas de fermeture de sorties. De gauche à droite : 1 sortie fermée, 2 sorties fermées, 3 sorties fermées.

**Figure 4.34.** a – Comportement des particules dans le répartiteur en cas de fermeture de deux sorties-voisines ; b - Comportement des particules dans le répartiteur en cas de fermeture de trois sorties-voisines.

**Figure 4.35.** a – Modèle balistique du mouvement d'une particule après le rebond. b – Bilan des forces appliquées à la particule après la percussion avec la sortie fermée.

**Figure 4.36.** Influence de la longueur relative de la conduite de sortie sur la qualité de la répartition.

**Figure 4.37.** Le champ de répartition pour des longueurs de tuyaux différentes, appliquées à la sortie N°1.

**Figure 4.38.** Impact de l'inclinaison de la colonne.

**Figure 4.39.** Champs de répartition lorsque le répartiteur est incliné à 22°.

**Figure 4.40.** a – Bilan des forces appliquées à une particule dans une conduite inclinée ; b – Bilan des forces appliquées à une particule dans une conduite verticale.

**Figure 4.41.** L'évolution de la probabilité en fonction du nombre de sorties.

**Figure 5.1.** Classification des dispositifs d'introduction de la matière dans un circuit pneumatique.

**Figure 5.2.** Les dispositifs d'introduction industriels

**Figure 5.3.** Schéma de fonctionnement du dispositif d'introduction du type « injecteur ».

**Figure 5.4.** Schéma de fonctionnement du dispositif d'introduction du type « trémie pressurisée ».

**Figure 5.5.** Dysfonctionnement du système pressurisé causé par le déséquilibre des résistances hydrauliques.

**Figure 5.6.** Le banc d'essai.

**Figure 5.7.** Evolution de la consommation énergétique en fonction de la vitesse d'air et du débit de matière pour les deux systèmes testés.

**Figure (5.8).** (a) Débit maximum possible en fonction de la configuration utilisée. (b) Fonctionnement d'un doseur à cannelure.

**Figure 5.9.** Evolution du débit de matière en fonction de la vitesse de rotation de la cannelure du doseur.

## Liste des tableaux

---

**Tableau 2.1.** Modélisation de l'évolution d'angle de pliage.

**Tableau 2.2.** Modélisation améliorée de l'évolution d'angle de pliage.

**Tableau 2.3.** Dimensions principales de l'ensemble.

**Tableau 2.4.** Résultats de comparaison des trajectoires transitoires.

**Tableau 2.5.** Résultats de comparaison des trajectoires circulaires.

**Tableau 3.1** Plan d'expériences.

**Tableau 4.1.** Irrégularité de répartition en fonction du type de configuration.

**Tableau 4.2.** Vitesses des particules en fonction de la vitesse de l'air.

**Tableau 4.3.** CV en fonction de la vitesse de l'air et du débit de matière.

**Tableau 4.4.** Paramètres des cônes de centrage

**Tableau 4.5.** Choix de la configuration du coude.

**Tableau 4.6.** Plan d'expériences.

**Tableau 4.7.** Plan d'expériences.

**Tableau 4.8.** Les conditions du test d'étanchéité du répartiteur.

**Tableau 4.9.** Effet de l'inclinaison de la colonne en fonction de la configuration de la colonne.

**Tableau 4.10.** Les possibilités d'amélioration des répartiteurs

**Tableau 4.11.** Comparatif des configurations des semoirs pneumatiques.

**Tableau 5.1.** Plan d'expériences pour l'injecteur.

**Tableau 5.2.** Plan d'expériences pour la trémie pressurisée.

**Tableau 5.3.** Comparatifs énergétique et environnemental des deux systèmes testés.

## Introduction

---

Dans le secteur des grandes cultures, les besoins des agriculteurs sont actuellement caractérisés par la nécessité de réaliser d'importants chantiers de semis avec des dépenses énergétiques minimales. La faible rentabilité de la production végétale résulte de coûts de production élevés, de l'utilisation de techniques obsolètes et d'un manque de productivité horaire. Ce contexte particulièrement négatif met en danger la production agricole, le contexte environnemental contraint étant en outre un élément aggravant. Ce dernier a cependant vu naître et se développer une agriculture durable utilisant de nouvelles techniques culturales, cherchant à optimiser et automatiser des procédés et à mieux gérer l'utilisation des énergies ... Dans le secteur des grandes cultures, les besoins actuels des agriculteurs sont exprimés par la nécessité de réaliser d'importants chantiers de semis avec des dépenses énergétiques minimales et un temps de travail réduit.

Selon l'Organisation des Nations Unies pour l'alimentation et l'agriculture (FAO, 2011), le secteur de l'alimentation - notamment la production, la transformation, le transport, la commercialisation ou la consommation des produits - représente en termes d'énergie environ 30% de la consommation énergétique mondiale. Le secteur de l'alimentation produit ainsi plus de 12% (INSEE, 2013) des émissions mondiales de gaz à effet de serre. Dans le domaine des productions végétales, l'énergie est utilisée pour la préparation du sol, les semis, l'application des intrants, l'irrigation, la récolte, le séchage et le stockage des récoltes.

Dans cette succession d'opérations l'optimisation de l'opération du semis, qui est de plus en plus réalisée en combinaison avec des outils de travail du sol (Spaar, 2008) joue un rôle primordial. Dans ce contexte d'autres techniques culturales se développent comme les TCS (Techniques Culturales Simplifiées) et le Semis Direct mais surtout on assiste à une augmentation des largeurs de travail. Ces axes de développement ont démontré leur pertinence économique et leur intérêt environnemental (Jat *et al.*, 2013). En raison de l'augmentation des largeurs de travail, les semoirs conventionnels ont atteint leurs limites (4-6 m) en termes d'autonomie et de maniabilité. La technologie des semoirs pneumatiques (air-seeder, air-drill) conçue au début des années 1960 en Allemagne n'a pas les mêmes limitations grâce au principe du dosage centralisé associé au système de distribution pneumatique. Les semoirs pneumatiques semblent adaptés aux contraintes actuelles et futures (Weiste, 2013 ; Memory *et al.*, 1990). Par exemple l'efficacité des semoirs pneumatiques avec une grande largeur de travail dans des zones avec une faible pluviosité

(Etats-Unis, Canada et Australie) a été démontrée par les observations de Tow *et al.*, (2011). Cet auteur a montré qu'utiliser ce type de semoir permettait de réduire les dépenses énergétiques. Enfin, les futurs greniers à céréales de la planète (comme l'Ukraine, la Russie ou le Kazakhstan) (Spaar, 2008) ne sont qu'au début de l'utilisation de ces techniques. Il existe toujours un fort besoin en termes de recherche pour développer des semoirs pneumatiques (TCS, SD et plus généralement de grande largeur de travail) pour ces marchés et capables de s'intégrer dans une pratique de l'agriculture durable. Cela suppose d'aller au-delà des modes de conception traditionnels (dans le meilleur des cas par une analyse fonctionnelle classique) des semoirs pneumatiques.

Aujourd'hui les sciences appliquées ne disposent pas des connaissances fondamentales ou des outils nécessaires à l'optimisation de systèmes complexes tels que des semoirs de grande largeur. Ce travail de recherche est une tentative visant à améliorer les méthodes de conception et de paramétrage de tels systèmes. Cet objectif sera atteint par une exploration rationnelle des processus engagés afin de contribuer au développement d'une agriculture performante et durable.

Le premier chapitre de l'étude traitera de l'analyse fonctionnelle des semoirs pneumatiques et de leur classification afin de comprendre de manière approfondie les points potentiellement critiques de leur fonctionnement, et de définir les éléments fondamentaux des semoirs pneumatiques qui nécessitent une optimisation énergétique. Puis, une étude bibliographique rattachée à chaque thématique est présentée, ainsi que les démarches de recherche pertinentes. Le second chapitre de la thèse traitera des matériels et méthodes communs à l'ensemble des travaux de recherche réalisés. Le troisième chapitre présentera une étude de la manœuvrabilité des semoirs poly-articulés (en particulier lors des demi-tours en bout du champ) qui déterminera le mode d'organisation et d'automatisation éventuelle dans le cas de trajectoires optimisées de la structure de l'ensemble tracteur-barre de semis-trémie. L'objectif de ce chapitre sera de mesurer l'impact du choix d'une organisation particulière de l'ensemble poly-articulé sur la conception du circuit de distribution des semences. Le chapitre 4 traitera de l'optimisation du système de distribution pneumatique des semences et des engrais, en commençant par une recherche des points critiques du circuit de distribution. En se fondant sur les conclusions obtenues, l'objectif sera de présenter une démarche rationnelle (incluant éventuellement des bancs d'essais spécifiques) et généralisable de la conception d'un circuit pneumatique appliqué aux semoirs agricoles. Le chapitre 5 sera lui dédié à l'étude des conditions de fonctionnement des dispositifs de répartition de semences de type vertical. La volonté de réduction de la

consommation énergétique ne doit pas porter préjudice à la qualité de répartition : ainsi il est nécessaire de proposer des évolutions possibles au niveau de la géométrie et de l'encombrement des répartiteurs. Bien entendu cet objectif suppose de déterminer les causes des hétérogénéités observées sur le terrain. Dès lors nous aborderons le problème de l'introduction de la matière pré-dosée en vrac (semences ou engrais) dans le circuit pneumatique du semoir. Il existe aujourd'hui deux dispositifs capables de réaliser cette tâche : les systèmes à injecteur et les systèmes pressurisés. Notre étude consistera à établir une comparaison énergétique et fonctionnelle de ces dispositifs d'introduction de matière.

# 1. Etude bibliographique

---

L'étude bibliographique présentée ici s'inscrit dans le cadre général de l'optimisation énergétique des semoirs pneumatiques. Il s'agit dans un premier temps de situer les enjeux environnementaux, énergétiques et économiques auxquels la production agricole est confrontée et à exposer dans ce contexte l'intérêt d'améliorer la conception et le fonctionnement des semoirs pneumatiques de grande largeur de travail. Les analyses des contraintes agro-techniques et des technologies des semoirs pneumatiques permettront ensuite d'établir les objectifs essentiels de ce travail de recherche, tout en précisant le type d'outils scientifiques à mettre en œuvre ainsi que la méthodologie à employer.

## 1.1 Enjeu sociétal et économique

Les céréales constituent la source principale de nutriments pour l'alimentation humaine ainsi que pour l'approvisionnement des élevages intensifs. Toutefois, la production céréalière est assez inégalement répartie sur la planète (FAOSTAT, 2012). Afin de subvenir aux besoins alimentaires d'une société humaine en forte croissance démographique avec une hypothèse de 9 milliards d'êtres humains d'ici 2050, la production agricole va rester productiviste (FAO, 2009), ce qui nécessite de réaliser d'importants chantiers (plus de 8000 ha par saison) tout en préservant l'environnement (réduction des intrants, préservation de la qualité des sols...). Cette approche induirait aussi une diminution des besoins en main-d'œuvre. Ces éléments impliquent de disposer de machines de grande capacité et compatibles avec la pratique d'une agriculture durable.

Une estimation globale faite par la société Kuhn SA (Goodge, 2012) du volume du marché des semoirs pneumatiques de grande largeur de travail montre que le potentiel le plus important de vente pour ce type de matériels se situe principalement en Europe de l'Est, en Amérique du Nord et en Australie. Plus particulièrement, d'après Shevirev (2004), les grands semoirs avec une distribution centralisée et une trémie montée sur un chariot-porteur ont une perspective de diffusion très nette sur les grandes surfaces agricoles de la CEI. Selon le portail agricole Agroinfo (Agroinfo, 2015), les fabricants Russes produisent en moyenne 1300 semoirs pneumatiques par an et environ 710 machines sont importées en Fédération de Russie. Ce marché représente entre 60 et 70M\$ par an. Le marché Ukrainien est alimenté annuellement quant à lui par 600 semoirs fabriqués localement et par une quantité équivalente de machines importées, pour un volume financier de 50 à 55M\$.

D'après les données de l'Université du Minnesota (Lazarus, 2014), le coût d'utilisation des semoirs pneumatiques de grande largeur de travail est de 19,76\$.acre<sup>-1</sup> (environ 48.82\$.ha<sup>-1</sup>), ce qui est un peu plus élevé que celui d'un semoir conventionnel de l'ordre de 13-14\$.acre<sup>-1</sup> (32-34.6\$.ha<sup>-1</sup>). Les champs semés avec des semoirs pneumatiques ont des rendements légèrement inférieurs à ceux semés avec des semoirs conventionnels (Liu *et al.*, 2004). L'analyse des pratiques agricoles actuelles et de leur évolution dans des pays tels que la Russie, l'Ukraine, le Kazakhstan, les Etats-Unis, le Canada ou encore l'Australie, démontre de larges perspectives de développement pour les semoirs pneumatiques (permettant de plus grandes largeurs de travail que les semoirs conventionnels). Par conséquent il est nécessaire de mener les recherches aptes à contribuer au perfectionnement des semoirs pneumatiques (notamment pour obtenir des rendements identiques à ceux des semoirs conventionnels).

L'intérêt de mener les recherches scientifiques dans ce domaine est aussi de fournir aux utilisateurs un matériel efficace qui respecte l'environnement. Nous pouvons ainsi espérer obtenir un gain énergétique ainsi qu'une plus grande précision de semis.

## 1.2 Exigences agro-techniques

La qualité et le rendement d'une récolte dépendent beaucoup de la qualité du semis (Spaar, 2008 ; Voituk *et al.*, 2004 ; Vilain, 1997). En culture céréalière, le semis peut être effectué à la volée, en ligne ou en bande. La première solution est très rarement utilisée. Après un semis à la volée il est nécessaire de réaliser l'enfouissement des semences. Dans cette pratique les semences ne sont pas réparties sur la surface du champ de manière homogène et leur mise en terre n'est pas réalisée avec une profondeur régulière. La levée et le développement des plantes ne sont pas homogènes. Le semis à la volée nécessite donc des doses plus élevées. Ces aspects font que le semis à la volée n'est (pratiquement) plus utilisé pour des céréales.

Aujourd'hui les semis s'effectuent principalement en ligne ou en bande. Le semis en ligne prévoit le placement des semences dans des sillons linéaires. L'écartement entre deux sillons est alors compris entre 12 et 15 cm et l'espacement entre les graines est variable. Le semis en bande permet la répartition des semences dans le sol dans de larges sillons (de 10 à 14 cm de large), dénommées «bandes». L'écartement entre les centres de deux bandes pour une culture de céréales est par exemple de 22,8 cm (Spaar, 2008). Dans le cas des céréales, le semoir doit assurer un peuplement de 3 à 12 g/m<sup>2</sup>, avec une irrégularité

moyenne tolérée de 3%. L'écart entre deux rangs de semis peut varier de  $\pm 2$  cm par rapport à l'inter-rang établi.

### **1.2.1 Lit de semences**

La qualité de l'environnement du lit de semence est déterminée également par la culture précédente, la nature et la quantité de résidus végétaux présents et par les conditions pédoclimatiques (Voituk *et al.*, 2004, Vilain, 1997 ; Cedra, 1993). Un sol grumeleux est constitué par des agrégats de formes nettement arrondies, poreux, présentant un ensemble complexe de faces courbes dominantes et de faces planes à surfaces irrégulières. Le sol réputé idéal pour les semences de céréales aurait donc une structure mini-grumeleuse avec des agrégats de 2,5 à 5 cm, afin d'assurer l'accès à l'air et à la chaleur pour la graine en germination et pour la plante au début de sa croissance (Voituk *et al.*, 2004).

### **1.2.2 Période de semis**

La période de semis est définie par les propriétés biologiques des plantes et par les conditions pédoclimatiques. Le choix de la bonne période de semis permettra de créer les conditions favorables pour le développement des plantes selon les 3 critères de chaleur, humidité et lumière. Ces facteurs vont prédéfinir, au sens large, le développement de la future plante, sa résistance aux maladies, aux mauvaises herbes etc. (Spaar, 2008 ; Vilain, 1997). Le semis trop précoce ou, au contraire, tardif peut entraîner une perte de récolte. Le but des agriculteurs est ainsi de profiter au maximum des conditions naturelles, afin d'obtenir une récolte optimale.

### **1.2.3 Répartition des semences sur la surface**

Chaque plante a besoin d'une certaine surface pour le développement de son système racinaire, appelée surface de nutrition. Le but pendant l'opération du semis est d'obtenir une surface de nutrition qui donnera la récolte maximale. La répartition optimale des semences sur la surface du champ est de fait un enjeu principal du semis. Elle va définir la dose de semis, le mode de semis et la régularité de la répartition des semences entre les rangs de semis. La dose appliquée est conditionnée par les conditions pédoclimatiques pour chaque variété de culture semée.

Il est important de respecter l'uniformité de répartition des semences entre des rangs de semis tout au long de la largeur de travail. Auparavant, les scientifiques

considéraient qu'une irrégularité de 5% maximum était acceptable (Spaar, 2008 ; Buzenkov & Ma, 1976). Les raisons agronomiques expliquant cette valeur de 5% ont été transposées dans la norme ISO-7256/2, dédiée au test des semoirs en ligne. L'augmentation de la largeur de travail et l'utilisation de la distribution pneumatique ont notablement compliqué la répartition. En Amérique du nord et en Australie, la limite du seuil d'irrégularité de la répartition a été augmentée jusqu'à 15% (McKay M. E., 1979 ; PAMI, 1997).

#### **1.2.4 Profondeur de semis**

Une bonne levée des plantes n'est réalisable qu'en respectant une profondeur de semis correcte (Spaar, 2008). En choisissant la profondeur de semis il faut tenir compte de l'absorption de l'humidité par des semences, du type de sol, et de son humidité. En outre, les semences de grande taille consomment plus de l'eau, et doivent donc être enterrées plus profondément. Lors de conditions sèches, le semis profond est plus favorable, et pendant l'application des herbicides racinaires la profondeur doit être supérieure à 3 cm. Néanmoins, une profondeur trop importante réduit le pouvoir germinatif des semences. Une profondeur irrégulière provoque dès lors une hétérogénéité dans le développement des levées. Pour les céréales, la profondeur de semis varie entre 3 et 6 cm. Il est considéré que 80 à 85% des semences ne doivent pas s'écarter de cette profondeur de semis de plus de 1 cm.

#### **1.2.5 Influence de la détérioration des semences**

Lors du semis, les semences et des engrais sont soumis à de nombreux chocs, notamment aux endroits où les éléments de la machine transmettent ou maintiennent le mouvement, par exemple lors du chargement des trémies, pendant le dosage, à l'entrée dans la conduite de transport, pendant le transport lui-même, lors du changement de direction, ...

Les machines modernes assurent un taux de germination supérieur à 80%, ce qui satisfait les exigences agro-techniques. Par contre, il faut souvenir, que la non-germination des autres grains n'est pas forcément causé par le système de distribution. Elle peut être, tout simplement, un résultat de mauvaise qualité des semences, qui n'ont pas les dégâts perceptibles. Le taux des grains affectés dépend beaucoup de débits de l'air et des grains. La saturation de flux avec des grains augmente le nombre des collisions entre des particules et des éléments de système.

### 1.2.6 Exigences pour l'apport des engrais minéraux

L'approvisionnement en éléments minéraux est indispensable pour la croissance et le développement des plantes (Spaar, 2008) et ces éléments participent à toutes les phases du métabolisme végétal dont la formation de la biomasse. Leur effet sur le rendement de la culture est primordial (Spaar, 2008). Selon Vilain (1997), la nutrition minérale est correcte lorsque la composition en éléments minéraux du sol est optimisée en quantité et en proportions. C'est la raison pour laquelle des engrais minéraux sont apportés aux cultures, en général sous la forme de granulés. Dans le cas où l'engrais est appliqué simultanément à l'opération de semis, il doit être apporté sous la forme de granulés (impossibilité d'apporter des fumiers par exemple) et ces granulés doivent être secs et mobiles (non collants). La variation maximale d'humidité tolérable pour les granulés est de 25% par rapport à leurs caractéristiques à la sortie de l'usine de fabrication. En sortant de l'usine, leur humidité est comprise entre 0,2 et 7%. Le problème est que ce type d'engrais est très hygroscopique et exige des conditions de stockage final très spécifique qui évitent une humidification des granulés. Si l'humidité des granulés augmente trop, il existe un fort risque de colmatage du système de distribution du semoir et il existe un fort risque de constater des hétérogénéités de dosage.

L'importance d'un bon dosage de l'apport en éléments minéraux n'est plus à démontrer. L'excès de tel ou tel élément dans le sol peut provoquer la «verse» de la culture. Par ailleurs la saturation du sol par des éléments minéraux a des conséquences environnementales désastreuses. L'utilisation excessive d'engrais minéraux entraîne aussi une perte financière pour l'entreprise ; en effet, le manque d'un élément minéral pour la plante entraînera une situation de besoin nutritif non satisfait qui aura pour résultat une plus grande sensibilité aux maladies et des pertes de rendement. Le dispositif de dosage des engrais doit en général assurer un débit en engrais minéraux épandus dans une plage de 25 à 200 kg/ha (Voituk *et al.*, 2004). La variabilité de la proportion relative des éléments minéraux entre eux ne doit pas dépasser 10 % de la proportion définie au départ.

En termes de profondeur, il est utile de placer les engrais minéraux de 3 à 4 cm plus profond que les végétaux semés (Voituk *et al.*, 2004), ceci afin d'assurer une bonne alimentation des racines après la germination. D'autres auteurs précisent qu'il vaut mieux déposer les particules d'engrais à des distances éloignées latéralement de 5 à 10 cm des graines, afin d'éviter la brûlure des racines (Cedra, 1997).

### 1.3 Techniques et développement des semoirs pneumatiques

Les semoirs pneumatiques sont devenus l'alternative au remplacement des semoirs mécaniques, dès que la largeur de travail des outils agricoles a augmenté. La création des semoirs mécaniques de grande largeur de travail ayant une trémie de stockage sur toute la largeur de la machine et pour lesquels chaque élément-semeur correspond à un élément de dosage, n'a pas apporté le résultat escompté. En effet, la nécessité de beaucoup de matériaux et de main d'œuvre pour la conception, la faible autonomie et les difficultés de transport n'ont pas permis de trouver une solution pertinente et viable (Nosonov, 1983).

Le concept de semoir pneumatique a été élaboré en Allemagne dans les années 60 (Weiste, 2015), puis s'est étendu au reste du monde agricole (Weiste, 2013). Aujourd'hui il existe un grand nombre des marques, proposant différentes solutions techniques. D'une façon générale, les semoirs pneumatiques se composent d'une barre de semis et d'une trémie qui contient les semences et les engrais (si nécessaire). Les graines sont transportées en vrac depuis la trémie vers la barre de semis par un flux d'air.

Les avantages de l'utilisation d'une trémie de stockage centralisée, pour une largeur de travail au-delà de 3-4 mètres, sont démontrés dans plusieurs travaux scientifiques (Astahov, 2007, Shevirev, 2004). Les principales exigences industrielles pour la conception des semoirs pneumatiques sont présentées ci-dessous :

- Possibilité d'alimentation de plusieurs éléments semeurs (au-delà de 70 socs) avec un ou plusieurs doseurs ;
- Réduction du temps pour le service (chargement, réglage de débit) en 2-4 fois ;
- Réduction du nombre de pièces usées (au niveau des doseurs) ;
- Diminution de la quantité de matériaux utilisés ;
- Facilité de passage à la position transport, via le pliage de la barre de semis;
- Possibilité d'utilisation de plusieurs types de barres de semis (à dents, à disques, hybrides etc.) avec la même trémie et le même système de distribution ;
- Application simultanée des engrais ;
- Réutilisation facilitée de la trémie pour la fertilisation seule ;
- Pression stable sur les éléments semeurs, indépendamment du chargement de la trémie.

Les études techniques déjà réalisées ainsi que des analyses sur le terrain ont permis d'établir la classification des semoirs pneumatiques proposée à la figure 1.1.

### 1.3.1 Types de système de distribution

Les semoirs à distribution centralisée possèdent un ou deux doseurs alimentant la barre de semis entière via une ou deux répartiteurs, ayant chacun de 30 à 40 sorties (figure 1.2, a ; 1.3, a). Les semoirs de ce type sont fabriqués par Horsch, Kuhn, Pöttinger. L'enquête auprès des utilisateurs montre que ces systèmes sont moins efficaces à partir d'une largeur de travail supérieure à 6m. Ils sont aussi très sensibles à la différence de longueur de tuyaux de sortie : les conduites qui relient le répartiteur aux éléments-semeurs les plus proches du répartiteur sont plus courtes que les conduites reliant les éléments-semeurs les plus éloignées. Les écarts de pertes de charges qui existent entre des conduites de longueur différentes influence la répartition des semences au niveau des éléments semeurs.

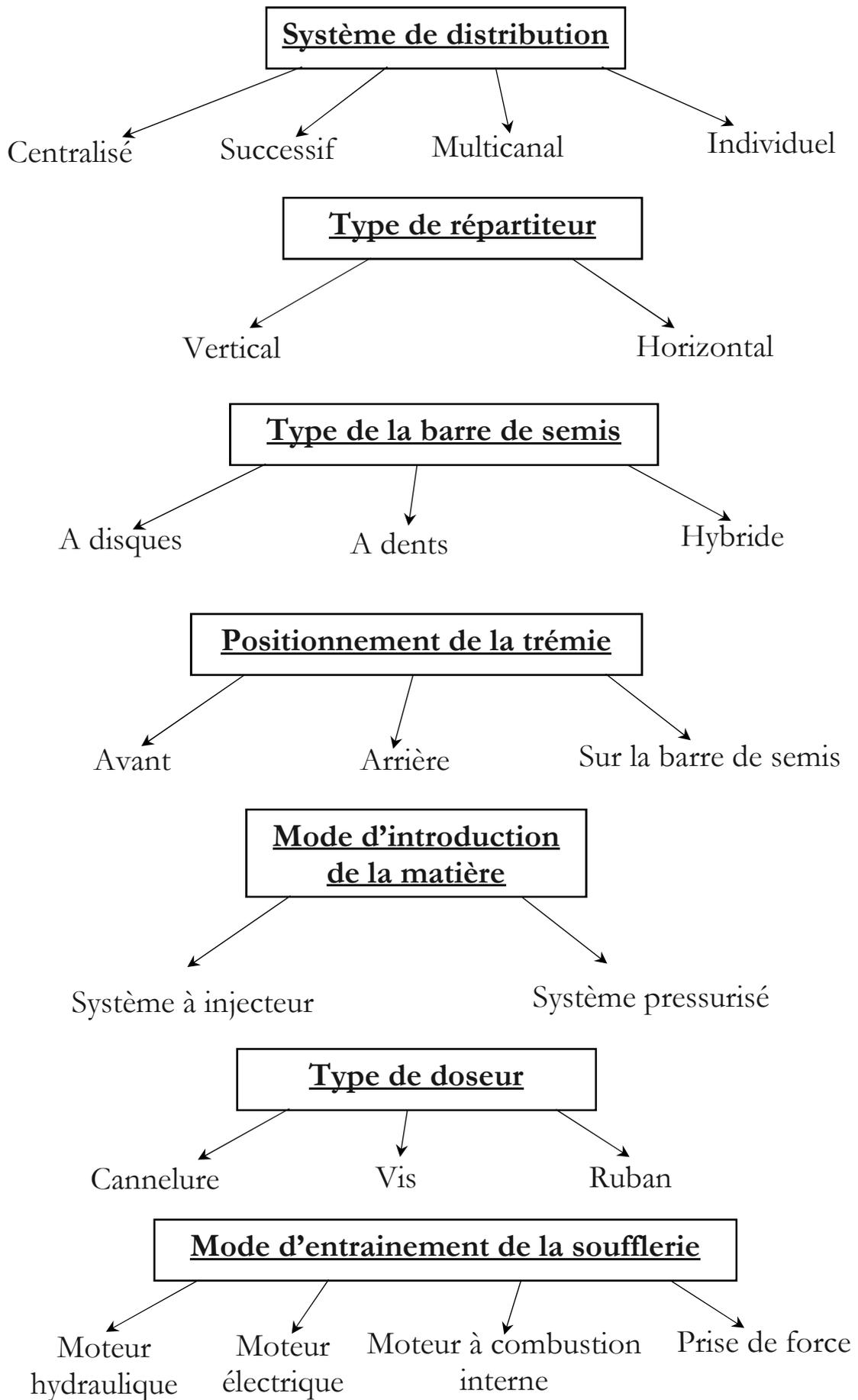


Figure 1.1. Classification des semoirs pneumatiques.

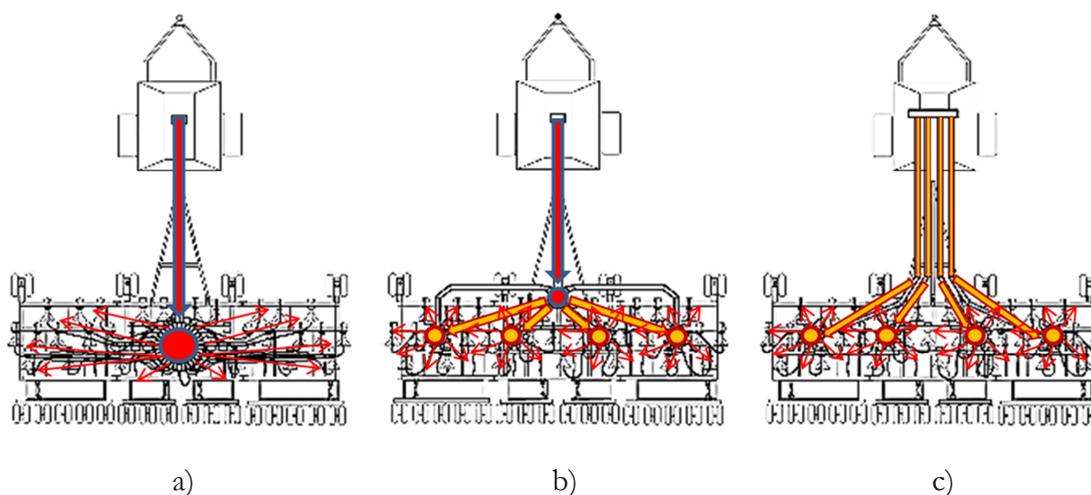


Figure 1.2. Systèmes de distribution : a – centralisé ; b – successif ; c – multicanal. (Source : Astafiev *et al.*, 2011).



Figure 1.3. a - Semoir avec distribution centralisée « Horsch-Agro-Soyuz ». b – Semoir avec distribution multicanale « John Deere ».

Les semoirs avec un système de distribution successif ont également un doseur alimentant la barre de semis entière via un répartiteur qui subdivise le flux en 5 ou 6 sous-flux (figure 1.2, b ; 1.4, a). Chaque sous-flux est réparti entre les éléments-semeurs à l'aide de répartiteur de plus petite taille (7-12 sorties). Ces systèmes ont cependant à réaliser une double ascension de la matière et une double répartition ce qui les désavantage d'un point de vue énergétique, avec en outre le risque de détériorer les semences, à cause des chocs surnuméraires dus au second système de répartition (Astahov, 2007).

Selon Astahov (2007), le meilleur compromis est le système multicanal (figure 1.2, c ; 1.3, b). Ces systèmes ont un nombre de doseurs égal au nombre de répartiteurs. Cette configuration est la plus répandue. Elle est utilisée par des marques comme Gherardi, New Holland, Massay Fargusson Amity, John Deere Morris, Salford, Great Plains, Case, Flexi-Coil, Hatzenbichler.

Le système à distribution individuelle (figure 1.4, b) comprend un doseur par élément semeur, ce qui complexifie énormément le réglage et l'entraînement des doseurs. Malgré, la meilleure répartition transversale obtenue, cette configuration est la plus rare.



a)



b)

Figure 1.4. a - Semoir pneumatique avec distribution successive (Bourgault) ; b - Semoir pneumatique avec distribution individuelle SeedMaster (Source : SeedMaster).

Cependant, les avantages et les inconvénients de chacune des configurations sont parfois contradictoires parmi les scientifiques. Par exemple, McKay M. E. (1979) parle de performances des semoirs pneumatiques de grande largeur du travail au moment de leur apparition sur le marché. Cet auteur avait testé les trois systèmes présentés précédemment en termes de régularité de répartition. La meilleure répartition avait été obtenue pour la configuration successive à environ 6.5%. Cependant, l'auteur n'a pas analysé le fonctionnement de chaque système et n'a pas tenu compte du rôle de chaque élément du système. Il n'a pas non plus abordé l'aspect énergétique du transport et de la répartition et l'aspect de dégradation des grains. Dès lors, il apparaît difficile de choisir telle ou telle configuration. Les constructeurs continuent aussi à appliquer les solutions techniques classiques, sans chercher à comparer les différents systèmes entre eux.

### 1.3.2 Types de barre de semis

Les éléments-semeurs utilisés sur les barres de semis des semoirs pneumatiques sont soit à disques, à dents ou hybrides (figure 1.5).

Les éléments-semeurs à dents sont dits à « patte d'oie ». Lors de leur pénétration dans le sol, ils soulèvent et ameublissent l'horizon superficiel du sol, et en même temps, les semences sont acheminées par derrière et tombent directement dans le sillon. Le défaut de ces barres de semis est leur haute consommation énergétique, due à la résistance à la traction des dents.

Les éléments-semeurs à disques fonctionnent surtout par enfouissement. Les disques sont conçus de manière à réduire leur résistance à la traction et l'usure des pièces. Les configurations existantes sont : mono-disque et double-disque.

Les barres de semis hybrides comportent une rangée de dents dédiées à préparer le lit de semences et une rangée de disques qui sert à appliquer des semences et des engrais et donc à réaliser deux opérations lors d'un même passage. En pratique, après le passage des dents, l'horizon superficiel du sol n'a pas suffisamment de temps pour sécher. Ainsi, les disques qui suivent les dents travaillent souvent dans la boue, ce qui provoque l'obstruction des conduites par le sol. Ces barres de semis ne sont donc pas très répandues.



Figure 1.5. Les barres de semis des semoirs pneumatiques. De haut en bas : à dents, à disques, hybrides (Source : Bourgault, John Deere, Salford, respectivement).

### 1.3.3 Types d'élément de dosage

En ce qui concerne les dispositifs de dosage des semoirs pneumatiques, on retrouve les doseurs à cannelure (ou ergot), à vis ou à ruban.

Les doseurs à cannelure sont généralement utilisés pour les configurations à distribution centralisée. Le réglage de la dose de semis est possible avec la variation de la fréquence de rotation et avec la trappe de réglage d'ouverture, ce qui permet de moduler le volume de travail du doseur. Les semoirs à ergots interchangeables sont habituellement de type multicanal. En fonction de la culture semée, les ergots changent et leur fréquence de rotation varie. Parfois, le dosage s'effectue dans les deux canaux de distribution en même temps (Horsch). Leur défaut commun est l'effet de paquet pendant l'application des petits débits. Les anciens semoirs comme le « Leon S-45 Air Seeder » et le « Symonds » sont équipés de doseurs à ruban qui assurent des débits élevés et stables. Le réglage de la dose se fait par le coulissement d'une fenêtre (PAMI, 1983). Leur défaut est la faible précision de la dose de plus de 50%. Les semoirs "Bourgault" sont équipés de doseur à vis, réalisés en matériaux résistants à la corrosion. L'utilisation de ces dispositifs permet d'augmenter le débit. Parmi leurs défauts, on peut relever le problème de coincement des semences entre la vis et le corps, et l'effet de paquet prononcé.

### 1.3.4 Mode d'entraînement de la soufflerie

Lors du développement des premiers semoirs pneumatiques, pour l'entraînement de la soufflerie, les constructeurs ont utilisé la prise de force, le moteur autonome à combustion interne et plus rarement le moteur électrique (figure 1.6). Cependant actuellement, les constructeurs utilisent l'entraînement hydraulique, correspondant au moyen le plus économique et facile en termes de maintenance et de contrôle (Allam et Wiens, 1983).



b)

b)

Figure 1.6. Modes d'entraînement de la soufflerie : a - moteur autonome à combustion interne (photo « Tchervona zirka ») ; b – moteur hydraulique.

### 1.3.5 Positionnement optimum de la trémie

#### Trémie en position avant

En règle générale, les trémies roulantes à un essieu (semi-remorque) sont placées devant, c'est-à-dire entre le tracteur et la barre de semis (Memory et Atkins, 1990). Dans ce cas le poids de la trémie est reparti entre le châssis du tracteur et l'essieu de la trémie. Cela explique le prix relativement plus faible par rapport à une trémie placée à l'arrière qui doit être équipée soit de deux essieux, soit d'une mono-roue au milieu.

Le châssis du chariot de la trémie en position avant (figure 1.7) doit être renforcé afin de transmettre des efforts de traction jusqu'à la barre de semis, pour assurer le travail de l'ensemble, et éviter la charge négative sur le tracteur. Si la charge de la trémie dépasse la charge admissible sur l'essieu arrière du tracteur, il faut soit choisir le tracteur en conséquence, soit utiliser la configuration avec une trémie arrière.

Dans le cadre d'un sol meuble, il semble préférable d'utiliser une trémie à l'avant, car une trémie arrière engendrerait une consommation d'énergie plus élevée pour tracter la trémie en raison du travail du sol réalisé devant la trémie par la barre de semis.

Après le passage du train-outil avec la trémie devant, les traces des roues et de la trémie ne sont plus perceptibles, ce qui n'est pas le cas avec la trémie arrière.



Figure 1.7. Sol nivelé après le passage avec la barre de semis derrière. Les traces des roues de la trémie roulante ne sont pas perceptibles. Morris Maxime II. Ukraine, 2007.

La configuration de la machine avec la trémie avant est plutôt utilisée pour le semis au début de printemps, lorsque les sols sont humides, pour des semences avec une petite profondeur d'enfouissement tel que le colza.

L'enquête menée auprès des constructeurs et des agriculteurs montre que lors d'une utilisation sur des terrains accidentés et lors de travaux en dévers, la configuration « trémie avant » aura une meilleure répartition du poids et une meilleure stabilité transversale. La trémie avant aura tendance à glisser sous l'effet de la gravité, tandis qu'une barre de semis enterrée dans le sol empêchera ce ripage.

L'inconvénient de la trémie avant est cependant l'absence de visibilité sur le milieu de la barre de semis depuis la cabine du tracteur. L'opérateur n'a pas la possibilité de contrôler visuellement les colmatages de socs-ouvreurs avec les résidus végétaux. Lors de la circulation sur les routes on ne voit pas suffisamment l'arrière de la machine. Ce point est très important, c'est pourquoi on retrouve de plus en plus des machines avec la trémie arrière. L'installation d'une caméra de vue arrière peut être une solution.

### **Trémie en position arrière**

Les semoirs plus larges ont généralement la trémie en position arrière. Avant tout, cela s'explique par l'intérêt de posséder une trémie plus volumineuse, afin de pouvoir alimenter une barre de semis plus large et éviter les chargements intempestifs (figure 1.8).

Dans certaines conditions de sol (sols lourds, argileux, compactés ou très secs), lorsque le sol est travaillé au minimum et l'ouverture de sillon très étroite, empêchant l'eau de s'échapper, la trémie roulante peut engendrer du compactage, ce qui sera un frein à la pénétration des socs, et les semences seront réparties superficiellement sur les traces des roues. Dans ces conditions, il est préférable d'avoir la barre de semis avant la trémie.

La société John Deere rappelle également qu'il convient d'éviter l'utilisation de la trémie en arrière pendant les travaux dans une pente supérieure à 15°. Entre autre, il est conseillé le jumelage des pneus pour le charriot de la trémie pour les dévers supérieurs à 10°.

De nombreux agriculteurs craignent que la trémie en position arrière en laisse des traces de roues sur le sol (figure 1.9). Pour réduire la pression au sol, il est conseillé soit d'ajouter des roues basse pression soit mettre des doubles roues. Des fabricants installent également des herses ou des rouleaux pour effacer les traces de trémie et niveler le sol (figure 1.8). Ces conditions se retrouvent principalement en Ukraine du Sud et de l'Est, en Canada, en Australie, en Russie de l'Est et en Kazakhstan.

Depuis peu, on retrouve sur le marché des machines équipées d'un troisième élément trainé. Ce sont des herses de nivelage ou des tonnes à engrais liquides (figure 1.8). Malgré des difficultés liées au transport et au stockage, ce type d'engrais reste intéressant, grâce à sa propriété d'être absorbé et assimilé par le sol. Néanmoins, il est également déconseillé d'atteler le troisième élément si son poids dépasse la moitié du poids de la barre de semis. Le poids total du tracteur doit être toujours supérieur à 2/3 de la somme des poids de la barre de semis, de la trémie à moitié-remplie et du troisième élément.



Figure 1.8. Les ensembles machine-tracteur avec trois éléments trainés : les rouleaux de nivelage (Bourgault) ; en bas : la tonne à azote liquide (Morris).



a)

b)

Figure 1.9. a – les traces derrière le semoir Flexi-Coil (Ukraine, 2007) ; b - les levées homogènes du blé d'hiver, semé par le semoir John Deere 1910, avec la trémie en position arrière (les feuilles jaunes sont le résultat du gel). (Ukraine, 2013).

#### 1.4 Critères d'efficacité et d'efficience

Malgré les nombreux avantages des semoirs pneumatiques, ces derniers possèdent également de nombreux défauts (Yatskul et Lemière, 2014 ; Bourges *et al.*, 2012 ; Giertz *et al.*, 2011; Shevirev, 2004; Kumar *et al.*, 2000) :

- Besoins énergétiques élevés (traction, soufflerie, entraînement) ;
- Défauts agro-technologiques : impact sur les semences pendant le dosage, le transport et la répartition ; risque élevé d'obstruction du circuit pneumatique ; irrégularité et répartition des semences entre les rangs de semis ;
- Machine lourde au niveau de la compaction du sol ;
- Machines onéreuses

Puisque les deux derniers défauts sont inévitables et non dus à la qualité du travail réalisée, nous nous focaliserons sur les deux autres problèmes principaux.

##### 1.4.1 Critères énergétiques

L'efficacité énergétique d'une machine agricole est conditionnée d'une part par la consommation de la machine, et d'autre part par le régime de fonctionnement, indiqué par l'utilisateur. Afin de gagner en productivité, la largeur de travail augmente, ce qui conduit inévitablement à l'augmentation de cette consommation énergétique. Cet aspect énergétique, bien qu'essentiel dans le contexte actuel environnemental, est très peu pris en

compte par les constructeurs. L'efficacité énergétique qui en découle doit se focaliser non seulement sur la réduction de la consommation, mais aussi sur l'utilisation de l'énergie fournie de manière plus rationnelle.

Dans ces circonstances il est nécessaire d'élaborer de nouvelles approches pour paramétrer les systèmes des semoirs pneumatiques ayant une grande largeur de travail. Le développement de ces approches a pour enjeu d'optimiser la productivité des semoirs pneumatiques en réduisant les besoins en énergie, ce qui est un facteur essentiel de l'agriculture durable.

Trois types de dépenses énergétiques ont lieu au cours du travail d'un semoir pneumatique de grande largeur :

- Celui lié à la résistance à la traction de la barre de semis ;
- Celui lié au trajet hors travail (manœuvres diverses) ;
- Celui lié à la consommation interne (entraînement des doseurs, soufflerie, réseau électronique etc.).

#### **1.4.3 Cas de la manœuvrabilité**

Le point le plus délicat concerne surtout les manœuvres en bout de champs, tels que les demi-tours. Les chauffeurs ou opérateurs sont, par exemple, obligés de réduire la vitesse d'avancement et de contrebraquer pour compenser la faible manœuvrabilité des grandes machines, tout en inscrivant l'ensemble mobile dans une zone de manœuvre réduite en bout de champ, par exemple lors de fourrières. Des constatations réalisées sur le terrain montrent que près de 20 % du temps travail peut être perdu lors des manœuvres en bout de champ. De plus, le sol de la zone de fourrière est plus compacté en raison des manœuvres qui y sont faites, ce qui a un impact très négatif sur le rendement. La largeur des fourrières donc doit être réduite au minimum ce qui complique la stratégie d'établissement des trajectoires de manœuvre.

#### **1.4.3 Critères de qualité du transport et de la répartition des semences**

L'un des défauts sur lequel il faut accentuer les efforts est la forte hétérogénéité de répartition des semences. Les semoirs actuels ont des coefficients de variation variant de 9 à 15%, sachant qu'agronomiquement la limite acceptable est fixée à 5% (Yatskul et Lemièrre, 2015 ; Astahov, 2007). Pour les engrais ce coefficient peut atteindre de 14 à 21% sachant que la limite maximale pour une répartition optimale est de 10%. Cette hétérogénéité induit un impact néfaste sur la future récolte.

Les obstructions des conduites des semoirs pneumatiques proviennent du fait que très souvent, les méthodes traditionnelles de dimensionnement ne sont pas adaptées au contexte des semoirs. Le manque de préconisations scientifiquement justifiées pour le paramétrage des systèmes de machine entraîne une surconsommation énergétique, ainsi qu'un impact nocif sur l'environnement.

## 1.5 Conclusions

Dans cette thèse nous allons essayer de définir au mieux les éléments permettant de diminuer la consommation énergétique des semoirs pneumatiques en nous focalisant sur les aspects de la manœuvrabilité et de la distribution, tels que l'introduction de la matière, le transport pneumatique ou la répartition, qui sont communément considérés comme les facteurs primordiaux. En complément de ces exigences énergétiques, tout procédé ne peut se faire au détriment de la qualité de semis avec une utilisation du temps la plus rationnelle.

## 2. Modélisation de la manœuvrabilité des semoirs poly-articulés

---

### 2.1 Structure et manœuvrabilité des semoirs poly-articulés

L'apparition de la mécanisation en agriculture dès le début du XX<sup>ème</sup> siècle a entraîné l'utilisation de machines de plus en plus puissantes, rapides et de plus grandes tailles. Nécessitant des outils de traction très puissants les semoirs de grande taille (plus de 12 m en largeur de travail) ont eu besoin d'une automatisation progressive de leur fonctionnement, au moins de manière partielle, un contrôle uniquement humain devenant de plus en plus aléatoire. L'automatisation des manœuvres a fait l'objet de nombreuses innovations technologiques (Gay, 2012 ; Rutt, 2011 ; Noguchi *et al.*, 2002). De plus, la conduite manuelle des ensembles avec des outils tractés constitue une tâche difficile et complexe, exigeant que le chauffeur soit en permanence attentif et vigilant. L'accroissement de la largeur de travail, par exemple pour les cultivateurs, les semoirs ou les pulvérisateurs, combinée à l'augmentation du nombre des éléments remorqués et à l'augmentation de la vitesse de travail au champ, fait que la conduite de tels équipements devient encore plus compliquée et potentiellement accidentogène. De fait, il est difficile à un opérateur de prendre en compte tous ces paramètres pour déterminer une trajectoire optimum au moment où il effectue la manœuvre.

Les solutions automatisées connues, reposant sur une intelligence embarquée au niveau du tracteur, ont également leurs points négatifs.

A l'heure actuelle, la manœuvrabilité et la navigation des véhicules agricoles sont des thématiques de recherche qui présentent un large spectre de problématiques, parmi lesquelles la rationalité d'utilisation du temps et de l'énergie. Dans ce second chapitre nous devons répondre à deux problématiques :

1. Argumenter le choix du positionnement de la trémie roulante vis-à-vis de l'efficacité des manœuvres ;
2. Proposer une méthode qui facilitera la manœuvrabilité des semoirs poly-articulés et réduira la consommation énergétique.

Cette démarche n'est possible que si nous disposons d'un modèle capable de décrire les mouvements de l'ensemble tracteur-outil attelé. Pour être généralisable et transférable

d'un matériel à un autre, le modèle doit être un modèle explicatif, reposant sur une chaîne de causalité capable de décrire l'essentiel des phénomènes observés.

Les modèles analytiques de description du mouvement des véhicules ainsi que de leur interaction avec la route ou le sol (Gim & Nikraves, 1990) sont généralement issus de l'industrie automobile et reposent sur des phénomènes physiques. Ces approches sont destinées à assurer le confort et la sécurité de la conduite comme, par exemple, les travaux menés sur les dispositifs de sécurité active, tels que des systèmes ESP (Electronic Stability Program) et ABS (Antilock Brake System) qui contrôlent les freins pour éviter le survirage et le blocage des roues (Pedersen, 2003), ou encore les travaux d'analyse dynamique permettant de calculer et simuler des suspensions diverses en temps réel (Uys *et al.*, 2007 ; Bouazara *et al.*, 2007). Une autre direction de recherches concerne le domaine de la robotique. Ce sont par exemple des travaux sur la correction automatique des trajectoires (Mkhinini & Knani, 2012), l'autocontrôle et l'auto-navigation (He *et al.*, 2006 ; Bevly, 2001), la coopération dans les systèmes multi-robots (Le, 2010) etc...

En agriculture, la question de l'automatisation des véhicules et de l'optimisation de leur parcours reste un sujet d'actualité.

Depuis longtemps, les utilisateurs se servent d'une autre méthode approchée pour établir un objectif de largeur minimale de fourrière. La fourrière minimale serait égale au double de la largeur de travail :

$$F \approx 2B_{max} \quad (2.1)$$

Iofinov (1984) avait mentionné que le choix de la largeur de la fourrière devait être dicté par la faisabilité du demi-tour de l'ensemble tracteur-machine et la possibilité de retravailler la fourrière avec cet ensemble. Cet auteur a considéré que chaque virage ou demi-tour est composé de courbes avec des rayons variables, des cercles avec un rayon stable et des trajectoires droites. Pour définir la largeur nécessaire de la fourrière les équations empiriques suivantes sont utilisées :

$$F = E + 2,7 \cdot R_{min} + \frac{B_{max}}{2} \quad (2.2)$$

Avec :  $R_{min}$  – le rayon minimal de braquage, égal au rayon du demi-cercle tracé par l'ensemble machine-tracteur pendant le demi-tour continu (sans tenir compte des segments de trajectoire droits).

$B_{max}$  – la largeur maximale de l'ensemble tracteur-machine.

$E$  – la distance nécessaire pour la sortie de la machine avant le braquage, qui sert à protéger la surface semée. Elle est expérimentalement égale à :

$$E = (0.25, \dots, 0.75) \cdot l_c \quad (2.3)$$

Avec  $l_c$  – la longueur cinématique (figure 2.1) c'est-à-dire la distance entre le centre cinématique du tracteur et l'organe de travail (organe de machine qui exécute directement un procédé technologique) le plus éloigné.

Ce calcul est approximatif, et grâce aux coefficients empiriques, nous obtenons une plage de résultats assez large. Ceci étant cette méthode peut donner une idée par rapport à l'espace nécessaire pour faire le demi-tour et faire le relevé de données de tel ou tel procédé, afin d'établir des normes.

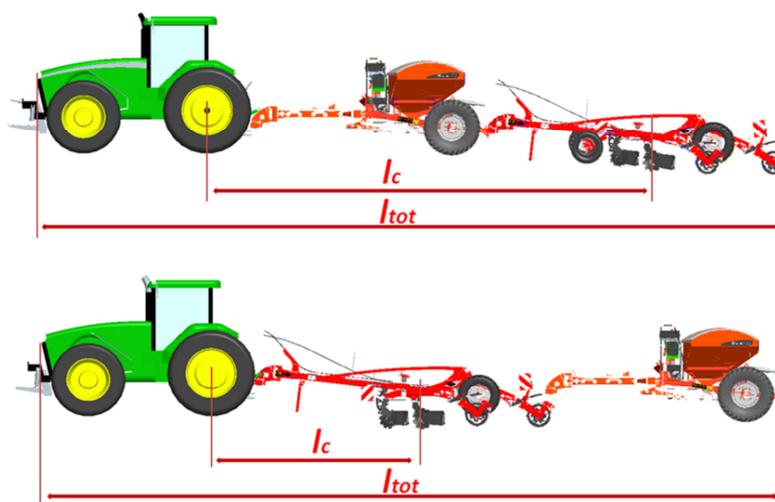


Figure 2.1. Longueur cinématique et absolue des configurations « trémie avant » et « trémie arrière ».

L'analyse de plusieurs sources bibliographiques récentes consacrées au comportement d'une machine agricole dans le champ, touchent dans tel ou tel mesure la robotique et l'automatisation du travail. Cela est confirmé par les observations de (Gay, 2012). Les chercheurs du domaine étudient les opportunités cinématiques afin d'augmenter l'autonomie et l'efficacité du matériel.

L'approche proposée par Vougioukas et *al.* (2006) prévoit pour une machine autonome une méthode de calcul du trajet tout en assurant la faisabilité des manœuvres sans entrer en collision avec les obstacles.

Oskanen (2007) a étudié les questions de planification des manœuvres lors des travaux agricoles. Cet auteur a proposé deux algorithmes pour la détermination d'un chemin optimal pour la machine robotisée. Premier dit, (hors ligne), qui basent sur le partage d'une parcelle de forme trapézoïde compliqué sur les figures élémentaires. Deuxième méthode est très générale. La prédiction est basée sur la recherche exhaustive (énumération de combinaisons possibles) directement en ligne.

Bochtis D. et Sørensen C. (2009) ont proposé une méthode, qui en utilisant une théorie des graphes, permet de déterminer une séquence de trajets d'une machine agricole, de manière à réduire la longueur totale de son parcours.

Noack *et al.*, (2010), puis auparavant Schrock *et al.*, (2002), ont étudié la cinématique d'un véhicule avec un élément remorqué, tout en attachant les déplacements d'un véhicule aux coordonnées globales à l'aide de GPS.

L'utilisation du guidage automatique pour la gestion des trajets a été proposée récemment par différents auteurs (Karkee *et al.* (2010) ; Hana *et al.*, 2004 ; Reid *et al.*, 2000 ; Stombaugh *et al.*, 1999).

Les travaux d'Edwards et Brøchner (2011) soumit l'algorithme de parcours de graphe. Ceci permet d'explorer la séquence optimale des trajets lors des travaux agricoles pour les passages parallèles.

L'un des travaux précurseurs du domaine a été réalisé par Cariou (2012). Ces travaux se sont focalisés sur la navigation autonome de robots mobiles poly-articulés à roues utilisant des commandes non-linéaires, contrôlant les écarts latéral et angulaire de l'ensemble véhicule-remorque, permettant de réaliser les demi-tours de formes différentes.

Au regard de la littérature, les systèmes de guidage disponibles dans le commerce utilisent le système GPS pour piloter la machine dans le champ. Généralement les systèmes de guidage apportent deux fonctions principales : assurer le parallélisme des trajectoires droites ou courbes avec un écart minimal, répéter la trajectoire courbe par apprentissage afin de libérer l'opérateur des actions répétitives et monotones. Dans ce contexte on peut citer les innovations proposées par les tractoristes John Deere, Claas, CNH, ou Agco, et celles de sociétés plus spécialisées comme Trimble, Topcon ou Autofarm (Yatskul *et al.*, 2015).

D'après les multiples enquêtes, le contrôle des manœuvres est totalement à la charge d'opérateur (Cariou, 2012 ; Yatskul et al, 2015). La question de l'optimisation des manœuvres reste donc ouverte. Une solution technique apte à optimiser les manœuvres pour l'instant n'existe pas.

Il a été retenu quatre familles de demi-tours selon leur forme : demi-cercle, boucle lacet, une boucle croisée et queue d'hirondelle (figure 2.2).

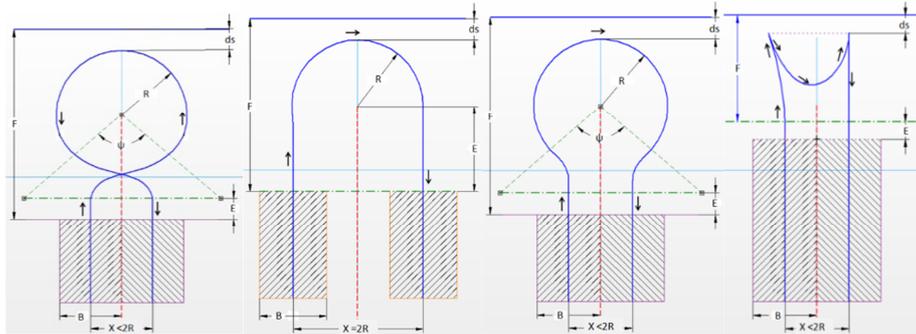


Figure 2.2. Les schémas-type de demi-tour : a – sur le demi-cercle ; b – une boucle lacet ; c – une boucle croisée ; d – queue d’hirondelle.

Nous recherchons plutôt le modèle cinématique pour mieux percevoir l’effet de la géométrie de l’ensemble sur la manœuvrabilité.

Le scientifique anglais Marenbon (1951) a justifié et argumenté le choix des paramètres pour de trains routiers avec les remorques et les semi-remorques pendant leur mouvement sur le cercle. Il a constaté le décalage latéral de l’élément trainé par rapport à la trajectoire d’un véhicule-tracteur, sans pénétrer dans les causes de ce phénomène.

Les travaux fondamentaux sur l’explication profond du mouvement des trains routiers a été effectué par professeur Jacob Zakin (1967). Il a étudié séparément le mouvement du tracteur (camion) routier en mettant l’accent sur les trois types de mouvement : rectiligne, circulaire et transitoire dédié au passage progressif entre les deux premiers. Au deuxième lieu il a étudié le comportement des éléments attelés. Zakin a proposé une équation différentielle qui peut prédire la localisation de l’élément trainé lorsque la trajectoire du tracteur est connue.

Or, le problème de prédiction du comportement du tracteur ayant quelques éléments attelés en environnement naturel reste un problème quand-même ouvert. Les machines menées par l’homme au aux conditions non-spacieuses (déviation des obstacles et fourrières), se font plus lentement et difficilement par rapport aux appareils robotisés. Cela s’explique tel fait que la science se dirige actuellement vers automatisation des travaux agricoles et le machinisme autonome. Nous allons nous lancer dans la recherche d’une modèle explicative susceptible à servir d’une trajectoire-consigne pour le demi-tour automatisé du tracteur avec plusieurs éléments attelés et faire l’objet d’optimisation (au sens du temps minimal ou la distance parcourue).

## 2.2 Définition des trajectoires

Les manœuvres non-optimisés augmentent la longueur totale de parcours inutiles jusqu'à plusieurs dizaines kilomètres par saison, ce qui réduit l'efficacité des opérations agricoles. La configuration d'une nouvelle machine est en forte liaison avec la forme du champ et celle-ci déterminera le type de trajet. Au sens général, la circulation de l'ensemble tracteur-machine porte un caractère cyclique. Il y a deux types des trajets :

- Les trajets utiles (orientés à réaliser immédiatement les tâches agronomiques) ;
- Les trajets hors travail (auxiliaires, pour réaliser des virages et demi-tours)

Au point de vue de la constance des paramètres cinématique de mouvement les trajets subdivisent sur les trajets au mouvement stable (uniforme) et instable (quelconque, transitoires).

Lorsque le tracteur quitte le mouvement uniforme ( $\gamma_0 = \text{const}$ ) rectiligne afin de passer progressivement sans arrêt au mouvement circulaire ou juste changer-corriger la direction, il doit emprunter une trajectoire transitoire ( $\gamma_0 \neq \text{const}$ ). Il est donc nécessaire de pouvoir modéliser tous types de trajectoires pour simuler un déplacement complexe du tracteur, puis de ses éléments attelés. Toute simulation de trajectoire totale sera donc une combinaison des trajectoires transitoires et uniformes. D'après Zakin (1986), si le mouvement du tracteur peut être modélisé, il sera ensuite possible de déterminer les trajectoires des éléments attelés. Nous proposons d'étudier les manœuvres de l'ensemble machine-tracteur sur un exemple du demi-tour sous en forme de boucle qui est le plus répandu.

La modélisation du demi-tour se fait habituellement en modélisant le mouvement sur un cercle ou sur un demi-cercle. Le rayon et l'angle de braquage est stable, le centre de rotation est unique et fixe pour tous les éléments. Les régimes transitoires sont souvent ignorés. Il faut considérer que le mouvement circulaire n'est quasiment pas pratiqué lors d'utilisation normale de n'importe quel véhicule (Zakin, 1967). L'observation d'un ensemble tracteur-machine et de ses traces laissées après le demi-tour sur le terrain démontre, l'absence du mouvement circulaire de l'ensemble au tour d'un centre de rotation unique. Le nombre de centres instantanés de rotation est égal au nombre d'éléments, qui sont liés entre eux par des points d'articulation (Brossard, 2006).

Le demi-tour classique en bout de champ se passe de manière suivante : à la fin du parcours, le chauffeur arrête le système de semis, et soulève la barre de semis en position transport (sans la plier complètement), et braque le volant du tracteur au sens opposé de demi-tour, pour compenser le manque de rayon de braquage pour l'ensemble tracteur-outil. Ensuite le chauffeur contrebraque le volant au fond jusqu'à éviter la collision entre la barre de traction et le timon d'élément du milieu.

Les machines agricoles poly-articulées étant de conception relativement récentes, les recherches sur ces machines sont peu conséquentes et ne fournissent pas de modèles physiques explicatifs pertinents. Nous proposons d'utiliser et d'adapter les modèles de Zakin (1967) pour le train routier constitué d'un véhicule tracteur suivi de véhicules remorqués.

### 2.3 Modélisation générale des manœuvres

Avant de commencer la modélisation, il faut introduire la notion de trajectoire principale de l'ensemble tracteur-machine. Elle est définie par la trajectoire du point milieu du pont arrière du tracteur. La trajectoire principale détermine de fait les trajectoires des éléments trainés.

Pour estimer la manœuvrabilité de l'ensemble, on se sert également de la bande de braquage. C'est une bande qui fait le tour de la parcelle et est constituée par la totalité de l'ensemble tracteur-machine. Les limites de cette bande sont données par l'encombrement maximum de l'ensemble tracteur-machine lors des manœuvres. Elle dépend des largeurs maximales des éléments  $B_{max}$ .

Zakin (1967) a constaté que pendant le demi-tour, le parcours de retour est généralement plus court et droit. Pour assurer le demi-tour le chauffeur doit réussir à manœuvrer avec un long ensemble cinématique dans un espace très serré, sans collisions et sans manœuvres complémentaires.

Pour la modélisation des demi-tours, on considère que le mouvement est effectué sur la surface idéale et plane (Yatskul et Lemièrre, 2014). Les roues sont des solides rigides, sans glissement. La dérive des roues est égale à zéro. La vitesse et l'encombrement de l'ensemble tracteur-machine ne se changent pas au cours du temps. Le demi-tour sera étudié comme un lacet symétrique, par rapport à l'axe, défini par le prolongement de la ligne de jonction. (Présence de l'axe de symétrie).

### 2.3.1 Modélisation des trajectoires transitoires

Géométriquement pour un élément quelconque de l'ensemble, l'angle de braquage est l'angle entre les deux axes, liant le centre instantané de rotation et les centres des ponts avant et arrière (Figure 2.3) :

$$\gamma_0 = \arctg \frac{L_0}{R_0} \quad (2.4)$$

Avec :  $L_0$  – l'empattement ;

$\gamma_0$  – l'angle de braquage.

A partir de (1) et figure 2.3, nous voyons, que le rayon minimal de braquage dépend majoritairement de la variable  $L$  de chaque élément, défini par la distance entre les deux point d'articulation voisines ou distance entre point de pivot et le point du milieu de pont (ou de l'axe) arrière (pour les semi-remorques) : l'empattement et longueur de timon.

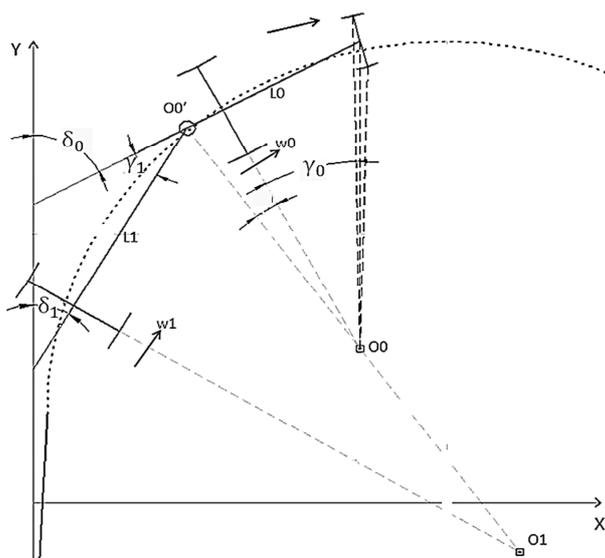


Figure 2.3. Schéma cinématique du braquage du train roulant avec un élément traîné (Zalin, 1967).

La vitesse angulaire de braquage des roues directrices  $\omega_r$  va définir le comportement de l'ensemble tracteur-machine. La courbe du plan, qui représente le changement de valeur  $\omega_r$  en fonction du temps, ne donne pas la possibilité de déduire une simple fonction mathématique. Pour la simplification des calculs la vitesse angulaire de braquage est considéré comme constante ( $\omega_r = \text{const}$ ).

Par contre, le rôle déterminant appartient plutôt au rapport de la vitesse angulaire de braquage des roues directrices et de la vitesse d'avancement du tracteur. Cette grandeur  $K_r$

caractérise le changement de l'angle de braquage des roues directrices en fonction de la distance parcourue sur la courbe de braquage :

$$k_r = \frac{\dot{\gamma}_0}{v_0} = \frac{\omega_r}{v_0}, \quad [m^{-1}] \quad (2.5)$$

Ce rapport s'appelle le paramètre du régime de demi-tour. La vitesse de l'ensemble pendant le demi-tour est réduit par rapport à la vitesse de travail, le rayon de braquage  $R_0$  du tracteur se réduit jusqu'au  $R_0 = R_{min}$ . Le demi-tour sera effectué avec un paramètre du régime plus important. Nous avons établis expérimentalement que si le braquage se fait à 5-6km/h et que la vitesse angulaire de tournement de roues se varie entre 0.1-0.2 s<sup>-1</sup>, le paramètre du régime équivaldra à 0.06..0.12 (Yatskul et al, 2014).

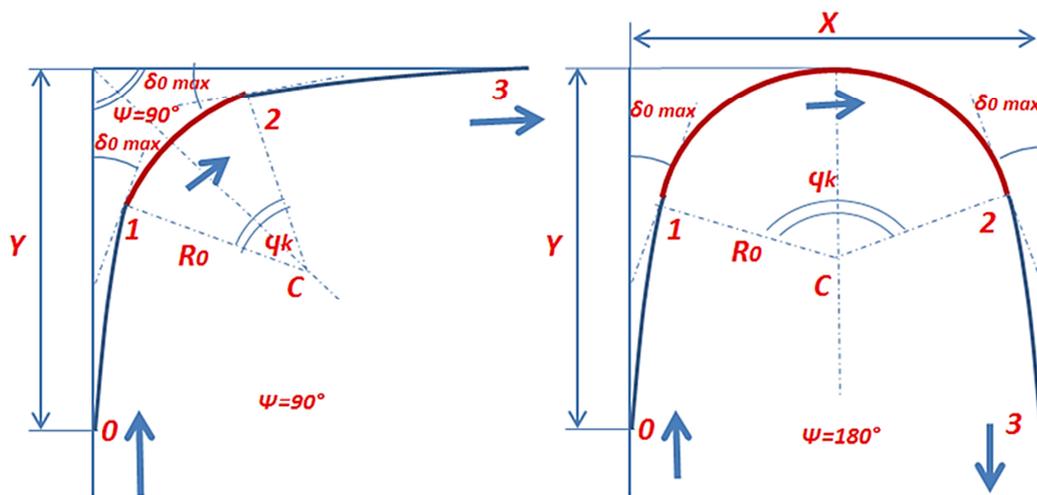


Figure 2.4. Trajectoire du tracteur lors de virage : a – 90 ; b – 180° (Zakin, 1967).

La construction de trajectoire complexe de virage à l'angle  $\psi_0$  dans le système des coordonnées cartésiennes (Figure 2.4), doit commencer par l'établissement d'une trajectoire transitoire d'entrée.

D'après (Zakin 1967), L'équation naturelle de la courbe transitoire :

$$S_0 = \frac{1}{k_r} \left( \frac{\pi}{2} - \arctg \frac{L_0}{R_0} \right) \quad (2.6)$$

Avec :  $S_0$  – la distance parcourue sur la partie transitoire ;

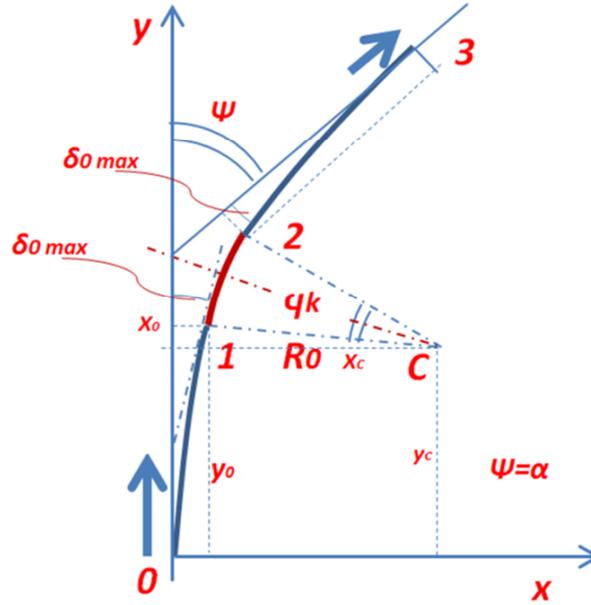


Figure 2.5. Trajectoire du tracteur lors de virage à un angle donné.

A partir de (2.6), nous pourrions en déduire une équation sous la forme paramétrique, sachant que pour chaque coordonnée courante  $x_0 = \int \sin(\delta_0) ds_0$  et  $y_0 = \int \cos(\delta_0) ds_0$  (Avec :  $\delta_0$  – la pente de la tangente à la courbe) :

$$\begin{cases} x_0 = \frac{1}{k_r} \int_0^{\gamma_{0max}} \cos\left(-\frac{1}{k_r L_0} \ln \cos \gamma_0\right) d\gamma_0 \\ y_0 = \frac{1}{k_r} \int_0^{\gamma_{0max}} \sin\left(-\frac{1}{k_r L_0} \ln \cos \gamma_0\right) d\gamma_0 \end{cases} \quad (2.7)$$

Soit, décomposons ces intégrales en séries mathématiques :

$$\begin{cases} x_0 = \frac{\gamma_0^3}{6k_r^2 L_0} + \frac{\gamma_0^5}{60k_r^2 L_0} + \frac{\gamma_0^7}{7! k_r^4 L_0^3} (16k_r^2 L_0^2 - 15) + \frac{\gamma_0^9}{9! k_r^4 L_0^3} (272k_r^2 L_0^2 - 420) + \dots \\ y_0 = \frac{\gamma_0}{k_r} - \frac{\gamma_0^5}{40k_r^3 L_0^2} - \frac{\gamma_0^7}{168k_r^3 L_0^2} + \frac{\gamma_0^9}{9! k_r^5 L_0^4} (105 - 588k_r^2 L_0^2) + \dots \end{cases} \quad (2.8)$$

Ce sont des équations des courbes appartenant à la classe de spires. Les chercheurs les approchent à une forme de clothoïdes (ou une spirale de Cornu) – courbes la propriété fondamentale de laquelle en cinématique se traduit comme une trajectoire qui, à la vitesse stabilisée, varie sa courbure linéairement. (Shaw, 2009).

### 2.3.2 Modélisation des trajectoires circulaires

A la fin de la trajectoire transitoire, le braquage des roues directrices ne se fait plus. Le rayon instantané de braquage devient stable. Dans notre cas il s'approche à une valeur minimale possible de rayon de braquage pour l'ensemble donnée. Par conséquent, nous pourrions écrire que :

$$\gamma \in [0; \gamma_{max}] \text{ et } R \in ]\infty; R_{min}]. \quad (2.9)$$

En résultat de construction, on trouvera le raccordement des courbes.

Les coordonnées du centre :

$$\begin{cases} x_c = x_0 + R_{0min} \cos \delta_{0max} \\ y_c = y_0 - R_{0min} \sin \delta_{0max} \end{cases} \quad (2.10)$$

Avec :  $\delta_{0max}$  – l'angle d'écart du tracteur par rapport à la direction initial :

$$\delta_{0max} = -\frac{1}{K_{\pi} L_0} \ln \cos \gamma_{0max} \quad (2.11)$$

En cas de virage d'ensemble à un certain angle  $\Psi$ , il est utile de servir de l'angle du cercle de la trajectoire circulaire, qui peut être défini (figure 2.5) :

$$\varphi_k = \Psi - 2\delta_{0max} \quad (2.12)$$

Avec :  $\varphi_k$  – l'angle de la trajectoire circulaire ;

$\Psi$  – l'angle entre la direction initiale et la direction finale du tracteur.

### 2.3.3 Modélisation des trajectoires des éléments trainés

Le comportement des éléments trainés est conditionné par le changement de direction de la force de traction sur le point d'attelage. Dès que le tracteur tournera à l'angle  $\alpha$ , la force de traction  $F_{tr}$  se décale aussi, et forme avec un axe longitudinal d'élément trainé un certain angle de pliage  $\gamma_1$  (Figure 2.3). Au cours d'évolution de composant du repère de la force  $F_{tr}$ , qui est perpendiculaire à l'axe longitudinal d'élément trainé, ce composant engendre le couple par rapport au centre du pont arrière d'élément remorqué et avec le bras de levier en qualité de son empattement.

En fois que la trajectoire du tracteur est construite (8) et (10), nous pouvons établir la trajectoire pour les éléments trainés. Le facteur, qui va la définir, est l'angle de pliage  $\gamma_i$ , qui aura propre valeur dans le chaque point de parcours.

La construction de la trajectoire de l'élément trainé sera constituée en points, qui signifie le bout de remorque avec l'empâtement  $L$ , qui à un moment donné  $\tau$ , formera un angle  $\gamma_i$  avec l'axe longitudinal du tracteur, correspondante avec la tangente à la courbure de la trajectoire du tracteur.

Analogiquement, la trajectoire du deuxième élément sera une dérivée de trajectoire de l'élément précédent. L'équation différentielle d'évolution d'angle de pliage est :

$$\frac{d\gamma_1}{dt} + \frac{v_0 \sin\left(\frac{1}{i_d} \gamma_1 - \alpha_0\right)}{L_1 \cos(\alpha_0) \cos\left(\frac{1}{i_d} - 1\right) \gamma_1} = \frac{v_0}{L_1} \tan(\gamma_0) \quad (2.13)$$

Avec :  $\alpha_0$  – l'angle formé par l'axe liant le centre cinématique d'un élément-tracteur avec le centre instantané de rotation et l'axe liant le pont d'attelage avec ce centre de rotation.

$i_d$  – le rapport direct des éléments

Cependant, cette équation est impossible à intégrer, donc nous proposons d'utiliser des équations simplifiés (Zakin, 1984). Ci-dessous, les équations pour déterminer l'angle de pliage  $\gamma_i$  pour chaque stade de parcours : transitoire d'entrée, circulaire, transitoire de sortie, transitoire droite (tableau 2.1). L'exemple de la construction d'une telle trajectoire est présenté sur la figure 2.6.

Tableau 2.1. Modélisation de l'évolution d'angle de pliage.

Phase de manœuvre	Paramètre-clef	Equation
Entrée	$\gamma_0$	$\gamma_1 = \frac{L_1 + c_0}{L_0} \left[ \gamma_0 - L_1 (1 - e^{\frac{-\gamma_0}{L_1 k'_p}}) k'_p \right]$
Mouvement circulaire	$\varphi_k$	$\gamma_1 = \gamma_{1(\tau_1)} e^{\frac{R_0 \varphi_k}{L_1}} + \frac{L_1 + c_0}{L_0} (1 - e^{\frac{R_0 \varphi_k}{L_1}}) \gamma_{0_{max}}$
Sortie	$\gamma_0$	$\gamma_1 = \gamma_{1(\tau_2)} e^{\frac{-\gamma_{0_{max}} - \gamma_0}{L_1 k''_r}} + \frac{L_1 + c_0}{L_0} \left[ (\gamma_{0_{max}} + L_1 k''_r) \left( 1 - e^{\frac{-\gamma_{0_{max}} - \gamma_0}{L_1 k''_r}} \right) - \gamma_{0_{max}} + \gamma_0 \right]$
Droit	$S_0$	$\gamma_1 = \gamma_{1(\tau_3)} e^{\frac{-S_0}{L_1}}$

Avec :  $L_1$  – l'empattement de l'élément trainé ;

$c_0$  – la distance entre le pont arrière du tracteur et le point d'attelage ;

$\varphi_k$  – l'angle de la trajectoire circulaire ;

$$\varphi_k = \psi_0 - \delta_{0_{max}} \quad (2.14)$$

$\gamma_1$  – l'angle de pliage, mesuré entre les axes longitudinaux de tracteur et d'élément trainé ;

$\delta_0$  – l'angle auquel ont tourné des éléments de l'ensemble de par rapport à la direction initial de tracteur et au premier élément trainé.

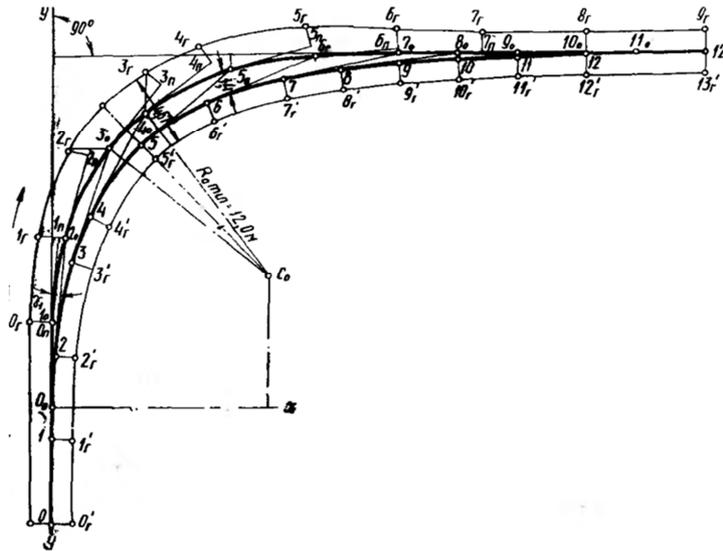


Figure 2.6. La trajectoire des éléments de l'ensemble tracteur-machine sur le virage (Zakin, 1967).

### 2.3.4 Proposition de fixation des centres cinématiques

Le centre cinématique d'un élément est un point par rapport auquel on étudie le comportement des autres points de l'ensemble. Sous la longueur totale, il faut comprendre une distance longitudinale entre les deux ponts extrêmes opposés. Nous proposons d'acquiescer les préconisations de Iofinov (1984), pour les différents types de tracteurs et des remorques compte tenu des points d'articulation et des points de pivotement des roues (Figure 2.7).

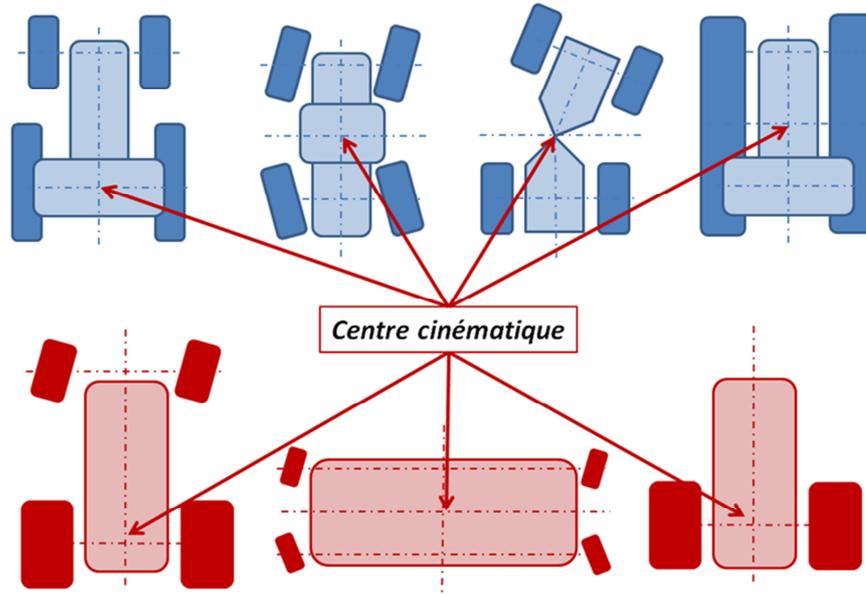


Figure 2.7. Placement du centre cinématique de différents types de tracteurs (rang du haut) et des outils attelés (rang du bas).

### 2.3.5 Amélioration de la modélisation

Les équations (2.7) et (2.13) ont été obtenues pour un ensemble idéal sur une surface parfaite. Pourtant sur le terrain les facteurs externes comme les frottements, l'adhésion au sol, la déformation des pneus, le ripage dû à la pente, la résistance des attelages au pivotement, vont influencer la trajectoire réelle.

L'estimation théorique de la prépondérance de chaque facteur nous semble assez compliquée à établir. En fonction du champ et des conditions météorologiques, ces facteurs vont varier. Il serait raisonnable, selon nous, de préciser et, au besoin, d'améliorer les équations obtenues expérimentalement.

A notre avis, les modèles ayant besoin d'une correction sont des modèles de mouvement curviligne. Pour mieux comprendre le phénomène nous proposons d'étudier la physique lié au braquage.

Le mouvement curviligne survient lorsque les roues directrices du tracteur sont braquées. La trajectoire d'avancement commence à s'incurver sous l'action de la réaction latérale du sol (Figure 2.8). Cette réaction est exprimée par la composante transversale  $R_x$  qui tend à provoquer la translation latérale du tracteur et qui doit compenser la force d'adhérence des roues avec le sol, et la composante  $R_y$  de résistance à l'avancement du tracteur.

Nous voyons que l'action du sol sur les roues n'aura pas le même effet selon les directions transversale et longitudinale. Pour améliorer le modèle décrivant séparément l'évolution des coordonnées X et Y en fonction de l'angle de braquage, il sera utile d'introduire deux coefficients de correction :  $\mu_x$  pour la translation transversale et  $\mu_y$  pour la translation longitudinale. L'équation (2.7) devient alors :

$$\begin{cases} x_0 = \frac{(\mu_x \gamma_0)^3}{6k_r^2 L_0} + \frac{(\mu_x \gamma_0)^5}{60k_r^2 L_0} + \frac{(\mu_x \gamma_0)^7}{7! k_r^4 L_0^3} (16k_r^2 L_0^2 - 15) + \frac{(\mu_x \gamma_0)^9}{9! k_r^4 L_0^3} (272k_r^2 L_0^2 - 420) + \dots \\ y_0 = \frac{\mu_y \gamma_0}{k_r} - \frac{(\mu_y \gamma_0)^5}{40k_r^3 L_0^2} - \frac{(\mu_y \gamma_0)^7}{168k_r^3 L_0^2} + \frac{(\mu_y \gamma_0)^9}{9! k_r^5 L_0^4} (105 - 588k_r^2 L_0^2) + \dots \end{cases} \quad (2.15)$$

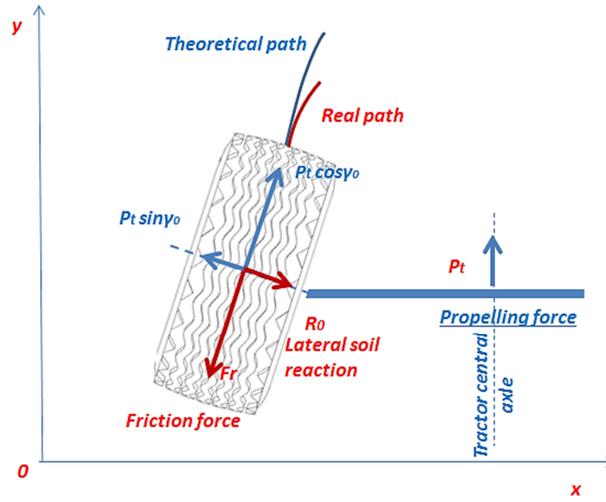


Figure 2.8. Bilan des forces appliquées sur une roue directrice du tracteur pendant un braquage.

La valeur théorique de l'angle minimum de braquage pour un ensemble étant donnée, nous allons la déterminer par simulation tel qu'exposé dans le chapitre 2.5.

Apporter les modifications au modèle du mouvement circulaire, selon nous, n'est pas nécessaire, car son début et les coordonnées du centre de rotation correspondant sont déterminés par le mouvement transitoire.

Les modèles d'évolution des angles de pliage ont aussi besoin d'une amélioration.

En raison des résistances longitudinale et transversale du sol lorsque l'ensemble tracteur-machine change de direction, et en raison des particularités de sa structure, les angles de pliage évoluent selon une loi prenant en compte l'angle formé par les axes des ponts arrière du tracteur et de l'élément trainé. Cet angle caractérise le rapport du rayon de braquage de l'ensemble sur les longueurs  $L_0$ ,  $L_1$ ,  $c_0$  etc, de la structure de l'élément en question en résultat d'un virage. Nous tenons à introduire un coefficient empirique  $\varepsilon$  de

correction, qui prendra en considération ce phénomène. Les équations finales sont données dans le tableau 2.2.

Tableau 2.2. Modélisation améliorée de l'évolution de l'angle de pliage.

Phase de manœuvre	Paramètre-clef	Equation
Entrée	$\gamma_0$	$\gamma_1 = \frac{(L_1 + c_0)\varepsilon}{L_0} \left[ \gamma_0 - L_1\varepsilon(1 - e^{\frac{-\gamma_0}{L_1\varepsilon k_p}})k_p \right]$
Mouvement circulaire	$\varphi_k$	$\gamma_1 = \gamma_{1(\tau_1)} e^{-\frac{R_0}{\varepsilon L_1} \varphi_k} + \frac{(L_1 + c_0)\varepsilon}{L_0} (1 - e^{-\frac{R_0}{\varepsilon L_1} \varphi_k}) \gamma_{0max}$
Sortie	$\gamma_0$	$\gamma_1 = \gamma_{1(\tau_2)} e^{\frac{-\gamma_{0max} - \gamma_0}{L_1\varepsilon k_r}} + \frac{(L_1 + c_0)\varepsilon}{L_0} \left[ (\gamma_{0max} + L_1\varepsilon k_r) \left( 1 - e^{\frac{-\gamma_{0max} - \gamma_0}{\varepsilon L_1 k_r}} \right) - \gamma_{0max} + \gamma_0 \right]$
Droit	$S_0$	$\gamma_1 = \gamma_{1(\tau_3)} e^{\frac{-S_0}{L_1\varepsilon}}$

Dans ce travail de thèse nous n'avons pas présenté nos premiers résultats en rapport avec l'adaptation de la modélisation de J. Zakin aux semoirs poly-articulés, ni leur premier test numérique (Yatskul *et al.*, 2014). Grâce à ce test nous avons confirmé que cette modélisation était adéquate et pouvait être utilisée pour déterminer une trajectoire consigne pour un système automatisé. L'intérêt étant notamment de réduire la durée des manœuvres en bout de champ. Dans la suite des travaux nous avons proposé un autre modèle amélioré tenant compte des interactions à l'interface pneus-sol et tenant compte des interactions au niveau des articulations entre les machines. L'intérêt est de décrire les différents comportements de l'ensemble tracteur-machine de façon explicative. Cette dernière amélioration du modèle établi dans cette thèse a d'ores et déjà été exploitée dans un brevet (Potier et al, 2015) automatisant les manœuvres de machines agricoles poly-articulées (voir chapitre 2.6.).

## 2.4 Validation expérimentale de la modélisation

Le modèle mathématique de demi-tour de l'ensemble tracteur-machine va être testé et validé sur un ensemble expérimental composé de trois maillons : le tracteur, la trémie roulante et la barre de semis.

Le tracteur possède deux roues-directrices avec une attache déportée, et les éléments attelés représentent des semi-remorques passives à un essieu chacun. L'expérience contiendra l'enregistrement en temps réel des différents paramètres cinématiques de l'ensemble donné avec la géométrie connue lorsqu'il réalise des manœuvres : positionnements, vitesse, angles de braquage et de pliage. A partir de ces paramètres nous allons reconstituer la trajectoire tout en utilisant le modèle, et comparer celui-ci avec la courbe établie par le GPS. Les résultats obtenus permettent de mettre en évidence les performances et la pertinence des modèles proposés.

### 2.4.1 Matériel expérimental

L'ensemble représente le cultivateur à disques Kuhn Optimer 7.5 en qualité de barre de semis (Figure 2.9 - 2.10), attelé à la trémie roulante Kuhn Moduliner Solo rattachée au tracteur John Deere 8360R équipé de systèmes Autotrak et Itec Pro. La roue droite du tracteur et les points d'attelage des éléments trainés ont été rééquipés de supports pour les capteurs (Figure 2.11).



Figure 2.9. Vue d'ensemble tracteur-machine utilisé pour l'expérience.

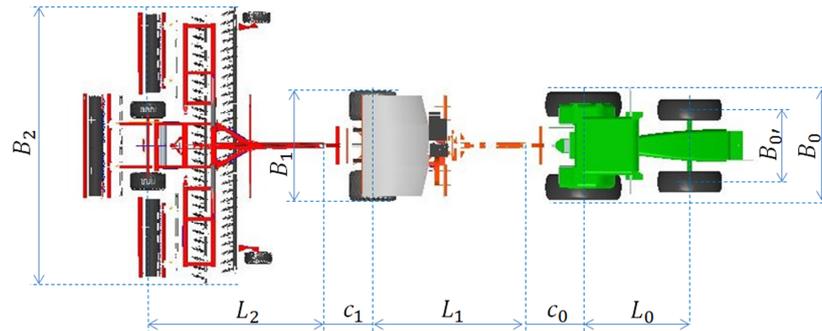


Figure 2.10. Dimensions principales de l'ensemble.

Tableau 2.3. Dimensions principales de l'ensemble (en m).

	$B_0$	$B_{0r}$	$L_0$	$c_0$	$B_1$	$L_1$	$c_1$	$B_2$	$L_2$
Tracteur	2.7	2.16	3	1.77					
Trémie					3.1	4.11	0.97		
B.de semis								7.5	4.59

## 2.4.2 Acquisition des données et positionnement des capteurs

### Capteurs

Pour définir la position de chaque élément de l'ensemble nous avons utilisé deux réseaux de données BUS de terrain CAN (Control Area Network, 2A, 500 kb/s) :

1. Antenne John Deere Star Fire TM 3000 RTK (Real Time Kinematic), envoyant les protocoles de position J1939, avec une précision de  $\pm 2.5$  cm, installés sur le tracteur. La balise de référence (Figure 2.11) reçoit des signaux GPS pour la correction du positionnement par triangulation des éléments et est positionnée sur la cabine du tracteur (figure 2.11). La trajectoire affichée est celle du milieu du pont arrière.
2. Deux antennes DGPS (Differential Global position System) Novatel Smart AG, envoyant les protocoles de position NMEA2000 (standard de marine à l'origine : National Marine Electronics Association), avec une précision de  $\pm 30$  cm, installées sur la trémie et la barre de semis, et positionnées sur les pieds au-dessus du milieu du pont arrière (figure 2.11).

Les antennes GPS utilisent le système géodésique mondial WGS 84 (World Geodetic System 1984), exprimant le positionnement en coordonnées géographiques : latitude, longitude en degrés.

Les données dans ce format ne sont pas exploitables à l'échelle restreinte, car elle a pour repère le centre de la planète, tenant compte de sa courbure. Pour créer un repère sur le champ donné nous avons utilisé la formule de Haversine. Grâce à cette méthode nous obtenons une projection de surface donnée avec le point d'origine, par rapport auquel nous positionnons des points courants. La trajectoire de l'ensemble est présentée en coordonnées cartésiennes (X;Y) en centimètres. Pour assurer l'homogénéité de conditions de l'expérience, nous avons fixé le même point d'origine pour toutes les expériences.

La méthode de Vincenty (Vincenty, 1975) qui est similaire à la précédente n'a pas pu être utilisée en raison de besoins des ressources informatiques assez élevés, malgré sa précision plus fine.

Les valeurs de la vitesse ont été récupérées sur le GPS.

L'angle de braquage du tracteur a été obtenu par l'intermédiaire d'un capteur analogique Elobau 424 A17A 120B, par récupération différentielle (0 à 5V) monté sur le pont avant du tracteur. Il faut également préciser que l'angle mesuré correspond à l'angle de braquage de la roue droite du tracteur. Le modèle utilise l'angle central de braquage (figure 2.3), qui correspond à la roue imaginaire se situant à l'intersection de l'axe longitudinal du tracteur et de l'axe des roues directrices. Ces angles sont liés ainsi :

Virage à gauche :

$$\gamma_0 = \text{acctg} \left[ \frac{L_0}{\frac{L_0}{\text{tg}\gamma_{0-d}} - \frac{B_0}{2}} \right] \quad (2.16)$$

Virage à droite :

$$\gamma_0 = \text{acctg} \left[ \frac{L_0}{\frac{L_0}{\text{tg}\gamma_{0-d}} + \frac{B_0}{2}} \right] \quad (2.17)$$

Les angles de pliage ont été déterminés grâce à des capteurs analogiques Novotechnik 2831 118 240 101 montés sur l'axe d'attelage de la série Kuhn permettant d'éviter tous les déplacements latéraux et verticaux sauf les rotatifs.

Pour calibrer ces capteurs tout d'abord nous avons aligné l'ensemble afin de régler les capteurs à 0.5V. C'est-à-dire que nous avons fait en sorte que les capteurs soient centrés au niveau de la plage de variation lorsque l'angle est nul. L'acquisition des données a été effectuée tous les 10 ms.

### **Système d'acquisition**

Pour le test nous avons utilisé une centrale d'acquisition IMC Cronos 5008, fonctionnant en liaison directe avec l'ordinateur. Les capteurs d'angle ont été câblés sur les entrées différentielles avec une vitesse d'échantillonnage tous les 10ms. Les deux BUS CAN ont été pareillement branchés aux entrées différentielles (Figure 2.11). Les messages arrivaient donc de manière asynchrone. Néanmoins la base de temps pour tous les périphériques restait la même. Dès que le système de mesures est lancé nous démarrons toutes les mesures en même temps, tenant compte de la configuration du système.

Pour exploiter ces données et les interpréter nous avons utilisé le logiciel de post-traitement FAMOS 6.3 développé par IMC. Les données GPS sont exploitées grâce à un programme dédié développé par Kuhn, sous le logiciel LabVIEW.

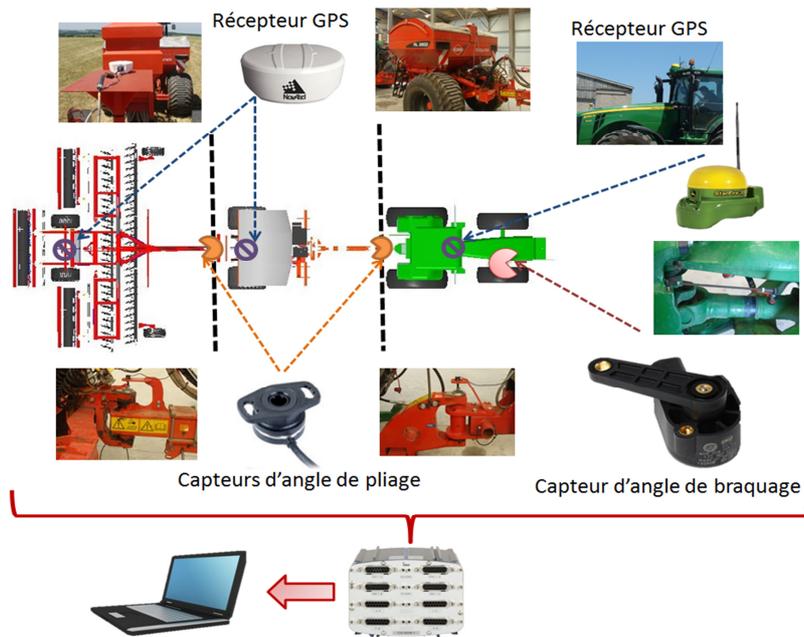


Figure 2.11. Dispositif d'acquisition des données.

### 2.4.3 Démarches d'essai

Pendant notre essai trois types d'expériences ont été réalisés avec trois répétitions :

#### « *Fer à cheval* »

Pour deux configurations nous simulons le demi-tour (virage à  $180^\circ$ ) symétrique sur une boucle de cercle sans contrebraquage. Nous commençons le mouvement sur le cercle et braquons les roues directrices à  $0.2 \text{ rad/s}$  jusqu'à  $52^\circ$ . Nous poursuivons le mouvement sur un secteur du cercle. Ensuite nous débarquons pour arriver au mouvement droit. Les trajectoires droites d'aller et de retour doivent être parallèles. L'axe de symétrie doit passer par le centre du secteur du cercle et divise l'arc du cercle en deux parties égales.

La vitesse d'avancement est fixée à  $6 \text{ km/h}$  et la vitesse angulaire de braquage à  $0.2 \text{ rad/s}$ .

#### *Demi-tour symétrique sur une boucle avec contrebraquage*

Pour deux configurations simulerons un demi-tour symétrique avec contrebraquage. Nous braquons les roues directrices du tracteur dans le sens opposé au demi-tour jusqu'à  $\gamma_0 = -52^\circ$ , pour compenser le manque de rayon de braquage pour l'ensemble tracteur-outil. Ensuite nous contrebraquons (en sens inverse) à fond jusqu'à  $\gamma_0 = +52^\circ$ . Nous poursuivons le mouvement sur un secteur du cercle. Ensuite

nous répétons les actions précédentes en ordre inverse, pour arriver au mouvement droit. Les trajectoires droites d'aller et de retour doivent être parallèles. L'axe de symétrie doit passer par le centre du secteur du cercle et divise l'arc du cercle en deux parties égales. Les parties de boucle doivent être symétrique par rapport à cet axe. La vitesse d'avancement égale à 6 km/h.

### **Virage symétrique à 90°**

Pour la configuration « trémie avant ». Nous commençons le mouvement sur le cercle et braquons les roues directrices à 0.2 rad/s jusqu'à 52°. Nous poursuivons le mouvement sur un secteur du cercle. Ensuite nous débarquons pour arriver au mouvement droit. Les trajectoires droites d'aller et de retour doivent former l'angle 90°. L'axe de symétrie doit être une bissectrice de cet angle. Les parties d'arc doivent être symétrique par rapport à cet axe. Le but de cette expérience est de détecter l'impact de la vitesse d'avancement et de la vitesse angulaire de braquage sur la manœuvrabilité de l'ensemble. Les capacités manœuvrables seront estimées selon la superficie du rectangle circonscrit autour de la bande de braquage.

Les équipements agricoles autoguidés n'étant pas disponibles pour nos essais, la réalisation du demi-tour a été effectuée manuellement. De fait, puisqu'il est impossible de reproduire « humainement » la trajectoire idéale, surtout sur un terrain naturel, nous avons adapté le mode de traitement des résultats aux conséquences. Pour une réalisation plus précise des tests, il est serait donc par exemple nécessaire d'automatiser des manœuvres ou d'utiliser des marquages au sol.

#### **2.4.4 Méthodologie de construction des trajectoires théoriques**

Les trajectoires théoriques ont été établies par l'intermédiaire des équations (2.8) et (2.10). Les valeurs de l'angle de braquage ont été supposées réelles, récupérées du capteur d'angle. La vitesse angulaire de braquage a été définie comme l'évolution de l'angle de braquage en fonction du temps :

$$\omega = \frac{d\gamma_0}{dt} = \frac{\gamma_{0n} - \gamma_{0n-1}}{t_n - t_{n-1}} \quad (2.18)$$

La valeur moyenne de la vitesse d'avancement a été calculée suivant des valeurs instantanées fournies par le récepteur GPS.

### 2.4.5 Méthodologie de traitement des trajectoires expérimentales

Le but principal de ces mesures est de vérifier la viabilité des modèles mathématiques adopté du secteur automobile. Afin de parler d'une comparaison plus sereine, au lieu de travailler avec un manœuvre entier, nous allons décrire la trajectoire sur les parties qui correspondront aux différents régimes de mouvement (régime transitoire, circulaire ou mouvement tout droit) qui vont être comparées avec les courbes théoriques décrivant de ce régime (Figure 2.12). Cette méthode de comparaison permettra d'exempter toute erreur accumulée, si nous aurions comparé les courbes composées.

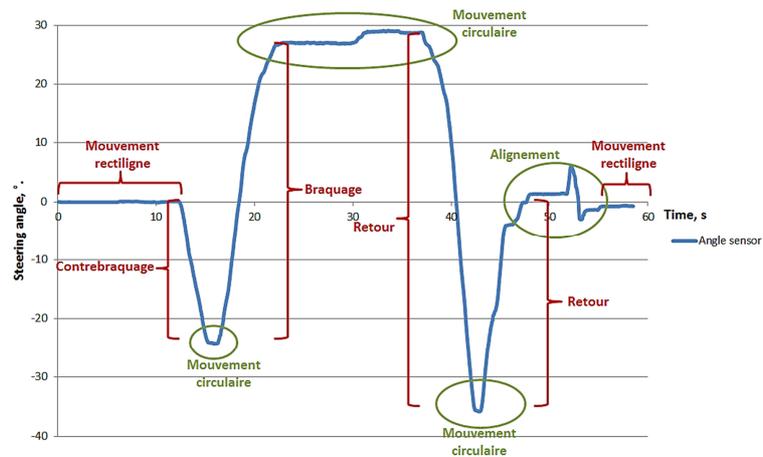


Figure 2.12. Evolution-type de l'angle de braquage pendant le demi-tour avec le contre-braquage.

### 2.4.6 Changement des repères

Vu que au cours de la modélisation le début des trajectoires transitoires a été positionnées à l'origine et la direction initiale correspondait avec la direction de l'axe ordonnées, les repères de la trajectoire terrain ont été changés, afin d'être comparables avec la trajectoire théorique. Le début de la trajectoire a été déplacé à l'origine, puis la trajectoire a été pivotée de manière que l'axe de tracteur au début de manœuvre correspondait avec l'axe ordonnée de la trajectoire théorique.

### 2.4.7 Choix des critères de comparaison

Pour estimer la ressemblance des trajectoires et l'écart entre deux entités (points des trajectoires) il existe de nombreux outils mathématiques (Abbena et al, 2006 ; Deza & Deza, 2006). Toutes ses méthodes se ramènent à la définition des distances entre les entités conformes, qui seront ensuite analysées.

La distance la plus connue est la distance Euclidienne, qui définit la distance absolue entre deux points dans l'espace cartésien (Figure 2.13, a) :

$$d_1 = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \quad (2.19)$$

Avec :  $(x_1; y_1)$  et  $(x_2; y_2)$  – les coordonnées des points de référence.

Au cours de l'expérience, nous avons eu une certaine incohérence du horodatage de données GPS (acquis aléatoirement) et données d'angle (reçu pour un intervalle du temps constant). Afin d'avoir la possibilité de travailler avec ces données l'horodatage GPS a été arrondi au dixième de seconde. De ce fait, les coordonnées GPS ont été en avance environs de 0,04s par rapport à la valeur d'angle, ce qui peut selon nous être négligé.

Pour rattraper cette imprécision nous allons profiter de la méthode de l'interpolation linéaire. Dans le cas d'une interpolation linéaire, on constitue une trajectoire qui est une succession de segments. Entre deux points p1 et p2 de coordonnées respectives  $(x_1; y_1)$  et  $(x_2; y_2)$ , l'interpolation est donnée par la formule suivante (Figure 2.13, b) :

$$d_2 = \frac{|(y_1 - y_2)M_x + (x_2 - x_1)M_y + (y_2 - y_1)x_1 - (x_2 - x_1)y_1|}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}} \quad (2.20)$$

Avec :  $(M_x; M_y)$  – les coordonnées du point de référence.

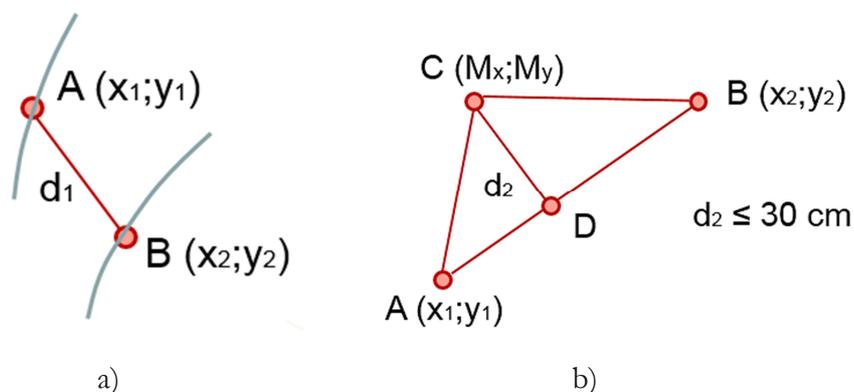


Figure 2.13. Estimation des distances entre les courbes.

La trajectoire terrain est constituée avec une précision élevée à l'aide de système GPS RTK. A ce propos, les point de la trajectoire terrain ont été acceptés comme les référentiels, d'où nous avons calculé la distance jusqu'à segments constitués par les deux point voisins de la trajectoire théorique.

La précision d'un GPS classique se varie de +/-30cm, celle de GPS RTK de +/-3cm. C'est-à-dire, les points enregistré par GPS lors du parcours seront dispersés à +/-30cm et +/-3cm de la trajectoire réelle de tracteur conformément. Dans cet ordre d'idées, nous allons fixer le seuil acceptable de l'écart maximal entre des trajectoires théorique et expérimentale inférieur ou égal à 30 cm, où les courbes vont être considérés comme coïncidentes, car il se trouvent dans les limites d'erreur de mesure.

#### 2.4.8 Résultats de comparaison

##### *Trajectoire transitoire entrée/sortie*

Suite aux essais terrain nous avons reporté les trajectoires transitoires (avec ses points de référence) théorique et expérimentale sur le système de coordonnées (Figure 3.12). Visuellement les deux courbes (bleue et rouge) suivent la même tendance, or elles ne correspondent pas entre elles. L'écart maximal à la fin de parcours fait 52 cm (Figure 2.14).

Les valeurs des coefficients de correction ont été recherchées par la voie empirique, permettant d'approcher au maximum la nouvelle trajectoire théorique (violette) à la trajectoire expérimentale (figure 2.14). La mise en place de ces coefficients de correction a permis d'obtenir un écart maximum à la fin de parcours de 10 cm (Figure 2.14).

Nous constatons que les directions des roues ont été quelque peu bruitées à cause des perturbations dues au terrain naturel couvert des résidus végétaux.

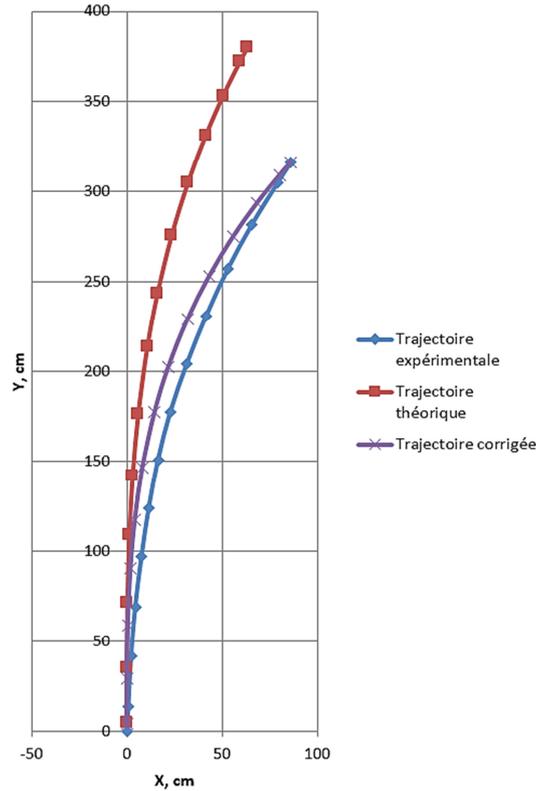


Figure 2.14. Comparaison des trajectoires transitoires du tracteur.

Nous observons, que la trajectoire théorique s'écarte de plus en plus de la trajectoire expérimentale. Il y a un effet cumulatif des écarts observés tout au long de l'expérience. A cause de ce phénomène et la réaction du sol sur les roues-directrice du tracteur. La seconde modélisation présentée sur la figure (2.14) tient compte de ce phénomène physique et la trajectoire théorique devient plus proche de la trajectoire expérimentale. Toutefois, si nous calculons le coefficient de corrélation entre des valeurs prédit par des modèles et la valeur mesurée, ce coefficient de corrélation reste supérieur à 0.9 pour les 23 points.

Au cours de l'expérience nous avons établi, que dans la réalité les coordonnées transversales  $X$  de la trajectoire évoluaient plus intensivement en temps que c'était prévu par le modèle (figure 2.15). Dans un autre ordre d'idées, les coordonnées longitudinales  $Y$ , n'évoluaient pas suffisamment vite. Ceci s'explique par les phénomènes dynamiques liés à l'interaction pneus-sol :

- Sur la direction transversale, la composante latérale de frottement a eu l'effet moins important pour contrer la réaction latérale de côté du sol. De ce point de vue,  $\mu_x > 1$  afin d'accélérer l'évolution de  $X$ .

- Sur la direction longitudinale, la résistance au roulement a eu un effet contrariant l'avancement. De cette logique,  $\mu_y < 1$  afin de décélérer l'évolution de Y.

Sur la figure (2.15), dans les deux cas à la fin de parcours, l'intensivité d'évolution des coordonnées se ralentie dans toutes les directions. Cette partie de parcours se caractérise par le début de mouvement circulaire, donc le chauffeur psychologiquement tourne le volant plus lentement.

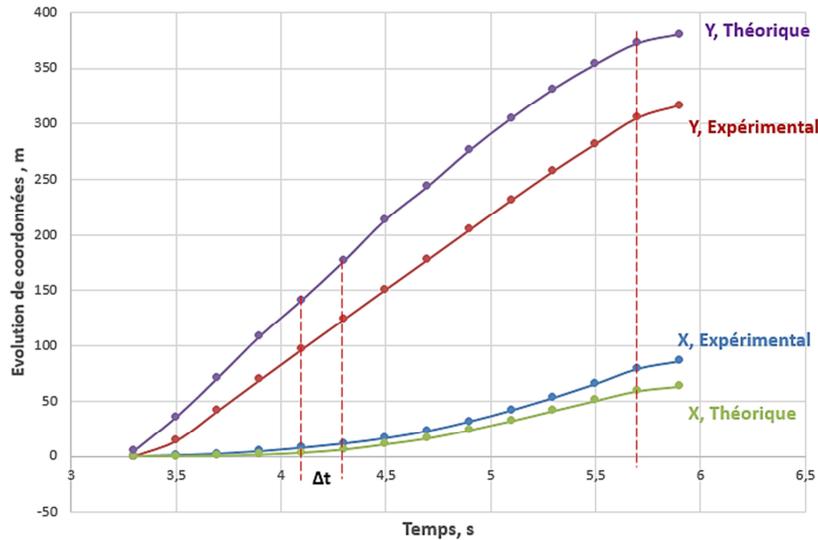


Figure 2.15. L'évolution des coordonnées X et Y en fonction du temps passé sur la trajectoire transitoire.

Nous y pouvons retirer deux conclusions :

- L'écart par rapport au temps est lié principalement à la résistance du sol, ce qui nécessite à apporter la correction principale au modèle.
- Toutefois la vitesse angulaire de braquage des roues ainsi que l'accélération ou décélération de cette vitesse a une influence sur l'ajustement du modèle. Ceci est visible en particulier à la fin de l'expérience : à la fin le graphique nous voyons les coordonnées s'évaluent moins intensivement. Ceci est également confirmé par le graphique d'évolution d'angle de braquage : par exemple, pour que le passage de la position « zéro » des roues-directrices à la vitesse de braquage constante, il faut une certaine accélération.

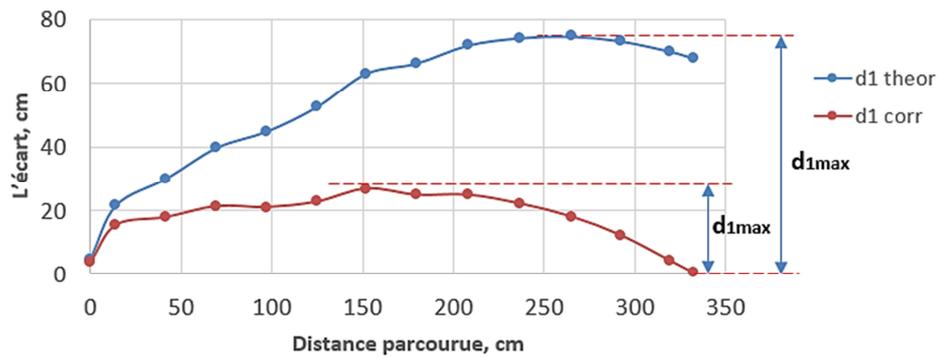


Figure 2.16. L'évolution de l'écart  $d_1$  en fonction de la distance parcourue.

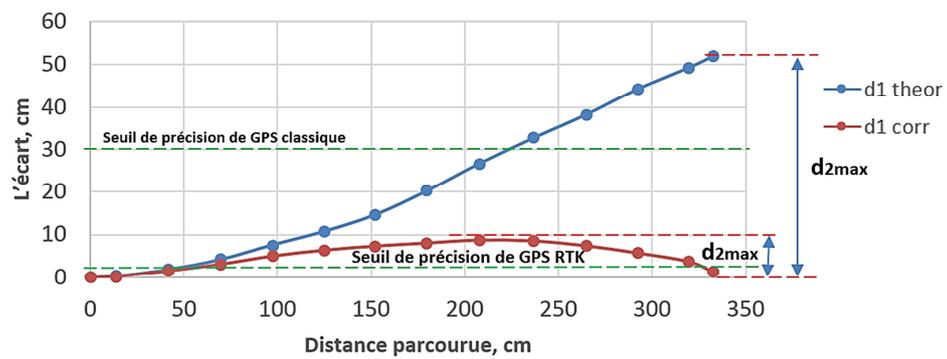


Figure 2.17. L'évolution de l'écart  $d_2$  en fonction de la distance parcourue.

Tableau 2.4. Résultats de comparaison des trajectoires transitoires.

Numéro de l'expérience		Sans correction		Coefficients de correction		Avec correction		Ecart avec GPS, %	
		$d_1$ , cm	$d_2$ , cm	$\mu_x$	$\mu_y$	$d_1$ , cm	$d_2$ , cm	Simple	RTK
Entrée	1	74,7	51,9	1,102	0,831	26,8	8,69	71	65,5
	2	68,2	24,9	1,12	0,89	31,2	4,1	86,3	26,8
	3	238,7	115,8	1,02	0,799	119,6	8,5	71,6	64,8
Sortie	1	31	11,2	1,55	0,98	28,4	1,9	93	58
	2	40	26,5	1,7	0,995	39	5,6	81	47
	3	43,3	27,3	1,61	0,992	40,7	5,7	81	47,3

### *Trajectoire circulaire*

Le comparatif de la viabilité du modèle du mouvement circulaire s'était fait via l'estimation des distances entre le rayon de braquage réel et théorique à la même échelle du temps.

Le rayon de braquage est une fonction de l'angle de braquage. Donc, le rayon théorique peut être exprimé de l'équation (2.21).

Si nous allons partir du contraire et supposons que sur une partie étudiée du manœuvre le mouvement est vraiment circulaire (Figure 2.18), l'emplacement des point composants la trajectoire doit satisfaire une relation connue :

$$R_{Réel}^2 = (X - x_c)^2 + (Y - y_c)^2 \quad (2.21)$$

Avec :  $x_c; y_c$  – Les coordonnées du centre de rotation (formule 2.10).

$X; Y$  – Les coordonnées mesurées.

$R_{Réel}$  – Le rayon de braquage.

Les résultants de comparaison sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 2.5. Résultats de comparaison des trajectoires circulaires.

Horodatage, s	X, cm	Y, cm	$R_{Expé}$	$R_{Théor}$	$d_1$ , cm	Ecart moyen, cm
250,1	364,6	-1391,0	6,39	6,11	0,28	0,27
250,3	385,8	-1386,6	6,39	6,11	0,28	
250,5	407,8	-1383,3	6,38	6,11	0,27	
250,7	429,0	-1377,7	6,37	6,11	0,26	
250,9	449,5	-1374,4	6,36	6,11	0,25	
251,1	470,7	-1368,8	6,36	6,11	0,25	
251,3	491,9	-1363,2	6,35	6,11	0,24	
251,5	512,4	-1355,5	6,35	6,11	0,24	
251,7	532,9	-1349,9	6,36	6,11	0,25	
251,9	552,7	-1343,2	6,36	6,11	0,25	
252,1	573,2	-1335,5	6,36	6,11	0,25	
252,3	593,7	-1326,6	6,37	6,11	0,26	
252,5	613,5	-1316,5	6,38	6,11	0,27	
252,7	632,5	-1307,7	6,39	6,11	0,28	
252,9	653,0	-1298,8	6,40	6,11	0,29	
253,1	671,3	-1287,6	6,42	6,11	0,31	
253,3	690,3	-1276,5	6,43	6,11	0,32	
253,5	708,6	-1265,4	6,44	6,11	0,33	
253,7	726,9	-1256,5	6,45	6,11	0,34	

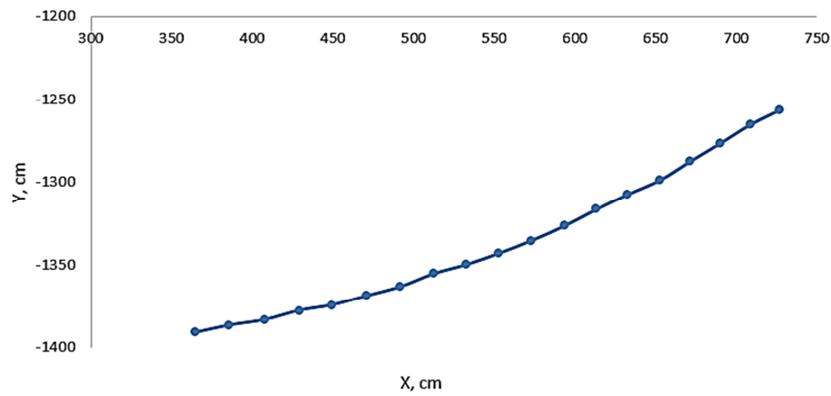


Figure 2.18. La trajectoire circulaire du tracteur.

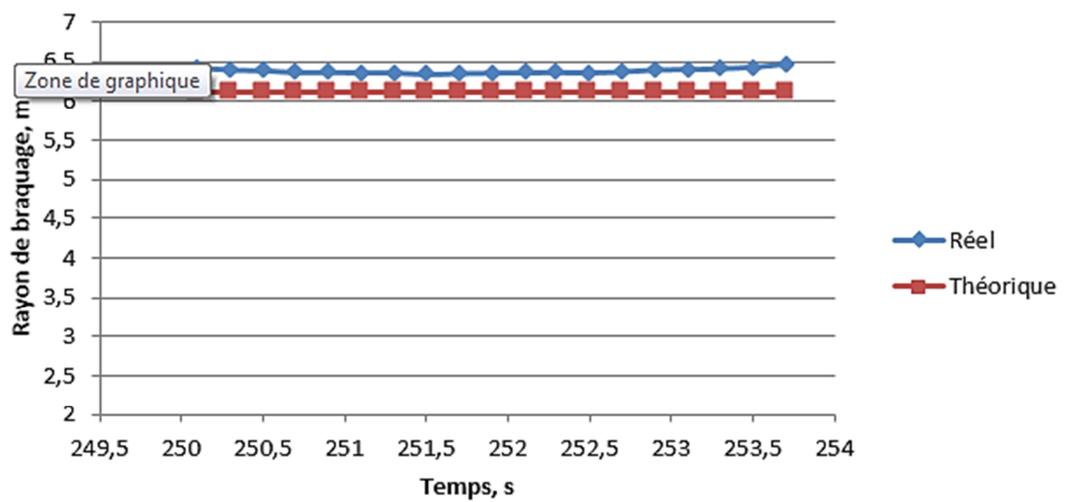


Figure 2.19. Evolution du rayon de braquage en fonction du temps à angle de braquage constant.

Dans les deux autres cas l'écart moyen entre les rayons de braquage était de 0.8-1.6m. Ceci s'explique par l'état accidenté du terrain naturel et par la pente du champ qui a eu lieu pendant l'expérience. Une erreur significative dans le calcul peut apporter la divergence de coordonnées du début de trajectoire circulaire et celle de coordonnées du centre de rotation. Donc notre réponse sur la précision du modèle n'est pas tout à fait exhaustive.

Pourtant, si le comportement du rayon de braquage sur la partie étudiée reste invariable (avec l'écart type de 4-5cm), les points de la trajectoire sont équidistants d'un certain centre (Figure 2.19), ce qui accredit qu'il s'agit de la forme circulaire.

### Trajectoires des éléments attelés

Lorsque la trajectoire du tracteur est connue, la trajectoire des éléments attelés peut être exprimée via l'angle de pliage. Nous allons réaliser la comparaison de l'évolution des angles de pliage théorique avec celui mesuré expérimentalement.

La courbe d'évolution d'angle de pliage a le comportement identique dans tous les cas de figure, ayant une forme proche à celle de la sigmoïde. Nous voyons sur le graphique (Figure 2.20) que les pentes des courbes d'évolution d'angle de pliage (vitesse angulaire de pliage) diminuent d'un élément à l'autre à mesure qu'on s'éloigne du tracteur. Pour chaque suivant élément trainé a la moindre valeur maximum d'angle de pliage. Ces maximums ne sont pas atteints simultanément, mais décalés dans le temps. Dans notre cas, par exemple, l'angle de pliage de deuxième élément prend sa valeur maximale lorsque tracteur finit le virage et commence le mouvement rectiligne.

Nous pourrions également observer, qu'au début de manœuvre l'angle de pliage peut prendre des valeurs légèrement négatives. Ce phénomène a déjà été observé par Zakin (1984), et s'explique par le coefficient de régime  $k_r$  relativement élevé. Lorsque le virage est brusque, le point d'attelage décale de la ligne du mouvement initiale rectiligne, dans le sens opposé du virage.

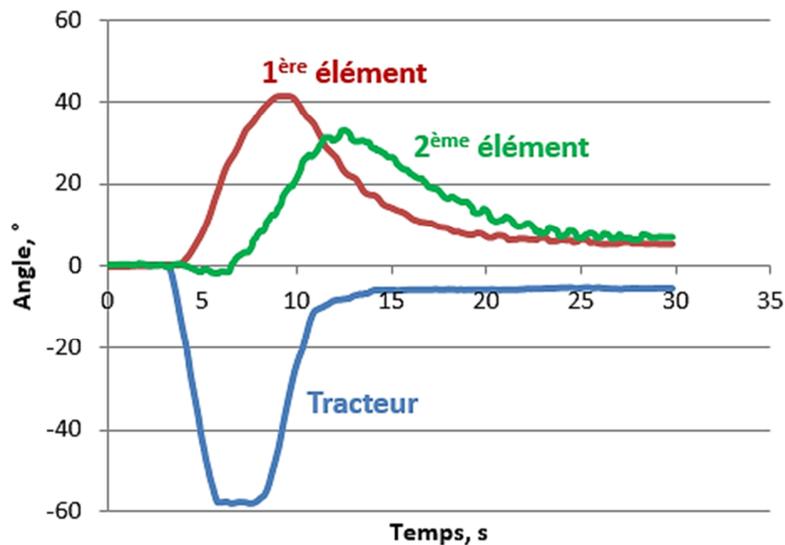


Figure 2.20. Evolution des angles de braquage (tracteur) et de pliage en fonction du temps pour un virage à 90°.

Le phénomène d'inversion d'angle observé sur le troisième élément, selon nous, est due à l'effet de levier autour de centre cinématique de deuxième élément (c'est-à-dire, si le timon de deuxième élément se décale vers la droite par rapport au centre cinématique, le point d'attelage se décalerait vers la gauche). Plus la distance entre milieu du pont arrière de deuxième élément sera important, plus le phénomène d'inversion d'angle serai prononcé. A

condition, si le point d'attelage considérait avec le centra cinématique ce phénomène disparaîtrait.

Au début de manœuvre la différence entre les angles théorique et expérimental est peu importante (Figure 2.21). Au fur et en mesure, pourtant, l'écart s'augmente considérablement, jusqu'à ce que l'écart devienne constant (5-10°), qui correspond au début de mouvement circulaire. En règle générale l'angle théorique acquies des valeurs plus élevées que celles de l'angle de pliage mesuré à l'instant donnée. En réalité l'angle théorique semble « en avance » par rapport à l'angle observé. Mais à partir de 28-30° il devient constant. L'angle réel devient constant qu'à partir de 40-43°. Donc, dans la pratique l'ensemble se plie plus longuement. Ceci s'explique par les facteurs dynamiques : le coefficient de régime, la résistance au point d'attelage, interaction roues-sol etc.

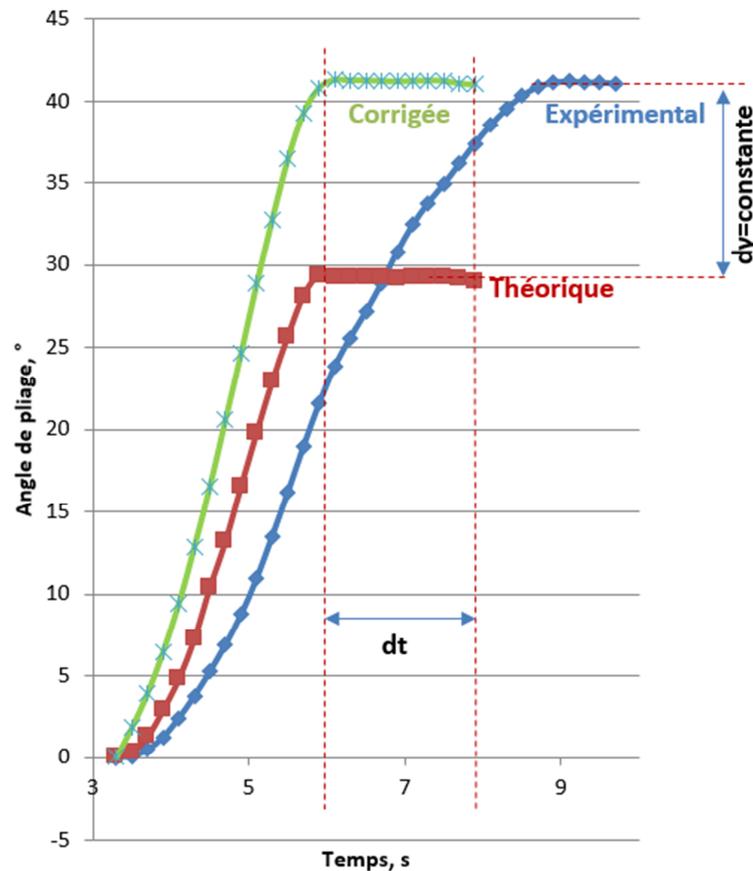


Figure 2.21. Evolution des angles de pliage en fonction du temps pour le virage à 90°.

La mise en place d'un modèle amélioré a permis d'atteindre une valeur cohérente (figure 2.21) pour les angles de pliage minimal et maximal. En revanche, pour les valeurs intermédiaires il subsiste des écarts entre les valeurs calculées et mesurées. Or, un seul coefficient de correction ( $\varepsilon = 2113$ ) est insuffisant pour rattraper idéalement la courbe

expérimentale. La courbe expérimentale est quelque peu « en retard » par rapport à la courbe théorique (2-3s).

A cause de manque du temps et niveau d'équipement limite, dans cette thèse nous avons pu vérifier seulement le modèle pour le mouvement transitoire du tracteur.

Toutefois, le phénomène de pliage n'est pas encore suffisamment étudié, pour définir précisément l'instant d'alignement de l'élément trainé. De plus, le modèle mathématique est très sensible en soi (présence de l'exponentiel). Dans la pratique, afin d'établir la trajectoire-consigne pour le tracteur, il sera nécessaire de définir expérimentalement le rayon minimum de braquage et l'angle maximum de braquage pour l'ensemble donné, lorsque les éléments trainés sont attelés. Pour le demi-tour automatisé, la mise en route de la barre de semis doit se faire lorsque l'angle de pliage est nul.

L'imprécision finale du modèle prédictif de l'ensemble poly-articulé est compatible avec une démarche d'automatisation à condition de prévoir une zone d'adaptation manuelle de la trajectoire à la fin de manœuvre (Figure 2.22). En effet, la réaction du sol sur les roues de tracteur et de l'élément trainé pendant le changement de direction peut être variable (dépendant du sol et l'inclinaison de la surface..), tout comme la résistance à la rotation des points d'attelage (non-horizontalité des éléments attelés..). Par conséquent, le schéma ci-dessous présente comment structurer un demi-tour automatisé dans une fourrière.

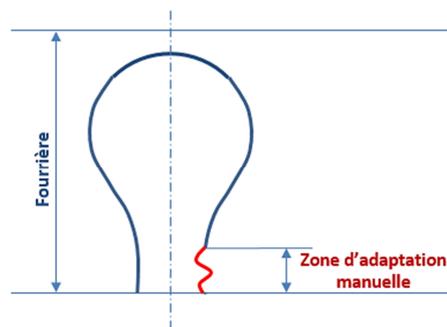


Figure 2.22. Structure du demi-tour automatisé.

## 2.5 Influence de la géométrie des éléments de l'ensemble sur la manœuvrabilité

Il est connu de la pratique que l'ensemble machine-tracteur aura besoin d'autant moins d'espace pour réaliser ces manœuvres, qu'il arrive à tourner plus serré. C'est-à-dire que la réduction du rayon minimum de braquage, lorsque des éléments trainés sont attelés derrière le tracteur, la fourrière sera moins large.

Suite à l'étude réalisée nous constatons que les limites de la largeur de la fourrière sont données par une fonction des paramètres :

$$F = f(\gamma_0; B_i; v; \omega_r; \gamma_{pl}; c_0; L_i) \quad (2.22)$$

Avec :  $\gamma_0$  – l'angle de braquage du tracteur ;

$B_i$  – Largeur maximal des éléments de l'ensemble ;

$v$  – la vitesse d'avancement ;

$\omega_r$  – vitesse angulaire de braquage des roues ;

$\gamma_{pl}$  – l'angle de pliage ;

$c_0$  – la distance entre pont arrière d'un élément  $i$  et le point d'attelage ;

$L_i$  – l'empattement d'élément de l'ensemble cinématique.

### 2.5.1 Protocole expérimental

Le rayon minimal de braquage est généralement défini par le constructeur d'une machine agricole. Ces données proviennent des essais expérimentaux au stade de développement de la machine. Les valeurs exactes sont déterminables seulement sur le terrain.

Nous proposons cependant une solution, qui peut être utilisée pour définir le susdit encore au stade de développement.

L'évolution du rayon minimal de braquage en fonction de la géométrie de l'ensemble tracteur-machine peut être faite par l'intermédiaire d'un logiciel CAO. Nous allons déterminer le rayon minimal de braquage en simulant le mouvement dans l'environnement d'un logiciel CAO, garantissant un suivi du tracteur par une remorque sans collisions. Dans notre cas, on possède un logiciel de conception CREO 2, développé par la société PTC. Comme c'était dit plus haut, on considèrera seulement la cinématique de l'ensemble machine-tracteur.

Selon Zakin (1984), les angles de pliage entre des éléments qui succèdent s'évaluent en fonction du temps de manière suivante :

$$\frac{d\gamma_1}{dt} > \frac{d\gamma_2}{dt} > \dots > \frac{d\gamma_i}{dt} > \dots > \frac{d\gamma_n}{dt} \quad (2.23)$$

Ce phénomène est dû à la dispersion de l'énergie de l'effort de traction communiqué aux éléments trainés par le tracteur. Cette énergie est perdue pour le franchissement du frottement dans les attelages et au niveau des roues. C'est-à-dire, que si

le timon d'élément se trouvant le plus proche au tracteur entrera en collision avec le tracteur, les autres éléments auront encore de la marge.

Vu que le premier élément trainé n'aura pas de collisions avec l'élément suivant lorsque le tracteur atteindra la collision avec le premier élément trainé, et donc attendra le minimum du rayon de braquage, lors de la simulation CAO, nous allons tenir compte que le tracteur et le premier élément trainé.

Le rayon minimal de braquage réel sera toujours supérieur ou égal au propre rayon de braquage du tracteur :

$$R_{o_{min}} \geq R_{tr} \quad (2.24)$$

Nous avons créé au milieu du logiciel CAO une esquisse de l'ensemble tracteur-machine réel comportant que la géométrie principale, des ponts de pivot (Figure 2.23). Les milieux des ponts arrière de chaque élément se sont trouvés sur le même cercle. Les axes des essieux arrière s'est croise au centre du cercle. Le rayon du cercle est défini comme une cote de référence. Lorsque des parties du tracteur et de l'élément trainé se contactent, la valeur du cercle donnera le rayon de braquage.

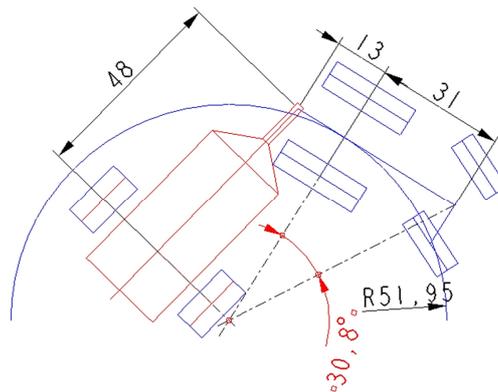


Figure 2.23. Esquisse CAO de la collision des éléments de l'ensemble tracteur-machine.

Pendant la simulation nous avons fait varier la longueur de l'empattement (y compris le timon) de l'élément trainé et la distance entre milieu du pont arrière lorsque les autres paramètres restent stables.

### 2.5.2 Résultats et discussions

Après avoir analysé l'influence de la géométrie de l'ensemble sur le rayon minimal de braquage, qui est facteur déterminant de la manœuvrabilité, nous constatons, que l'augmentation de la distance entre le pont arrière du tracteur et le point d'attelage réduit le rayon minimum de braquage et donc la fourrière (Figure 2.24). Le

raccourcissement de l'empattement d'élément trainé, mène à l'approchement au centre instantané de rotation, donc à la réduction du rayon minimale de braquage (Figure 2.25).

En concevant une machine trainée il faut prévoir la longueur du timon supérieur ou égale à mi-largeur du tracteur, afin d'assurer le meilleur pliage.

$$l_0 > 0.5 B_0 \quad (2.25)$$

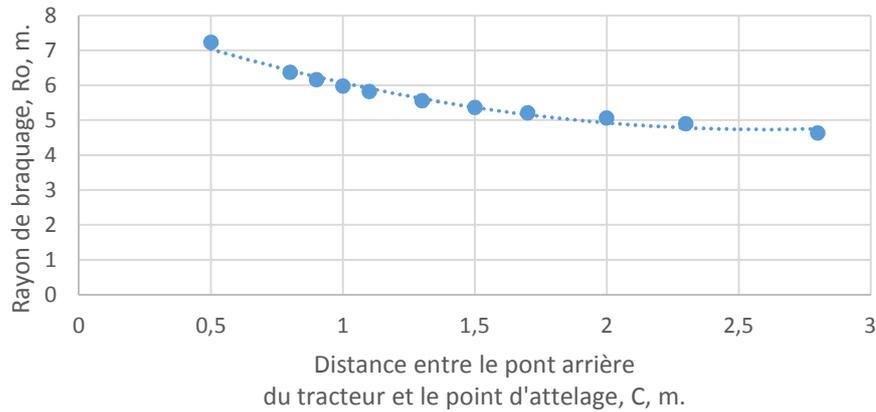


Figure 2.24. L'évolution du rayon minimum de braquage en fonction de l'empattement de l'élément attelé.

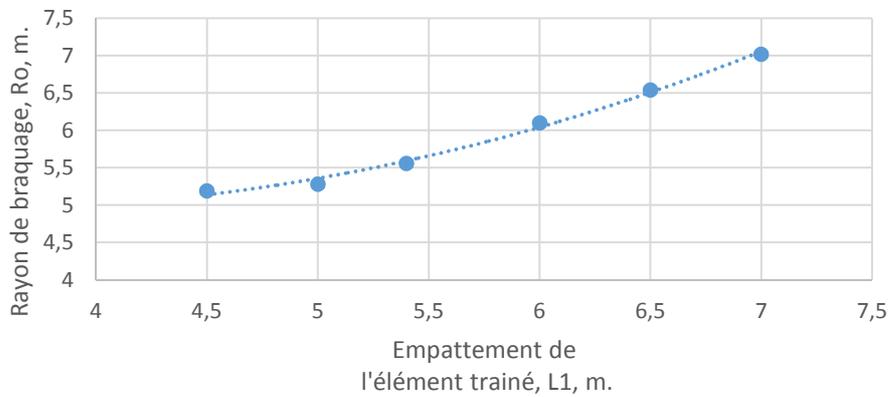


Figure 2.25. L'évolution du rayon minimum de braquage en fonction de l'empattement de l'élément attelé.

### 2.5.3 Impact du positionnement de la trémie sur la largeur de la fourrière

Nous pourrions donc considérer, que largeur de la fourrière est une fonction de la géométrie de l'ensemble tracteur-machine et du régime de braquage et n'est pas une fonction de la succession des éléments fonctionnels.

Selon nous, un élément ayant l'empattement plus court et le point d'attelage est plus éloigné de pont arrière d'un élément placé devant, doit être positionné plus proche au tracteur. Par exemple, si cet élément est la trémie, d'ensemble « trémie avant » aura le braquage avec l'alignement de tous les éléments plus court.

Néanmoins les conditions du terrain changent le contexte. Dans la pratique, après le manœuvre, nous avons besoin d'aligner correctement seulement la barre de semis. La trémie roulante peut être décalée par rapport à la barre de semis, et se réaligner plus tard, suit à l'avancement. La meilleure configuration sera telle qui assurera l'alignement le plus rapide des éléments-semeurs sur le rang de semis. C'est la caractéristique de la configuration « trémie arrière ».

## 2.6 Proposition d'automatisation

Ayant des modèles explicatifs de manœuvres d'un ensemble tracteur-machine, il est possible de proposer un système de gestion semi-automatique ou automatique des manœuvres (dont les demi-tours en bout de champ) afin que ces manœuvres soient réalisées de façon efficace, rapide, sûre et fiable. Les manœuvres optimisés peuvent rendre les chantiers plus performants en termes de rapidité, de coût énergétique ou de protection des sols (en particulier dans les fourrières).

Notre solution comprend le calcul de trajectoire en fonction de la géométrie des éléments de l'ensemble. Cette trajectoire en suite doit être optimisée en temps (distance parcourue etc..). Compte tenu des limitations des systèmes connus, les principaux buts de notre invention sont les suivants :

- Proposer un système de gestion et de guidage semi-automatique ou automatique des manœuvres (dont les demi-tours en bout de champ) d'un ensemble tracteur-machines attelées afin que ces manœuvres soient réalisées de façon efficace, rapide, sûr et fiable.

- Rendre les chantiers plus performants en termes de rapidité, de coût énergétique ou de protection des sols (en particulier dans les fourrières).

Ainsi, la présente invention a pour objectif de fournir un système apte à gérer de manière entièrement automatique ou de manière semi-automatique des manœuvres, en particulier des demi-tours optimisés en temps et/ou en distance, qui est indépendant du tracteur, utilisable avec des tracteurs présentant ou non une intelligence embarquée et apte à gérer des manœuvres de demi-tour, avec prédiction des trajectoires pour des attelages agricoles motorisés comportant indifféremment une, deux ou trois composantes opérationnelles attelées à un tracteur.

Dans le cadre de cette thèse nous avons déposé un brevet d'invention (Potier et al, 2015).

### 2.6.1 Conclusions

Pour résumer, ce chapitre nous a permis de présenter une modélisation de manœuvrabilité des semoirs poly-articulés, notamment des demi-tours, qui tient compte de nombreuses interactions dynamiques, et sa validation expérimentale en milieu naturel. Le modèle initial fait suite à un premier travail (Yatskul et al, 2014). Nous avons réussi de valider des modèles pour le tracteur, or, la modélisation d'évolution des angles de pliage demande d'une étude complémentaire, surtout avec la prise en compte des interactions dans l'attelage et au niveau de l'interaction pneus-sol.

L'étude des mouvements des ensembles poly-articulés sur sol agricole est très complexe et que d'autres travaux de grande ampleur sont nécessaires. Toutefois commencer cette étude était indispensable pour réaliser la suite des travaux de recherche de cette thèse. En effet, pour un industriel, il faut savoir quelle serait la position la plus optimale de la trémie (avant ou arrière) pour un semoir de grande taille. Cela a des conséquences sur le train roulant et la structure de la trémie (modélisé dans un rapport d'étude spécifique, nous citer), et cela influence la structure du circuit pneumatique (objet de la suite du travail de cette thèse).

Suite à la modélisation, nous avons également proposé différents modes d'automatisation de manœuvres d'un semoir (notamment lors d'un demi-tour), ce qui a

donné la suite au brevet. En effet, comme indiqué dans (Yatskul et al, 2014), une fois qu'on dispose d'une modélisation prédictive, la mise en place d'un système d'automatisation et de contrôle est possible.

Nous visons en perspective l'amélioration de la modélisation tenant compte de l'interaction pneus-sol. C'était déjà exposé dans notre brevet (Potier et al, 2015) mais reste à tester sur les données expérimentales.

Les validations expérimentales ultérieures nécessiteront de posséder un système d'acquisition avec un horodatage commun pour les récepteurs GPS et les capteurs d'angle. De plus, le système devra suivre des consignes bien définies de trajectoires avec des paramètres précis (non dépendants de l'opérateur). Ces conditions permettront une comparaison aisée et précise des trajectoires théoriques et réelles.

## 3. Etablissement des conditions du transport pneumatique

---

### 3.1 Le transport pneumatique appliqué aux semoirs

Le transport pneumatique des solides est connu de longue date. Il est utilisé dans les domaines de la chimie, de l'industrie minière, de l'agroalimentaire et de la pharmacie (Destoop, 1999).

Comme expliqué précédemment, le travail des semoirs avec la trémie centralisée est basé sur l'utilisation du transport pneumatique, lequel permet l'acheminement des graines vers les éléments semeurs. Compte tenu de la spécificité du domaine et de sa complexité, les systèmes de distribution des semoirs pneumatiques restent peu étudiés. Le point clef pour les concepteurs de semoir pneumatique est la conception du système de transport pneumatique. Il doit être précis en termes d'uniformité pour que les objectifs agro-techniques soient atteints. Il doit également permettre des débits élevés sans occasionner de dommages aux semences.

L'un des points critiques pour la conception de ce type de semoirs concerne le système de transport pneumatique. Les systèmes de distribution de semoirs à céréales présentent un de tuyaux de diamètres et de sections variables. Ces systèmes sont ainsi compliqués à mettre en œuvre au niveau des assemblages de répartition. En outre, la plupart des installations travaillant avec des graines agricoles fonctionnent avec des débits de matières compris entre 8 et 10 kg/s et une vitesse de l'air allant de 10 à 30 m/s. Cependant, pour les semoirs pneumatiques, le débit de semences dépasse rarement 1 à 1,2 kg/s, avec des vitesses de l'air bien supérieures, entre 20 et 39 m/s.

Pendant le travail des semoirs pneumatiques, les conduites sont sujettes à des risques d'obstruction. Ceux-ci peuvent être provoqués notamment par la sensibilité à l'hygrométrie des engrais, qui ont de fait tendance à s'agglomérer sous l'effet de l'humidité (réduisant la section pour le passage des graines), à une surcharge du système ou encore à une insuffisance de la vitesse de l'air dans le système. Avant tout cela concerne les conduites de sortie, situées juste après les répartiteurs. Ces conduites ont en effet un petit diamètre (en moyenne 20 à 30 mm) ce qui rend plus difficile le passage des graines. Egalement, la vitesse de l'air y est généralement réduite en amont par le répartiteur.

D'autre part, quel que soit le domaine d'application, le transport pneumatique est un grand consommateur d'énergie, une source de bruit et de vibrations non négligeable. Les

semoirs pneumatiques ne font pas exception à ces problèmes. Selon Astahov (2007), les semoirs nécessitent des vitesses d'air élevées donc des souffleries puissantes. En outre, l'auteur précise que les circuits des semoirs sont des circuits courts où les pertes de charges dues à l'accélération et à la ré-accélération des particules peuvent atteindre la moitié des pertes de charges totales du système. Par ailleurs, la présence d'accessoires complexes (comme les injecteurs, les répartiteurs), les changements de direction et de section fréquents, après lesquels la ré-accélération est indispensable, rendent difficiles les calculs d'ingénierie du circuit pneumatique des semoirs.

Les pertes de charges surviennent au milieu d'un fluide/gaz visqueux lorsque son écoulement est déformé par des objets l'environnant (éléments de la structure, présence de particules). Le rétablissement de la structure d'écoulement est compensé par l'énergie fournie par la soufflerie (pression statique).

En accord avec la structure des semoirs à céréales assistés par un transport pneumatique, les pertes totales du système correspondent à la somme des pertes de pressions suivantes (Yatskul et Lemière, 2014) :

$$\Delta P = \sum_1^n P_i = \sum \Delta P_h + \sum \Delta P_v + \sum \Delta P_c + \sum \Delta P_{ac} \quad (3.1)$$

Avec :  $\sum \Delta P_l$  – pertes de charges totales, (en Pa) ;

$\sum \Delta P_h$  – pertes de charges sur les parties horizontales, (en Pa) ;

$\sum \Delta P_v$  – pertes de charges sur les parties verticales et inclinées, (en Pa) ;

$\sum \Delta P_c$  – pertes de charges dans les coudes (idem parties courbées), (en Pa) ;

$\sum \Delta P_{ac}$  – pertes de charges dans les accessoires (répartiteurs, cyclones, venturis etc.), (en Pa) ;

La structure d'un écoulement dans un tuyau varie selon des paramètres, tels que les débits des phases et les paramètres de la tuyauterie (section, longueur, rugosité de la surface interne et type de matière). En outre, il faut tenir compte des paramètres proprement physiques de chaque phase : la masse volumique et les viscosités dynamique et cinématique du gaz, la géométrie du solide etc. La difficulté se trouve alors dans l'interprétation correcte de la structure de la machine. Enfin, les coefficients empiriques traditionnels ne sont pas adaptés aux circuits courts et variables des semoirs, ayant un régime de fonctionnement différent. Ces coefficients ne sont pas encore assez étudiés et justifiés scientifiquement (Astahov, 2007). Aujourd'hui il existe très peu d'études consacrées aux semoirs pneumatiques et aucune n'englobe la totalité des pertes de pression, ce qui induit une

imprécision élevée de ces méthodes. Quant à la phase d'accélération, elle est aussi peu étudiée, surtout sur les circuits courts.

La zone d'accélération est une distance entre le point d'introduction de la matière (ou de l'accessoire où l'écoulement a été freiné) jusqu'à l'endroit, à partir duquel les pertes de charges par unité de parcours sont constantes. Pour les graines comme les céréales, cette distance peut être supérieure à 20m dans une conduite avec une section et une inclinaison stables. Dans les semoirs ceci n'est pas le cas, car il s'agit de trajets courts et variables. Dans cette logique, les équations proposées par Zuev (1976) donnaient 30-40% d'écart avec la valeur mesurée. Selon l'auteur, ses formules n'étaient pas adaptées aux circuits courts. Les mesures réalisées au sein de la société Case IH (Binsirawanich, 2011) prouvent la non-adaptation des formules classiques de Srivastava et al (2007), avec un écart avec la valeur réelle parfois supérieur à 80%.

En conséquence, l'approche habituelle ne peut être appliquée en raison de fortes divergences entre les calculs théoriques et les mesures pratiques. Les recherches actuelles sur le transport pneumatique se focalisent ainsi plutôt soit sur le transport en phase dense (Setia et al, 2015 ; Mittal et al, 2015 ; Wypych et Yi, 2003), soit sur la modélisation-simulation numérique des écoulements (des éléments continus, des éléments discrets etc.) (Marzougui et al, 2015 ; Kuan et al, 2003). Les nombreuses recherches bibliographiques ne donnent aucun conseil quant à une conception optimale du système de distribution d'un semoir pneumatique.

Voilà pourquoi les paramètres du système de transport sont très souvent choisis de manière intuitive et incorrecte, ce qui conduit à des obstructions des conduites ou à des pertes d'énergie non justifiées (Yatskul et Lemièrre, 2014).

La valeur qui caractérise le coût énergétique est la puissance consommée,  $N$ , (en W). Elle dépend du débit d'air  $Q_a$ , des pertes de charges totales pour le système et du rendement propre de la soufflerie  $\eta$ . Il existe une forte corrélation des valeurs de transport (figure 1) : débit de matière et vitesse de l'air, qui jouent directement sur le régime de fonctionnement de la soufflerie, pertes de charges et puissance totale consommée (Zuev, 1976) :

$$N = \Delta P Q_a \eta \quad (3.2)$$

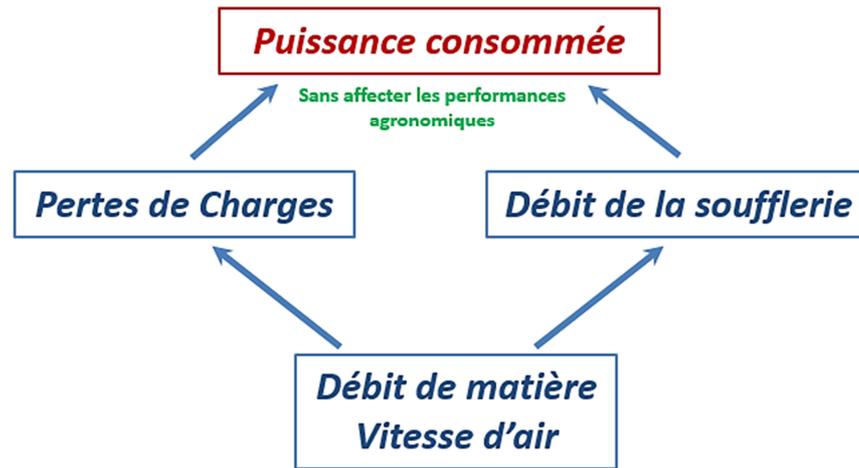


Figure 3.1. Relation entre puissance consommée et paramètres clefs du transport pneumatique.

A l'issue des éléments précédemment évoqués, nous pouvons formuler les objectifs de notre recherche :

- La réduction de la consommation énergétique ;
- L'amélioration de la méthodologie de calcul de pertes de charges, nécessaires pour choisir la soufflerie.

Le paramètre principal dans le transport pneumatique sont les forces aérodynamiques permettant de maintenir la matière dans un état suspendu. La valeur de ces forces est conditionnée par la vitesse de l'air qui dépend du rendement de la soufflerie et des paramètres du circuit comme la section des conduites, les pertes de charges etc. En se fondant sur les éléments précédents, la vitesse de l'air doit avoir une valeur suffisante dans toutes les conduites du système, afin d'assurer le transport stable.

### Vitesse du transport

Sous le terme « vitesse de transport », on entend vitesse du milieu-porteur, nécessaire pour assurer le déplacement stable d'une phase solide. La vitesse du milieu-porteur dans le système est définie majoritairement par le débit d'air. Ils sont liés de la manière suivante :

$$Q_a = V_a F \quad (3.3)$$

Avec :  $Q_a$  – débit d'air par seconde (en  $\text{m}^3/\text{s}$ ) ;

$V_a$  – vitesse de l'air (en  $\text{m}/\text{s}$ ) ;

$F$  – section (en  $\text{m}^2$ ).

La vitesse de l'air est un facteur-clef du transport. Son choix était toujours une procédure délicate, car la vitesse de l'air doit assurer l'écoulement stable des particules, comme cela est exigé par les besoins agronomiques. D'après nos propres expériences, une vitesse de l'air insuffisante provoque des pulsations, ce qui impacte la régularité de la distribution. Pour transporter des semences ou des engrais, la vitesse de l'air a ses limites, en fonction du type de matière transportée et de la taille des grains. De nombreux auteurs sont convaincus que la vitesse du transport doit être de préférence faible, mais suffisante pour transporter de la matière en vrac. Segler (1951) a défini les limites de la vitesse de l'air pour plusieurs céréales (figure 3.2).

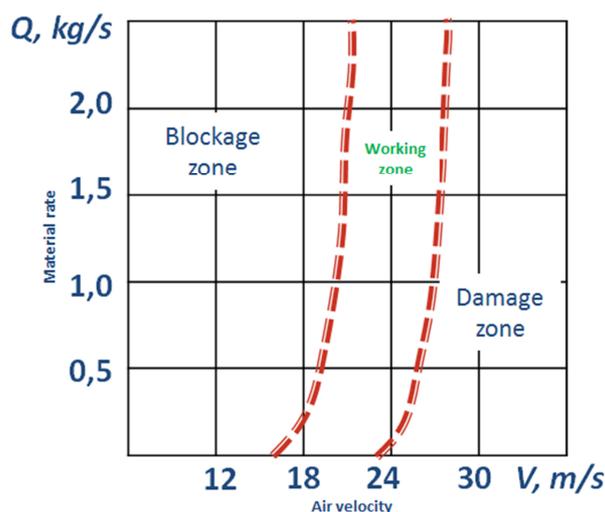


Figure 3.2. Les vitesses de l'air accessibles pour le transport pneumatique du blé et de l'avoine (Segler, 1951).

Une vitesse atténuée, par exemple, induit l'effondrement et le bouchage de système. Au-dessous d'un certain seuil (figure 3.3), on peut observer l'écoulement en phase discontinue (bouchons), l'affaissement du solide ce qui va immédiatement jouer sur la régularité de distribution (phénomènes de paquets, éboulement et obstruction du système). L'effondrement est un phénomène extrêmement indésirable (Ostrowski, 1984). Cela mène à la rupture du travail du semoir, avec des pertes de temps importantes.

L'excès de vitesse entraîne cependant aussi des pertes injustifiées d'énergie, l'usage intense des conduites, l'accroissement du bruit et l'augmentation du risque

d'endommagement des semences. La solidité naturelle de différentes cultures varie en fonction de la variété, des dimensions et de l'humidité des graines (Zuev, 1976) ; c'est-à-dire que les limites établies par Segler sont purement indicatives. L'augmentation de la vitesse entraîne la hausse de pertes de charges au carré, et la hausse de l'énergie consommée à la puissance trois (Razumov, 1972).

Les concepteurs des semoirs, en choisissant la vitesse de transport et donc le reste des paramètres du circuit, cherchent à connaître la vitesse minimale à la sortie du répartiteur. Cette décision est absolument naturelle : le transport pneumatique est un grand consommateur d'énergie. La hausse de rendement de la soufflerie engendre l'accroissement exponentiel de la consommation énergétique.

Cette valeur empirique de la vitesse minimale est établie pour un circuit sans graines. Les constructeurs ne tiennent pas compte du fait que la vitesse « à vide » est très différente de celle mesurée en présence de graines. A regret cette valeur n'est pas représentative, car la vitesse de l'air varie en fonction de la culture transportée et du débit appliqué.

Il est donc indispensable d'optimiser la vitesse et la concentration de flux, pour rentabiliser le transport, en respectant les exigences agronomiques.

Zuev (1976) a proposé des équations pour estimer la vitesse optimale de l'air dans une conduite de diamètre donné, compte tenu des frottements entre les particules et la conduite. Il est convaincu que la vitesse du transport dépend des propriétés aérodynamiques des particules, et de la vitesse de fluidisation en particulier :

Pour le transport horizontal :

$$V_a = V_f \left[ \frac{0.65f^{0.5}}{d_e^{1/7}} + \frac{19}{V_f} (\varepsilon \cdot D)^{0.2} \right] \quad (3.4)$$

Avec :  $f$  – coefficient de frottement

$d_e$  - diamètre équivalent

$V_f$  – vitesse de fluidisation

Pour le transport vertical :

$$V_a = V_f \left[ 1 + \frac{17.1}{V_f^{1.15}} (\varepsilon \cdot D)^{0.2} \right] \quad (3.5)$$

La vitesse de fluidisation est une vitesse minimale du flux d'air opposée à la gravité, dans une conduite verticale, qui correspond à un état où les particules restent « suspendues » au quasi-même niveau dans la conduite verticale sous l'action de l'air (Destoop, 1999). Pour la plupart des graines agricoles ces valeurs ont été établies expérimentalement (Buzenkov et Ma, 1976).

Levy et Kalman, (2001) proposent une formule pour définir la vitesse minimale de transport :

$$V_a = 0.4277 Re^{0.175} \left(\frac{D}{d_e}\right)^{0.25} \left(\frac{\rho_p}{\rho_g}\right)^{0.75} \sqrt{gd_e} \quad (3.6)$$

Pour les matières avec une vitesse de fluidisation inférieure à 15 m/s, Paltsev et Dmytruk (1965) conseillent d'utiliser une équation empirique simplifiée :

$$V_a = 10.5 + 0.57V_f \quad (3.7)$$

Pour les calculs rapides, les experts conseillent une vitesse de l'air égale 2-2,5 fois la vitesse de fluidisation (Mills, 2003).

Les préconisations directes (Klinzing, 2001 ; Levy et Kalman, 2001), ne sont pas adaptées aux semoirs. Nous n'avons évoqué ici que quelques équations permettant d'établir la vitesse optimale de transport. La liste des travaux n'est pas exhaustive (on peut citer encore ceux d'Agarwal (2014), Destoop (1999), Yi et al, (1998) etc.), mais les différents auteurs proposent des équations complexes avec de nombreux coefficients empiriques, qui en raison de la complexité des phénomènes ne sont pas adéquats et pertinents.

Un transport fiable et continu est possible à établir, si la vitesse de l'air pour un débit de matière est établie. La valeur physique qui tient compte de ce rapport est la concentration du transport (Mills, 2003 ; Zuev, 1976). Les méthodes classiques comme celles proposées par Marcus (2012), Srivastava et al (2007) ou encore Verma et Chung (1993) nécessitent de définir une concentration de matière en fonction de l'application, au début du calcul, ce qui permet définir la vitesse de l'air de manière supervisée.

### Concentration du transport

L'une des caractéristiques principales du transport pneumatique est la concentration du transport, qui définit sa structure d'écoulement diphasique dans la conduite et son comportement (Destoop, 1999). Ce paramètre ne peut qu'être posé par le concepteur en se basant sur les données empiriques du domaine d'application. La concentration représente le nombre de kilogrammes de solide qui peut être transporté par un kilogramme de gaz :

$$\mu = \frac{Q_s}{Q_g} \quad (3.8)$$

Avec :  $\mu$  – concentration massique du transport ;

$Q_s$  – débit de solide en kg/s;

$Q_g$  – débit due gaz, en kg/s.

La concentration est aussi un paramètre à poser dès le début du calcul en même temps que la vitesse. Ce choix va définir l'efficacité du futur système. Plusieurs chercheurs du domaine sont persuadés que pour un système donné, pour un débit de matière, il existe une concentration de transport optimale (Astahov 2007 ; Zuev, 1976). Pour mieux comprendre le mécanisme de choix de la concentration, qui va satisfaire les conditions du transport pneumatique du semoir, il est utile de s'intéresser au diagramme des régimes d'écoulement diphasique (figure 3.3).

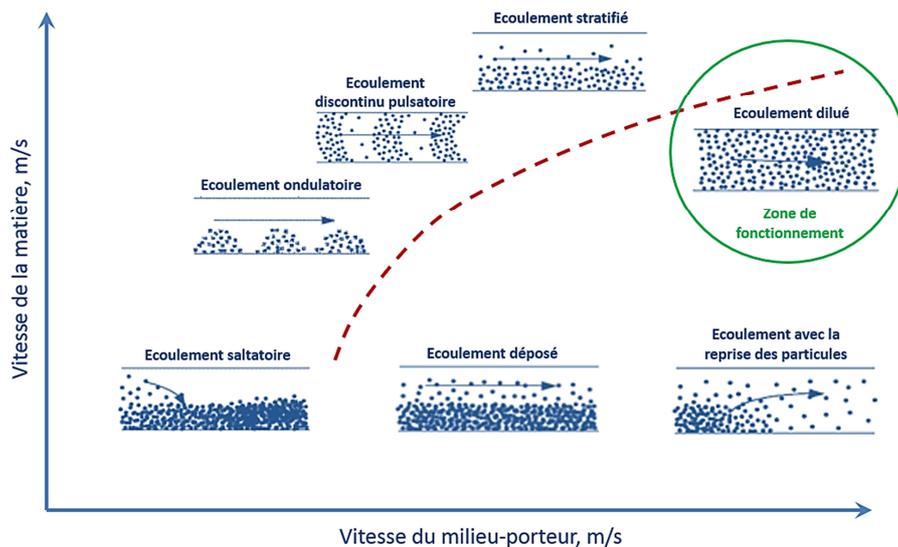


Figure 3.3. Diagramme des régimes d'écoulement en fonction des vitesses de chaque phase (Binsirawanich, 2011 ; Barbosa et Selegim, 2003).

En fonction du rapport des vitesses de chaque composante (air/solide), on distingue deux régimes d'écoulement : la phase diluée et la phase dense de transport (figure 3.3). Le choix de tel ou tel régime est défini principalement par les dimensions des particules et leurs propriétés aérodynamiques (Destoop, 1999, Zuev, 1976). Selon le graphique de la figure 3.3, la baisse de vitesse entraîne le régime pulsatoire d'écoulement, qui se transforme progressivement en écoulement par paquets. Le déplacement des paquets s'effectue uniquement par la pression statique de l'air qui occupe l'espace entre les paquets. La baisse progressive de la vitesse de l'air entraîne ainsi la sédimentation de la matière et la formation de crêtes, qui cloisonnent la section du tube. Le transport s'arrête alors. Cela signifie que l'augmentation de la concentration risque d'entraîner l'éboulement du transport.

Du point de vue énergétique, le transport en phase dense est préférable (Kunii et Levenspiel, 2013 ; Sanchez et al., 2003 ; Zuev, 1976 ; Razumov, 1972). Néanmoins, le transport pneumatique en phase dense est inapplicable sur les semoirs pour plusieurs raisons.

Naturellement, les graines agricoles, en raison de leurs dimension et masse volumique sont difficilement fluidisables (Destoop, 1999) et leurs vitesses de fluidisation sont élevées. Deuxièmement, du point de vue agronomique (Spaar, 2008 ; Vilain, 1997 ; Buzenkov et Ma, 1976), afin d'assurer des levées homogènes, il est nécessaire d'assurer un approvisionnement stable, continu et très régulier dans le temps. Nous voyons sur la figure 3.3, que le transport en phase dense s'effectue sous la forme de gros paquets, ce qui ne peut pas garantir la régularité.

Ceci est également confirmé par Jones & Mills (1990), ayant réalisé des tests pour plusieurs matériaux. Ils ont constaté que les particules d'engrais et celles de semences sont transportables uniquement en phase diluée.

Par rapport au choix de concentration des semences et des engrais dans les semoirs, les ressources bibliographiques, fondé sur l'expérience empirique, sont assez contradictoires. Astahov (2007), travaillant sur les semoirs pneumatiques, propose une concentration entre 1.0-1.5. La concentration du transport recommandée par des fabricants de souffleries (REM, Crary), pour des céréales est égale à 5. Les manuels de conception pour les secteurs minier et agroalimentaire (Mills, 2003, Zuev, 1976 ; Dzadzio, 1967) préconisent pour les céréales une concentration comprise entre 3 et 5. Nos propres mesures préliminaires sur le semoir John Deere 1910, équipé de la soufflerie Crary, ont donné une valeur de concentration inférieure à 2. Nos données ainsi que celles d'Astahov (2007) sont difficilement comparables par rapport aux données établies par les fabricants des

souffleries, car il ne s'agit pas du même domaine d'application ni du même besoin en régularité du débit.

Suite à cette étude bibliographique et aux résultats de nos propres expériences d'utilisation des semoirs pneumatiques, nous constatons que les systèmes de distribution des semoirs pneumatiques actuels ne satisfont pas aux exigences énergétiques et agronomiques. Ceci est dû à l'absence de préconisations scientifiques concernant le choix des paramètres et d'une méthode de conception rationnelle. L'objectif de la prochaine section est ainsi de proposer une méthodologie de conception fiable et spécifique aux semoirs pneumatiques, pour trouver les paramètres permettant un régime de fonctionnement fiable, assurant une consommation énergétique la plus faible possible.

## **3.2 Détermination expérimentale des points critiques et approche de conception**

Lors du travail des semoirs à distribution pneumatique, les conduites sont soumises au risque de colmatage causé par de multiples facteurs. Nous allons présenter les résultats d'une expérience préliminaire réalisée afin de chercher les points critiques de la méthode actuelle et de détecter les éventuels problèmes.

### **3.2.1 Expérience préliminaire**

Nous profitons de tests visant à définir le débit maximum d'engrais-starter que nous pouvons obtenir au régime nominal de la soufflerie avec le prototype de semoir monograine Kuhn Maxima 2 TI 8rangs combiné avec la trémie frontale Kuhn TF-1500 (figure 3.4), pour rechercher quels sont les points critiques et les facteurs limitants du système de transport pneumatique sur la machine donnée.



Figure 3.4. Semoir monograine Kuhn Maxima 2 TI 8rangs combiné avec la trémie frontale Kuhn TF-1500.

La soufflerie est mise en route au régime nominal recommandé par le constructeur. Nous faisons varier le débit des engrais, en agissant sur la vitesse de rotation du doseur. En parallèle nous détectons par l'observation directe les endroits du circuit où la stagnation des engrais s'est produite.

Les engrais repartis par l'éclateur se retrouvent au niveau d'entrée du cyclone, où ils ont stagné. Les endroits « problématiques » sont caractérisés par un fléchissement du tuyau, ralentissant l'écoulement. Les autres tuyaux n'ont pas ce problème car ils sont tendus. L'écoulement se fait uniquement sous l'effet de la gravité.

Après avoir traversé la conduite d'amenée et ses obstacles (injecteurs, virages), l'écoulement entre dans le répartiteur où il perd son énergie. La vitesse de l'air à la sortie du répartiteur est déjà insuffisante pour redonner de l'accélération aux particules : les particules stagnent. Ceci est dû au manque de débit d'air, insuffisant pour assurer une vitesse nécessaire. Selon l'expérience, le risque de colmatage est d'autant plus élevé que la concentration du transport (chargement de l'air) est importante. Nous avons également remarqué que la rigidité du tuyau joue beaucoup sur la probabilité de rétention des particules d'engrais dans les endroits où les tuyaux ne sont pas tendus. La rétrospection de bouchage de tuyaux est présentée sur la figure 3.5.

Dès que les conduites de sortie de 75 mm ont été remplacées par des conduites d'un diamètre de 63 mm, pour le même régime de la soufflerie, la stagnation de la matière ne s'est plus répétée. Ceci signifie que l'insuffisance de la vitesse de l'air peut être également causée par le dimensionnement incorrect de la conduite.

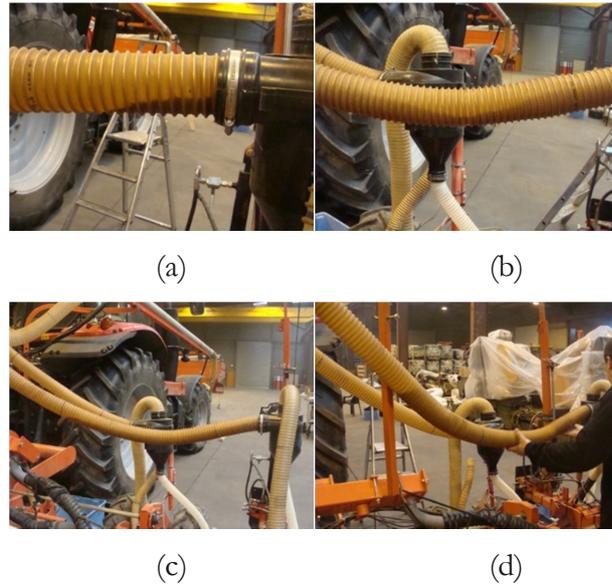


Figure 3.5. La rétrospection de bouchage de tuyaux :

a – Début de stagnation avec l'apparition de courants circulaires ; b – formation des dunes. Les courants circulaires poussent plus les ondes vers la sortie. Ces courants apportent de la matière, en agrandissant la taille des ondes, tendant à obstruer le passage de l'air ; c – La section à la sortie est complètement réduite. L'agglomération de la matière se poursuit. L'air arrive encore à s'infiltrer via la couche de la matière ; d – L'air n'arrive plus à passer à travers la couche de matière et à vaincre sa résistance. La valeur de la pression statique augmente. La vitesse de l'air, et donc sa portance, chutent brusquement et l'approvisionnement de la matière s'arrête.

Pour conclure, nous constatons que le point critique d'un semoir pneumatique se trouve après le répartiteur. Afin d'assurer le fonctionnement nécessaire de la machine, nous sommes obligés de définir le régime de fonctionnement (vitesse d'air et concentration du transport en fonction du débit de matière) et le diamètre optimal des conduites de sortie. La conception des paramètres en amont doit se faire à partir des paramètres de fonctionnement après le répartiteur.

### 3.2.2 Approche de conception

Suite à la conclusion issue des expériences préliminaires, nous proposons la démarche suivante de conception des systèmes de distribution des semoirs pneumatiques.

Nous cherchons à obtenir une distribution régulière, stable et peu coûteuse en énergie. Cette démarche vise à définir les besoins totaux en air, ce qui permettra de définir les diamètres. Les dépenses énergétiques seront minimales uniquement lorsque le débit total

de l'air sera lui-même minimal. Ceci est possible seulement si chacune des sorties consomme le moins d'air possible. En connaissant la vitesse nécessaire dans une conduite de sortie de section donnée,  $\frac{\pi d^2}{4}$ , nous pouvons définir la quantité minimum d'air pour une sortie :

$$q_a = v_a \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.9)$$

Les besoins totaux en air pour toutes les sorties  $n$  sont alors définis par :

$$Q_a = q_a n \quad (3.10)$$

C'est une quantité minimale d'air que nous devons fournir au système. A partir de la loi de conservation des matières, le diamètre de la conduite d'amenée  $D$  se trouvera :

$$D = \sqrt{\frac{d^2 v_a n}{v_{max}}} \quad (3.11)$$

En raison de l'économie de matière, il sera intéressant d'avoir la vitesse d'air la plus élevée possible. Or, nous ne pouvons pas dépasser une certaine valeur de vitesse d'air  $v_{max}$  au-delà de laquelle les particules de semences seront détruites (Seigler, 1950). Dès que nous possédons ces données, le calcul des pertes de charges et le choix de la soufflerie sont possibles.

### 3.2.3 Démarche d'étude

Les théories élaborées pour estimer les pertes de charges montrent l'interdépendance de deux paramètres : la concentration de transport et la vitesse de l'air, qui doivent être posés au début de chaque calcul. A cause des raisons exposées précédemment, nous proposons de définir la concentration maximale de transport et la vitesse minimale de l'air après les sorties du répartiteur pour différentes cultures et différents diamètres de tuyaux. Ces valeurs doivent éviter le colmatage du système.

Cependant, les sources bibliographiques ne proposent pas de calcul théorique fiable pour la concentration de transport et la vitesse d'air optimale, par rapport à un diamètre de conduite. Pour ce motif, nous proposons une méthode rationnelle de définition

expérimentale de concentration de flux pour divers semences et engrais, compte tenu des spécificités des semoirs pneumatiques.

### 3.3 Détermination expérimentale des concentrations de transport

L'objectif de cette section se décomposera en trois sous-objectifs à savoir :

1. Déterminer la concentration maximale de matière en suspension (blé, orge, engrais, mélange orge-engrais) ainsi que sa vitesse de stagnation, lorsque le transport se fait dans les tuyaux de petit diamètre (ceux qui sont généralement après les têtes de distribution) de l'ordre de 20, 25 et 30mm ;
2. Réaliser l'essai d'une nouvelle méthode de mesure de la vitesse de l'air par différence de pressions, ainsi que le nouveau support de la sonde Pitot ;
3. Réaliser un comparatif, détecter et analyser les spécificités du transport.

Les paramètres recherchés sont à poser et vont servir de données d'entrée pour les calculs théoriques du circuit pneumatique. D'après Zuev (1976) les déterminations théoriques de la concentration et de la vitesse de l'air optimales sont très compliquées et souvent impossibles. Elles peuvent être définies uniquement de manière expérimentale. Pour cela, nous proposons de définir la concentration du transport et la vitesse minimale de l'air à la sortie du répartiteur pour différentes cultures et diamètres, afin d'éviter les obstructions du système.

#### 3.3.1 Dispositif expérimental

Les essais ont été effectués sur un dispositif expérimental spécifique (figure 3.6) au sein de l'entreprise Kuhn SA à Saverne, en France. Le dispositif initial, qui était utilisé pour le réglage des doseurs, dans le cas des petites graines et des engrais, a été modifié en fonction de nos objectifs. Il a été rééquipé avec l'unité de dosage d'un semoir de série afin de simuler les flux équivalents aux flux réels observés à la sortie du répartiteur.

Une fois que les grains sont expulsés par le doseur (1) de la trémie pressurisée (6), ils sont entraînés par le flux d'air produit par le compresseur (2). Ils sont transportés dans une conduite flexible (3) vers un bac en plastique (4) à travers un séparateur cyclone (5). Le débit d'air est contrôlé en utilisant une vanne de réglage grossier (8) et une vanne de réglage fin (7). Le débit de matière est contrôlé par un terminal électronique ISOBUS VT50 de Kuhn, utilisé sur les machines de série compatibles avec la norme ISOBUS.

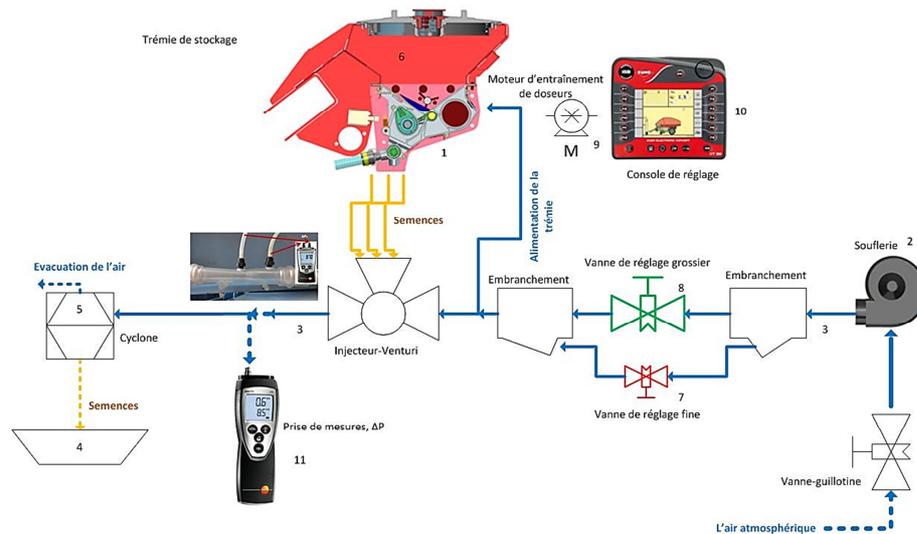


Figure 3.6. Schéma du banc d'essais.

### 3.3.2 Méthodologie d'estimation de la vitesse de l'air

La vitesse de l'air est un facteur primordial du transport pneumatique. Dans notre travail, la vitesse de l'air a été mesurée à l'aide d'une sonde Pitot, introduite au milieu d'une conduite selon les préconisations de plusieurs auteurs (Dupriez, et Flodrops, 2000 ; Lefèbvre, 1986 ; Gorlin, 1970). Son fonctionnement se base sur la prise de la pression totale et statique, la différence des quelle donne la pression dynamique, qui est liée à la vitesse de l'air selon :

$$P_d = \frac{1}{2} \rho v_i^2 \quad (3.12)$$

Naturellement, le transport pneumatique dans les semoirs pneumatiques se passe en régime turbulent. Dans ce régime, la vitesse de l'air n'est jamais stable et évolue de manière très chaotique, non seulement en valeur mais aussi en direction. Il s'agit donc toujours de la mesure de la vitesse moyenne.

Le profil des vitesses de l'écoulement est conforme à une fonction puissance, où le « maximum » de la vitesse se trouve généralement au milieu de la conduite. Pour connaître la vitesse moyenne dans la section, nous allons utiliser l'équation de correction empirique (Zuev, 1976) :

$$v_a = 0.816 v_{max} \quad (3.13)$$

Les prises de mesure de la vitesse de l'air s'effectuaient uniquement sur les parties droites et suffisamment éloignées des zones perturbées (introduction, coudes etc..).

### 3.3.3 Procédure de test et d'exploitation des données

Trois diamètres (20, 25 et 30 mm) de tuyau flexible ont été testés. Ils ont été chargés avec du blé, de l'orge, de l'engrais de démarrage et un mélange orge-engrais (avec une proportion massique de 60/40). Le débit de matière a été calculé sur la base des exigences agro-techniques pour une vitesse au sol du semoir de 10 km/h et une largeur de barre de semis de 12 m. Le débit de particules était égal au débit réel dans une des sorties du répartiteur. Le débit a donc varié de 3 à 30 g/s.

Chaque essai a été réalisé pour des conduites horizontales et verticales selon la séquence suivante : le dispositif expérimental est réglé au débit matière précis souhaité. Le débit d'air est réglé à un niveau élevé, suffisamment haut pour assurer le transport de la matière. Le débit d'air est réduit en fermant progressivement les vannes de réglage, en attendant à chaque position que l'écoulement se stabilise, jusqu'à ce que les particules commencent à refluer ou à stagner dans la partie inférieure de la conduite. Dès que l'on détecte visuellement une stagnation de matière, les données des micro-manomètres sont recueillies. Pour obtenir des résultats plus précis, une première manipulation consiste à définir la gamme de vitesses d'air correspondant au début de stagnation des particules. Dès que la plage de vitesse est connue, et à l'approche de la vitesse de l'air de stagnation, on démarre la fermeture de la soupape plus lente et précise, en fixant la vitesse de l'air à un début de bouchage. Pour que les résultats de l'expérience soit statistiquement valables, l'expérience doit être reproduite au minimum 3 fois. Pour une meilleure fiabilité, nous avons décidé de répétition de 5 fois. Le débit des particules est connu. Ainsi la concentration maximale de transport  $\mu$ , qui correspond à des kilogrammes de solide par kilogramme de gaz (débit-masse) a été calculée pour la vitesse de stagnation minimum observée selon l'équation suivante :

$$\mu = \frac{Q_s}{Q_g} \quad (3.14)$$

Avec :  $Q_s$  – débit de solide en kg/s;

$Q_g$  – débit de l'air, en kg/s.

Où :

$$Q_g = V_a \pi \frac{D^2}{4} \rho_a \quad (3.15)$$

$V_a$  – vitesse moyenne de l'air (m/s)

$D$  – diamètre de la conduite (m)

$\rho_a$  – masse volumique de l'air ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

Les exigences agronomiques par rapport au besoin de débit des semences par hectare avec la vitesse d'avancement et la largeur du travail connues, vont nous servir pour définir le débit de matière par seconde :

$$Q_m = \frac{QV_mB}{10^4} \quad (3.16)$$

Avec :  $Q_m$  – débit de grains par seconde (en  $\text{kg}/\text{s}$ )

$Q$  – débit de grains par hectare (en  $\text{kg}/\text{ha}$ )

$B$  – largeur du travail (en m), ici 12m.

$V_m$  – vitesse moyenne d'avancement de la machine (en  $\text{m}/\text{s}$ ).

$10^4$  – conversion d'unités.

Nous cherchons donc à définir le domaine de fonctionnement du système de transport pneumatique, c'est-à-dire, la concentration du transport, pour le débit de graines et le diamètre des conduites donnés, pour lesquels le système fonctionne.

### 3.3.4 Méthodologie de mesure de la vitesse de l'air

Les premières mesures de la vitesse de l'air dans le tuyau de transport ont été réalisées avec une sonde Pitot mais ces mesures n'ont pas donné de bons résultats. Le tube Pitot introduit selon une méthodologie standard au centre du tuyau bien droit (loin de toute zone d'écoulement instable) a donné des valeurs de vitesse de l'air locales (figure 3.7, a). Idéalement, la valeur maximale de vitesse se situe au niveau de la sonde Pitot, mais en transport horizontal cette valeur devient aléatoire selon les accidents dans l'écoulement des couches d'air en un point du profil de vitesses. La vitesse de l'air diminue lorsqu'on se rapproche des parois ; de plus il est très difficile de localiser la sonde Pitot précisément sur l'axe central de la conduite. En outre lorsque l'air est chargé de particules, le profil de vitesse est déformé vers le haut par les particules concentrées dans la partie inférieure de la conduite. Ainsi, la courbe du profil des vitesses se déplace vers le haut par rapport à l'axe du tube en fonction de la charge transportée (figure 3.7, b). Ce phénomène rend impossible une utilisation correcte des sondes Pitot.

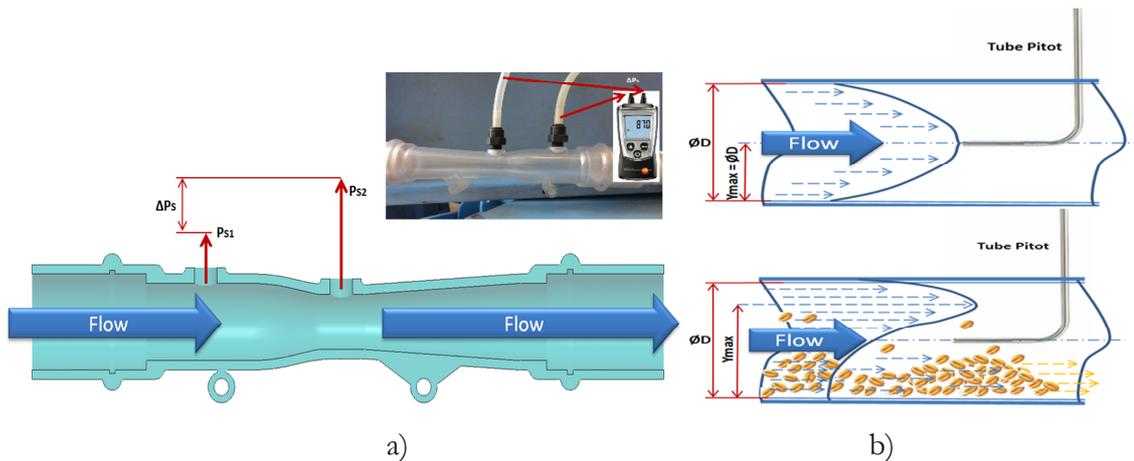


Figure 3.7. Les dispositifs de mesure : (a) Le schéma de prise de différence de pression dans la conduite via un passage divergent-convergent (dit, tube Venturi). (b) Les profils de vitesse d'écoulement de l'air dans une conduite horizontale : écoulement à vide (en haut), écoulement chargé (en bas).

La vitesse de l'air a été mesurée avec des tubes Venturi conformément aux recommandations de Lefebvre (1986), en captant l'énergie cinétique du flux d'air sous la forme d'une différence de pression entre les différentes sections séparées par une zone de convergence (figure 3.7, a). La différence de pression a été mesurée à l'aide de micro-manomètres Testo 512 (figure 3.7 (11)) latéralement au flux d'air et de matière et dans une portion droite avec un flux stabilisé.

### 3.3.5 Résultats et discussion

#### *Comparaison des transports vertical et horizontal*

La vitesse de stagnation correspond à la quantité minimale d'énergie nécessaire à l'air pour déplacer les particules et se déplacer lui-même. En transport vertical, la vitesse minimale de stagnation pour le blé est toujours plus élevée que lors d'un transport horizontal (figure 3.8). La vitesse de stagnation pendant le transport vertical est environ 25% plus élevée qu'en transport horizontal (quel que soit le diamètre de la conduite). Ceci peut s'expliquer par l'influence des forces de gravité qui s'opposent au vecteur de vitesse de l'air. Ainsi, un transport ascensionnel nécessite une plus grande vitesse de l'air. Cette valeur sera spécifique à chaque type de matériau transporté en fonction de ses propriétés physiques (poids, forme, etc.). La vitesse de l'air limite entraînant une stagnation en

transport ascensionnel est le paramètre essentiel qui doit être utilisé pour la conception de systèmes de transport des semoirs pneumatiques.

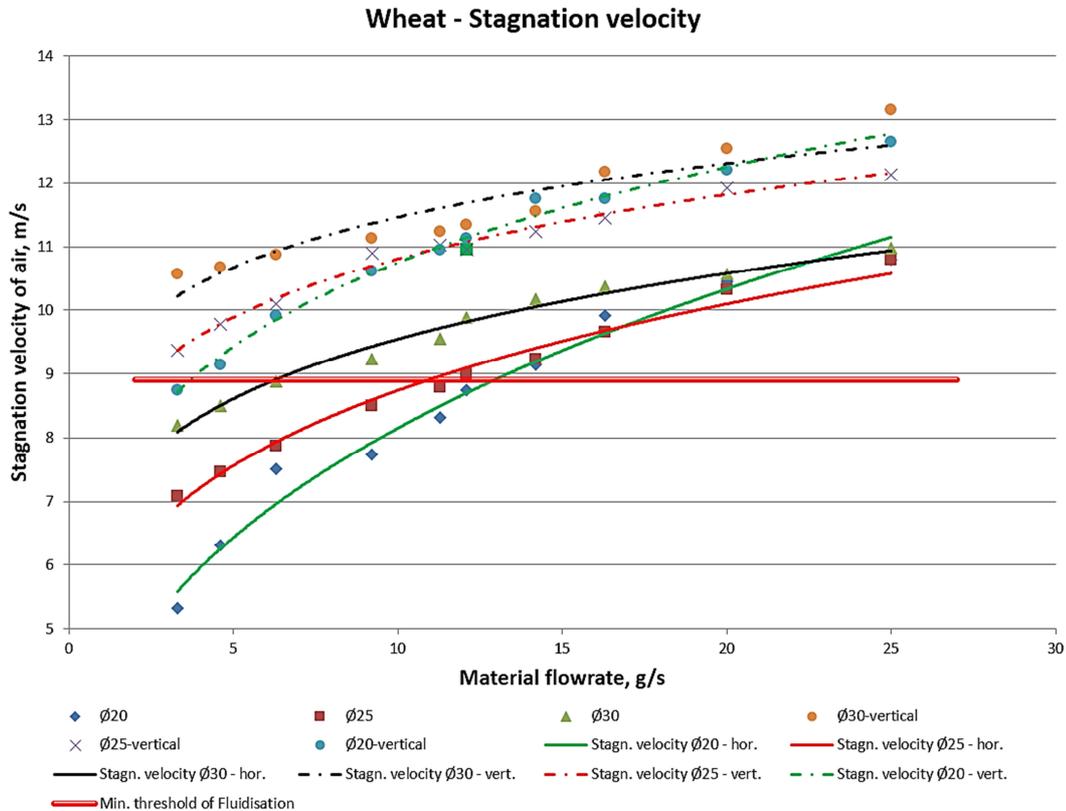


Figure 3.8. Comparaison des transports pneumatiques vertical et horizontal du blé dans des tuyaux de diamètres différents.

Les vitesses de stagnation pour les flux concentrés en particules sont globalement similaires (chaque point représente la moyenne de 5 mesures), que les conduites soient horizontales ou verticales, et ce quel que soit le diamètre du tuyau. Néanmoins, le diamètre des conduites influence probablement la vitesse de stagnation horizontale, surtout pour un faible débit de semences, qui permet d'utiliser moins d'énergie et donc d'utiliser une vitesse d'air plus basse. Nous pouvons donc supposer qu'un dépôt de semences a plus facilement des conséquences sur l'homogénéité du flux d'air dans des tuyaux larges que dans des tuyaux étroits (figure 3.8). Ceci explique probablement pourquoi la vitesse de stagnation horizontale semble être plus faible dans les tuyaux de faible diamètre.

Ces données sur la vitesse de fluidisation et la vitesse d'entraînement des particules peuvent être comparées aux données de la littérature tirées de Zuev (1976). Nos valeurs expérimentales se situent dans la fourchette haute des seuils de fluidisation (pour un

transport vertical) cités et dans la fourchette haute des vitesses d'entraînement horizontales citées. Des résultats similaires ont été obtenus pour le blé, l'orge et l'engrais.

### **Transport du mélange**

Concernant le mélange orge-engrais, on obtient des résultats ambigus. Les résultats obtenus avec l'orge, l'engrais et leur mélange sont regroupés sur un même graphique. Dans le plus petit tuyau (diamètre 20mm), la vitesse de stagnation du mélange est identique à celle de l'orge (courbes vertes, figure 3.9). Le ratio 60/40 en masse implique que le volume de l'orge soit le double de celui de l'engrais par volume d'air. Nous pourrions supposer que le comportement de l'engrais est masqué par le comportement de l'orge qui tendrait à "transporter" l'engrais à la manière d'un "balai".

Dans le tuyau de 25 mm de diamètre, l'effet de la présence d'engrais est plus perceptible. La courbe de stagnation du mélange (figure 3.9) est juste entre celle de l'orge (en vert) et celle de l'engrais (en rouge). On peut supposer que l'air peut circuler librement entre les particules et que les particules les plus lourdes (l'engrais et les grains d'orge les plus lourds) sédimentent plus facilement au fond de la conduite. Malgré le volume supérieur qu'il occupe, l'orge a une moindre influence sur le dépôt de l'engrais en raison du diamètre plus élevé du tuyau. Nous pouvons supposer qu'une plus grande proportion d'engrais dans le mélange augmenterait la vitesse limite de stagnation.

Cependant, quand on augmente le diamètre de tuyau à 30 mm (courbes noires), on observe le même résultat que pour le tube de 20mm. D'autres expériences et études statistiques seront donc réalisées en vue de conclure. Dans une première approche, nous allons donc utiliser la vitesse de stagnation la plus élevée de celles des éléments d'un mélange (ici engrais) pour concevoir le système de transport.

### Stagnation velocity of Barley, Fertilizers and Mixture comparing

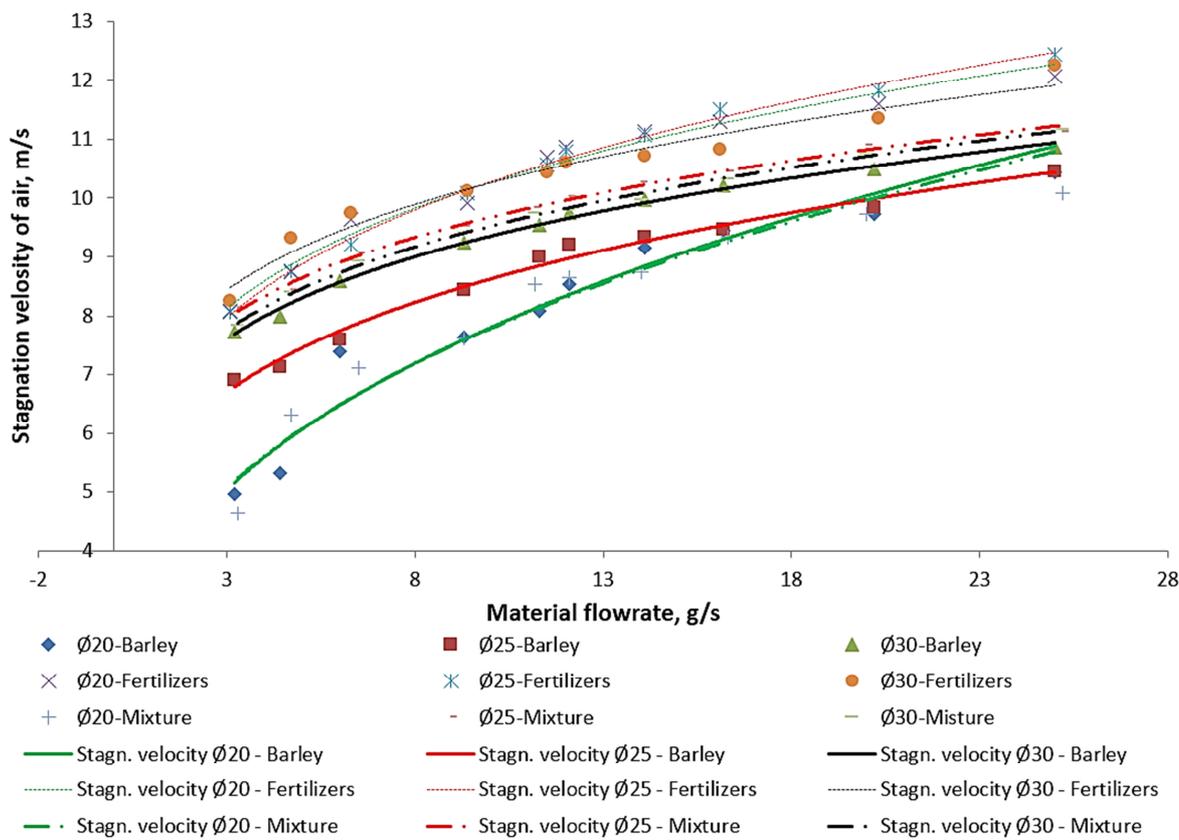


Figure 3.9. Comparaison des vitesses de stagnation de l'orge, de l'engrais et du mélange, pour 3 diamètres de conduite différents.

#### *Concentration de transport et diamètre de conduite*

Un transport en phase dense serait économiquement préférable (Klinzing, 2003; Zuev, 1976) mais il est impossible d'obtenir un écoulement régulier sans "seed holes." Le transport en phase dense ne peut donc être appliqué aux semoirs. En outre, lors du semis de grosses graines (ex. les fèves), un transport en phase dense augmenterait le risque d'obstruction. C'est pourquoi le transport de particules dans les semoirs pneumatiques peut être assimilé à un transport en "phase diluée".

Le surdimensionnement de la section des tubes n'est pas non plus une solution. Les particules présentes dans la partie inférieure des tubes larges déportent la vitesse d'air maximale vers le haut du tube. La sédimentation des graines crée alors un "frein" pour l'air (figure 3.7, b). L'air arrivant dans cette section de tuyau a tendance à "éviter" la perte de pression créée par les obstacles. Donc, un grand diamètre entrainera un «évitement» des particules au lieu de pousser l'ensemble du flux de graines dans la bonne direction. Utiliser

un diamètre élevé accentue ce phénomène comme on peut le voir sur la figure 3.8 (pour de faibles débits de semences). Lorsque la taille de la conduite diminue, la circulation d'air entre les particules est plus homogène, de sorte que l'énergie du compresseur sera utilisée plus efficacement. Le surdimensionnement des conduites augmente aussi le débit d'air nécessaire (à vitesse de transport constante) et augmente la consommation d'énergie (à la puissance 3). La consommation d'énergie peut être exprimée sous la forme:

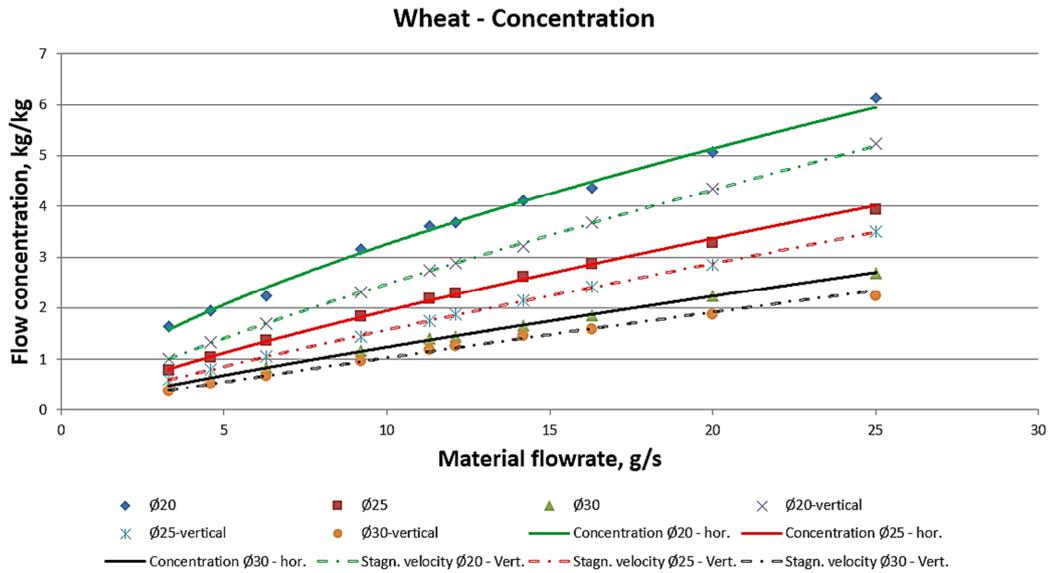
$$\frac{N_1}{N_2} = \left[ \frac{Q_{a1}}{Q_{a2}} \right]^3 \quad (3.17)$$

Avec :  $N_1, N_2, Q_{a1}, Q_{a2}$  – respectivement, les puissances sur l'arbre de la soufflerie [kW] et les débits d'air avant et après l'augmentation.

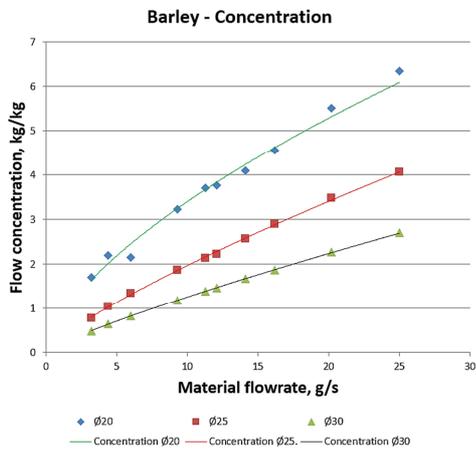
Il est nécessaire de créer de bonnes conditions de transport en veillant à ce que les vitesses locales soient plus élevées que la vitesse critique.

Le premier paramètre à déterminer est la vitesse de l'air dans la conduite. Il est proposé de fixer cette valeur d'après la figure 3.8 en fonction du débit de la matière (ici le cas du blé). Cette valeur peut être supérieure de 10 % à la vitesse limite de stagnation en transport vertical, par sécurité. Cette valeur de vitesse fixe les concentrations maximales de transport (reportées sur la figure 3.10). Sur la figure 3.10, on se rend compte que le diamètre 20 mm serait suffisant pour assurer le transport des concentrations de flux dans le cas des semoirs pneumatiques. De plus, ce diamètre de tuyau réduit le coût énergétique de l'opération. Dans la pratique, on ne choisit pas le diamètre le plus petit car les semoirs sont polyvalents et doivent aussi semer de grosses graines. Il est arrivé que le doseur déborde pour les débits les plus élevés, auquel cas le débit souhaité n'a pas pu être respecté. Cela s'est produit systématiquement pour les plus petits diamètres de tuyau.

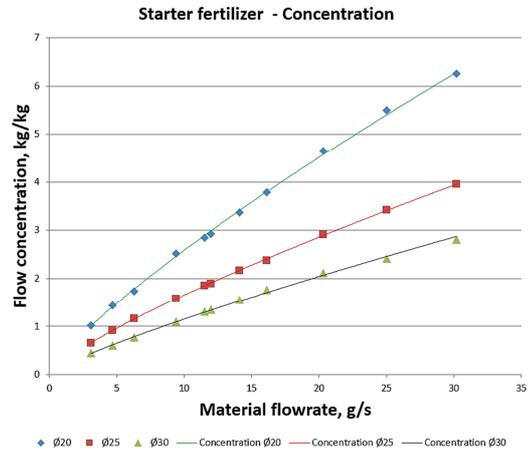
Les calculs précédents correspondent aux conduites placées après le répartiteur. Dans un semoir pneumatique, la somme des sections suivant l'éclateur est supérieur à celle de la section précédente. Selon la loi de conservation de la matière, la vitesse de l'air avant l'éclateur sera ainsi plus élevée. La vitesse de l'air, avant la tête de distribution, sera donc suffisamment importante pour éviter la stagnation des particules.



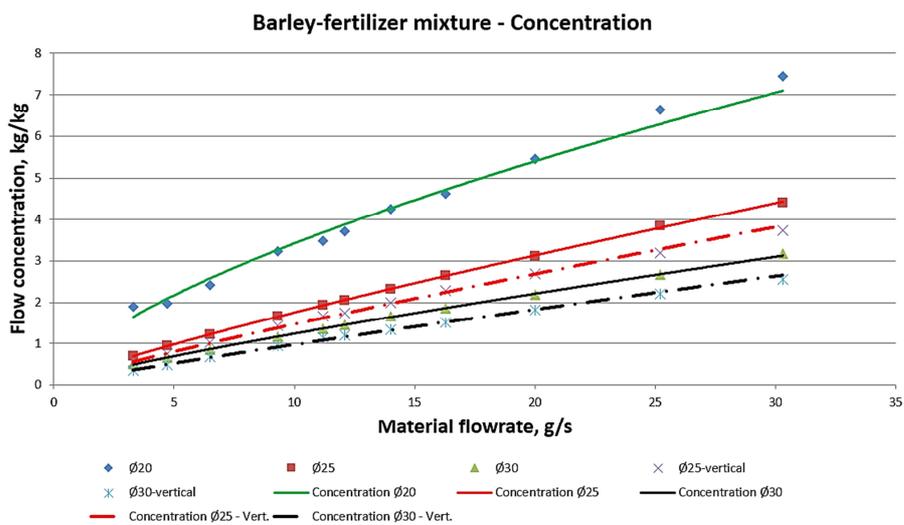
a)



b)



c)



d)

Figure 3.10. Les abaques de concentration maximale par matière et diamètre de conduite : a – Blé ; b – Orge ; c – Engrais-starter ; d – Mélange.

### Réglage et automatisation

Une fois que le débit d'air est connu, il est possible d'établir la courbe de réglage de la soufflerie (figure 4.8) : nombre de tours de la soufflerie en fonction du débit des grains pour la culture donnée pour un diamètre choisi ( $n^{tr/min}=f(Q)$ ). Il est possible d'imaginer un système qui va anticiper le bouchage du circuit, en mesurant la différence de pression.

Aujourd'hui, ceci est réalisé par des capteurs optiques qui détectent le passage des graines. Mais leur vitesse ne peut pas être mesurée précisément, comme une vitesse parallèle à l'axe de conduite, en raison de nombreux tourbillons. Ceci n'est pas le cas si on mesure la vitesse moyenne de la phase-porteur par la différence des pressions. Dès que la vitesse approche la valeur limite, nous pourrions détecter une mauvaise tendance et impulser un courant d'air pour « purger » le circuit. Ceci serait possible, même en cas de colmatage des engrais qui est un phénomène progressif et non-instantané. Ce procédé pourra éventuellement servir dans un système de contrôle de flux d'air.

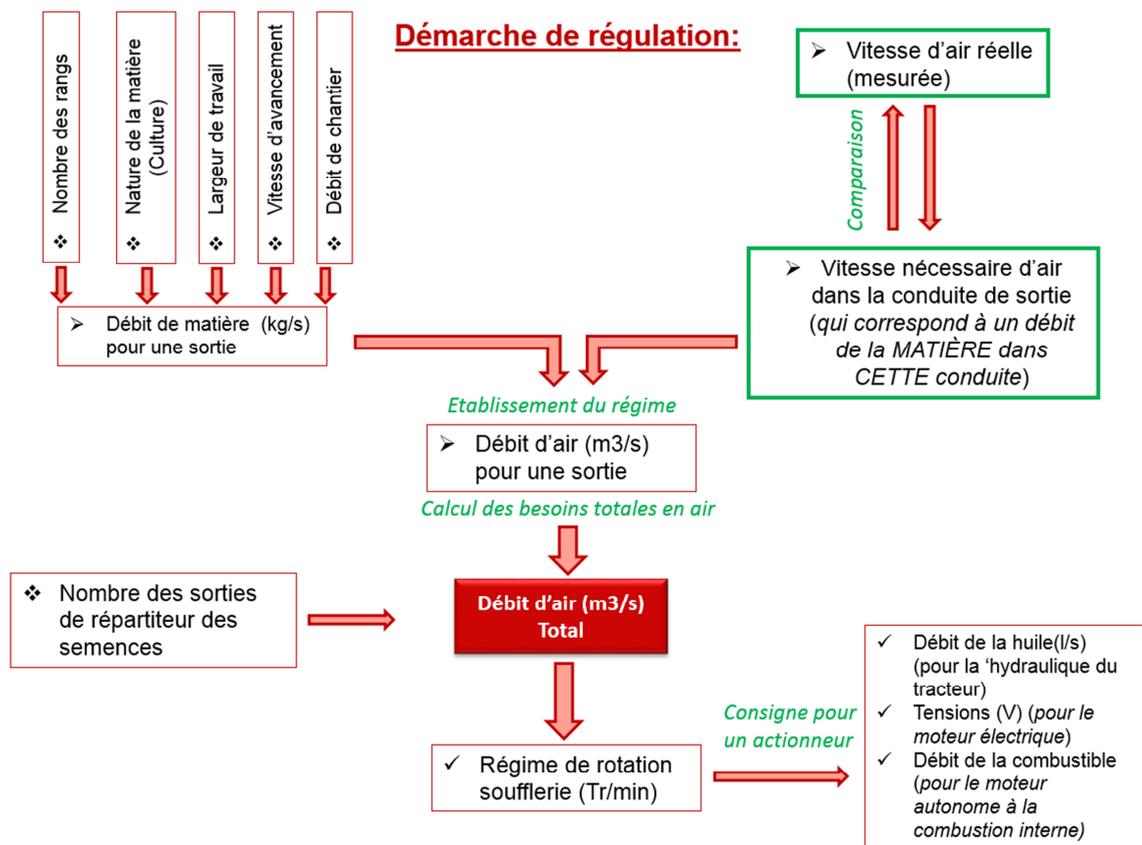


Figure 3.11. Le principe d'automatisation du réglage de la soufflerie.

### 3.3.6 Conclusion

Un banc d'essais a été conçu pour obtenir des valeurs expérimentales de concentration de transport maximale et de vitesse d'air minimum acceptables pour le transport pneumatique. A la suite du travail présenté, il a été constaté que:

1. Les courbes expérimentales de vitesse minimum (soit de concentration maximum) peuvent être utilisées pour définir les conditions de transport pour chaque type de semence, ou comme abaques de réglage (par exemple dans les systèmes d'automatisation).
2. Il est recommandé d'utiliser une section de conduite aussi faible que possible, pour favoriser l'homogénéité du flux et réduire les coûts énergétiques du transport.
3. Afin de développer la connaissance sur le transport des mélanges, il sera nécessaire de tester plusieurs proportions d'engrais et de semences.
4. Les essais pratiques ont prouvé la possibilité et l'intérêt pratique (stabilité, précision) de mesurer la vitesse d'air par la différence de pressions, avec quelques contraintes que sont les risques de mobilité réduite et la nécessité d'un manomètre avec la plus haute précision possible (jusqu'à l'échelle de 1Pa).
5. Il était nécessaire d'approfondir les connaissances sur la manutention pneumatique des mélanges. Il faudrait notamment essayer plusieurs proportions entre orge et engrais, mais aussi modifier le type d'engrais.

### 3.4 Optimisation du diamètre des conduites de sortie du répartiteur

Les régimes du transport en fonction du débit de matière et du diamètre sont connus (Yatskul et Lemièrre, 2014). Or, le choix du diamètre de la conduite après le répartiteur reste une question primordiale. De nombreux auteurs (Mills, 2013 ; Idel'chik, 2005) précisent que les conduites avec des diamètres insuffisants vont créer trop de résistance, engendrer de la fluctuation, voire provoquer l'obstruction du système. Le surdimensionnement du diamètre mène à l'instabilité de l'écoulement, à la sédimentation de la matière, ce qui est aussi indésirable. De plus, le surdimensionnement du diamètre nécessitera un débit d'air supérieur, et donc une soufflerie plus performante.

Selon nous, le choix du diamètre des conduites de sortie des semoirs pneumatiques est limité par trois facteurs :

1. La capacité de transfert (caractérisée par la quantité maximale de matière, qui peut traverser une section par unité de temps) ;
2. La consommation énergétique ;
3. La stabilité de débit, sans obstruction.

Nous observons que tous les diamètres testés ont une capacité de transfert suffisante pour assurer le débit nécessaire de la plupart des cultures de manière régulière.

### 3.4.1 Dispositif expérimental

Les tests de définition du diamètre optimal du transport ont été menés avec le même banc d'essais que celui utilisé pour la définition de la concentration (figure 3.6). Pendant l'expérience, la vitesse de l'air et la pression statique ont été mesurées (Zone de mesures, figure 4.9).

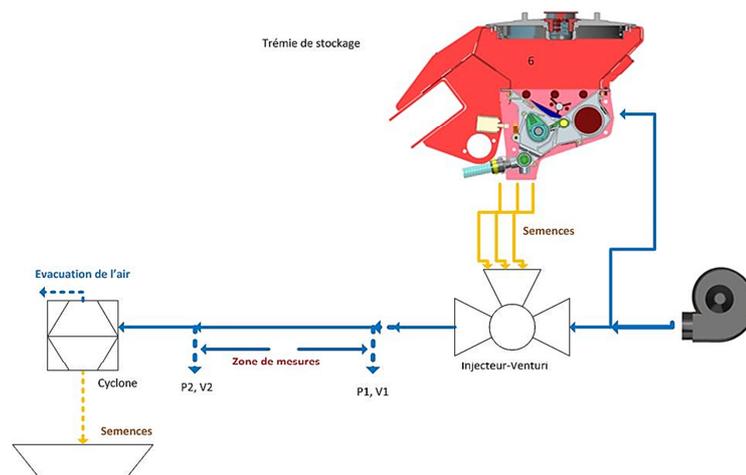


Figure 3.12. Schéma de mesures.

La pression a été relevée à l'aide de micro-manomètres Testo 512, à l'entrée et à la sortie du circuit, dans les sections droites, où l'écoulement est stabilisé. La prise de la pression statique s'est faite latéralement à l'écoulement. De même, la prise de différence de pression a été enregistrée en continu avec les deux transmetteurs Huda Control 699.

### 3.4.2 Procédure de test et d'exploitation des données

L'expérience a été réalisée pour le même modèle du tuyau flexible (MerlettOregon PU P ANTISTATICO, en PVC) de diamètre 20, 25, 30mm (longueur de la zone de test de 4m), pour des semences certifiées d'orge. Nous avons utilisé les tuyaux du même modèle, ayant la même structure, la même matière et le même état de surface (suivant la fiche

technique) afin d'assurer la plus grande similitude entre les expériences. Le tuyau a été posé horizontalement pour éviter toute perturbation et pour se focaliser uniquement sur la détermination du diamètre optimal. Les points de mesure ont été choisis de manière à éviter les zones d'écoulements non-permanents. L'essai a été réalisé à poste fixe, avec une collaboration machine posée sur sol plat, avec une vitesse de travail simulée de 10 km/h. Les besoins en débit ciblés sont les besoins agro-techniques.

Le débit des graines a été établi de telle sorte qu'il soit à la sortie de chaque conduite « serre-file », c'est-à-dire à l'entrée de l'élément-semeur, fonction de la dose par hectare et de la vitesse d'avancement de la machine. Le débit a pris les valeurs : de 0, 5, 15, 30 et 50 g/s.

Le débit de l'air a été établi afin d'obtenir les vitesses de l'air suivantes :  $V_a = 12, 16, 18, 20, 24$  m/s.

Chaque test respectait la séquence suivante : le terminal était réglé sur la dose précise de graines par seconde, la turbine était réglée au débit d'air selon des préconisations citées précédemment. Pendant l'expérience, nous avons enregistré les valeurs de la vitesse de l'air et de la pression statique.

### ***Exploitation des données***

Les pertes de charges sont calculées à partir des valeurs des pressions statique et dynamique mesurées dans une section (en amont et en aval) :

$$\Delta P_{1-2} = (P_1 - P_2) + \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) \quad (3.18)$$

Les exigences agronomiques en termes de débit des semences par hectare avec la vitesse d'avancement et la largeur du travail connues, vont nous servir pour définir le débit de matière par seconde (équation 3.16).

La puissance consommée [W] est calculée selon une équation connue :

$$N = Q_g \cdot \Delta P_{1-2} \quad (3.19)$$

Les résultats des mesures et des calculs sont exposés dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 Plan d'expériences.

<b>D, mm</b>	<b>Va, m/s</b>	<b>Qm g/s</b>	<b>P1, hPa</b>	<b>P2, hPa</b>	<b>ΔP, Pa</b>	<b>N, W</b>
20	12	0	5,2	0,8	440	1,65792
		5	7,2	1,7	550	2,0724
		15	15,4	3,2	1220	4,59696
		30	20	3,7	1630	6,14184
	16	0	8,8	1,2	760	3,81824
		5	12,8	2,7	1010	5,07424
		15	20,5	3,8	1670	8,39008
		30	28,8	5,4	2340	11,75616
		50	35	7,8	2720	13,66528
	20	0	13,3	6,1	720	4,5216
		5	18,2	2,9	1530	9,6084
		15	26,1	4,3	2180	13,6904
		30	35,7	7,8	2790	17,5212
		50	43	11,2	3180	19,9704
	24	0	18,3	2,1	1620	12,20832
		5	24	3,7	2030	15,29808
		15	30	6,1	2390	18,01104
		30	40,7	9,8	3090	23,28624
		50	47,2	12	3520	26,52672
	25	12	0	5,1	2	310
5			7,9	3,3	460	2,70825
15			14,3	5,6	870	5,122125
30			19,1	7,2	1190	7,006125
50			21	4	1700	10,00875
16		0	8,8	3,5	530	4,1605
		5	11,6	4,9	670	5,2595
		15	17,4	5,7	1170	9,1845
		30	23,4	6,1	1730	13,5805
		50	29,2	9,1	2010	15,7785
20		0	14,1	5,2	890	8,733125
		5	16,3	6,1	1020	10,00875
		15	23,4	8,2	1520	14,915
		30	30,1	11,7	1840	18,055
		50	38,1	16,7	2140	20,99875
24		0	19,4	7,3	1210	14,24775
		5	22,1	8,6	1350	15,89625
		15	28,6	10,8	1780	20,9595
		30	37,2	16,1	2110	24,84525
		50	46	20,8	2520	29,673

30	12	0	3,5	0,7	280	2,37384
		5	5	1,4	360	3,05208
		15	9,8	2,9	690	5,84982
		30	17	3	1400	11,8692
		50	22,1	4,6	1750	14,8365
	16	0	5,8	1,5	430	4,86072
		5	8,1	2,9	520	5,87808
		15	14,1	3,8	1030	11,64312
		30	24	7,3	1670	18,87768
		50	31	10	2100	23,7384
	20	0	10,1	2,4	770	10,8801
		5	13,1	4,4	870	12,2931
		15	19,1	6,1	1300	18,369
		30	34	12	2200	31,086
		50	41	16	2500	35,325
	24	0	12	2,6	940	15,93864
		5	13,7	3,1	1060	17,97336
		15	21,7	3,9	1780	30,18168
		30	22,5	4,1	1840	31,19904
		50	33,7	7,6	2610	44,25516

### 3.4.3 Résultats et discussion

Nous constatons que la consommation énergétique est fonction de trois facteurs : le débit nécessaire de l'air, le débit de la matière et les pertes de charges dans la conduite.

L'analyse des graphiques tridimensionnels a montré que le chargement du système augmente les pertes de charges, lorsque les autres paramètres restent stables. Une tendance analogue a été perçue en augmentant la vitesse de transport. La comparaison de graphiques (figure 3.13) a mis en évidence que la réduction de la section augmente la résistance hydraulique des conduites, et donc les pertes de charges augmentent avec le rétrécissement de la section.

Cependant, il y a une autre situation avec la consommation énergétique (figure 3.14). Les tuyaux avec le plus grand diamètre (30mm) consomment plus d'énergie, lorsque le reste des paramètres est identique. Cela signifie que la plupart de l'énergie est dépensée pour la production du débit de l'air, afin d'assurer la vitesse de transport nécessaire. Plus il faut d'air, plus il faut dépenser d'énergie. Pour cette raison, compte tenu du fait que pour maintenir la même vitesse de transport dans la conduite de la section plus élevée il faut plus d'air (Yatskul et Lemiere, 2014), les diamètres élevés sont plus consommateurs. De plus les tuyaux de diamètre élevé ne supportent pas les gros débits.

Le graphique (figures 3.13) illustre une dynamique bien prononcée d'évolution des pertes de charges et de la puissance consommée en fonction du débit de la matière et de la vitesse de l'air dans une conduite, pour une section donnée. Néanmoins, dans les deux cas, la relation entre les facteurs porte un caractère non-linéaire.

Ces facteurs ne sont donc pas liés de manière proportionnelle. Par contre, étant donnée la forme des courbes, nous apercevons la zone d'inflexion qui correspond au minimum des pertes de charges et de la puissance consommée. Les courbes ci-dessous (figure 3.13) tendent à montrer qu'au-delà d'un diamètre de 27mm pour des débits supérieurs à 15 kg/s, on obtient le minimum de pertes de charges.

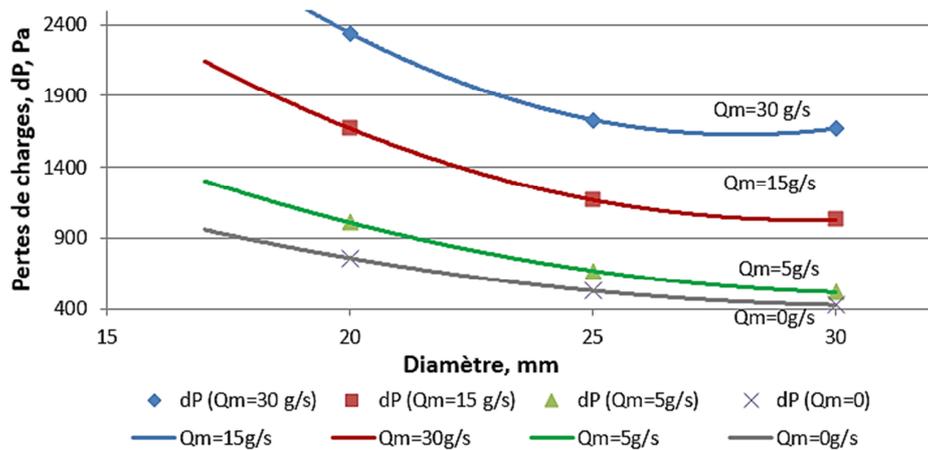


Figure 3.13. Evolution des pertes de charges en fonction du diamètre de la conduite ( $V_a=16$  m/s).

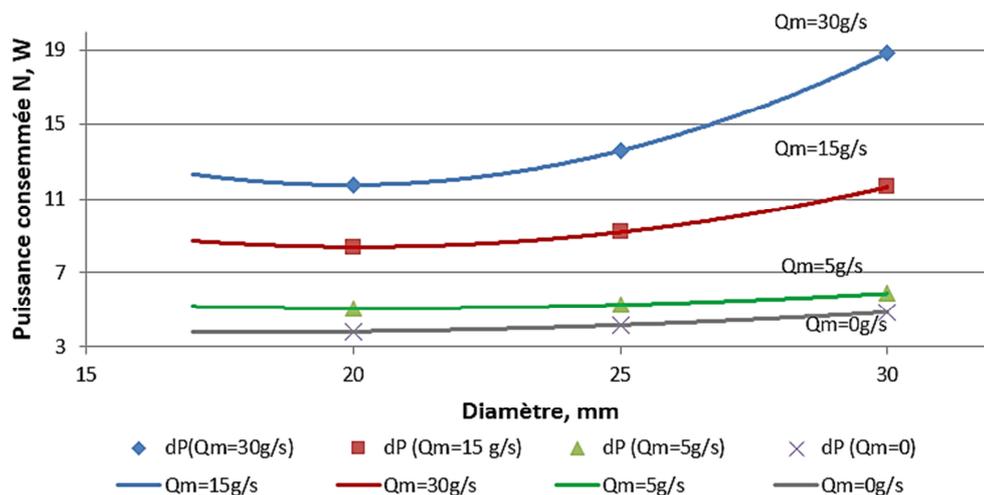


Figure 3.14. Evolution de la consommation en fonction du diamètre de la conduite ( $V_a=16$  m/s).

Le diamètre de 20mm tend à fournir une puissance consommée la plus faible et si le diamètre est inférieur à 20mm, on augmente la puissance consommée. Pour corroborer ces

tendances et voir une allure plus fine de la courbe, il y a donc intérêt de refaire les tests avec un diamètre de 15mm et 35 mm.

Par contre, en analysant les graphiques nous pouvons nous apercevoir que, entre les deux facteurs, vitesse de l'air et débit de matière, c'est la vitesse de l'air qui a le plus d'influence sur la puissance. Par contre, les pertes de charges sont plus dépendantes du débit de matière que de la vitesse de l'air. Dans un même temps, il faut remarquer que l'énergie dépensée pour la production du débit nécessaire de l'air surclasse les dépenses dues pour franchir des résistances hydrauliques. C'est bien visible sur les graphiques (3.13 et 3.14). De fait, le diamètre 30mm est plus « coûteux ».

Concernant la régularité du débit, il se trouve que la question du choix du diamètre est quelque peu ambiguë. Les hauts débits de la matière dans la conduite du diamètre 20 mm, ont été accompagnés de hautes fluctuations de la pression dans le système. L'amplitude des à-coups se chiffrait à 2-3.5kPa, sachant que, lors du transport normal, leur valeur ne dépassait pas 0.4-.5kPa (figure 3.13). Selon les diagrammes de Zenz (1955) et de Barbosa-Seleghim (2003), la vitesse des particules et de l'air sont faibles en raison du freinage de l'air par les particules. Cela signifie que l'énergie de l'air est insuffisante pour accélérer des particules et maintenir la vitesse de l'air au niveau nécessaire. Ce régime est accompagné par la formation de vagues et de crêtes, qui précèdent le transport en phase pulsatoire (formation de bouchons) et la sédimentation éventuelle des graines. Le travail du matériel dans ce régime ne peut être retenu.

#### **3.4.4. Conclusion**

Pour conclure, nous constatons que l'indice optimal, caractérisant la consommation énergétique, est la puissance consommée.

La plupart des pertes énergétiques est due à la production du débit de l'air.

Le chargement ne favorise pas l'économie de l'énergie.

Le tuyau de diamètre 20 mm est le plus favorable du point de vue énergétique. Par contre, il est incapable de répondre aux exigences agro-techniques sur la stabilité de transport, et est donc à proscrire (le non-respect des exigences agro-techniques entraîne inévitablement des pertes de rendement, qui ne peuvent pas être compensées par le gain énergétique). Néanmoins, ce type de tuyau peut trouver une utilisation pour l'application des produits micro-granulés et des céréales en doses faibles.

Le tuyau de diamètre 30 mm possède une capacité de transfert élevée, et est capable d'assurer l'application de larges gammes de semences et de doses. Mais il est également à proscrire car il engendre des pertes énergétiques inutiles.

L'analyse des courbes montre que l'optimum est entre 25 mm et 30 mm pour les pertes de charges et entre 15 et 20 mm pour la puissance consommée. Ceci nous oblige à faire un choix et trouver le bon compromis. A notre avis, la solution optimale est donc le tuyau de diamètre 25, tout en sachant que nous atteignons la limite pour les très grosses graines (féveroles, gros débits de l'épeautre etc.).

## 4. Influence de la structure et des conditions de fonctionnement du semoir sur la qualité de répartition des semences

---

Dans cette partie, nous allons essayer de déterminer l'influence de la structure et des conditions de fonctionnement d'un répartiteur de type vertical sur la qualité de répartition des semences.

### 4.1 Etude des systèmes de distribution des semences

Sur les semoirs à céréales équipés d'une distribution pneumatique, permettant de transporter des semences ou des engrais de la trémie jusqu'aux éléments-semeurs, le fractionnement des graines est effectué à l'aide d'un dispositif de répartition.

A ce niveau, les grains arrivés en vrac par l'assistance de l'air en continu doivent être bien répartis sur l'ensemble des conduites de sortie. Le principe de fonctionnement des répartiteurs est basé sur l'interaction turbo-rotationnelle du flux d'air avec les semences et la répartition stochastique de ces dernières.

Selon les exigences agro-techniques (ISO-7256/2), le coefficient de variation de la répartition entre les rangs de semis ne doit pas dépasser 5% pour des semences et 10% pour des engrais (Spaar, 2008; Buzenkov & Ma, 1976).

Selon les résultats de notre expérimentation préliminaire (cf. chapitre 3.2.1), les pertes de charges dans le système de répartition sont au minimum égales à 15-20% des pertes de charge du système entier.

Généralement, une hétérogénéité élevée de la distribution transversale reste toujours une des lacunes importantes de tous semoirs pneumatiques (Weiste, 2013; Allam & Wiens, 1983; Allam & Wiens, 1981; McKay et al, 1979). L'étude bibliographique révèle en outre que les recherches précédentes proposent des bases de données peu fournies. Cependant, la majorité des recherches effectuées sont la plupart du temps basées sur des essais empiriques constatant uniquement des faits (solution acceptable ou inacceptable) (Alberta Farm Machinery Research Centre, PAMI – Prairie Agricultural Machinery Institute, DLG – Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft). Il manque dès lors des éléments d'analyse fondamentale et de modélisation physique explicatifs du procédé de distribution. De fait, les tentatives infructueuses d'atteindre une homogénéité de répartition entre des rangs de semis proche de la performance des semoirs mécaniques, ont poussé des chercheurs à

abandonner leurs recherches dans cette direction. Par conséquent, la majorité des travaux ont été publiés il y a plus de vingt ans. En Amérique du Nord et en Australie, afin de tendre aux exigences agronomiques, il a été proposé d'augmenter le seuil de CV acceptable jusqu'à 15% (McKay et al. 1979). Un grand nombre de solutions industrielles (Flexi-Coil, Morris, Bourgault, John Deere) ont été évaluées par rapport à cette valeur de CV (Rapports de recherche: PAMI, 1997; ADF & SPCDB, 1993; ADF & SPCDB, 1992).

Les systèmes de distribution des semoirs pneumatiques utilisent des répartiteurs de types horizontal et vertical. Par rapport aux répartiteurs verticaux (figure 4.1, a), les répartiteurs de type horizontal (figure 4.1, b) ont une consommation énergétique relativement moins élevée pour produire un débit d'air cependant plus élevé (Barsi et al., 1987). Les pertes de charges sont causées par des pertes linéaires et des pertes dues à l'élargissement de la section (effet de diffuseur). De plus, la disposition linéaire des sorties simplifie le routage de la tuyauterie (***Le routage** est un réseau de conduites acheminant les semences et les engrais des éléments de dosage jusqu'aux éléments-semeurs*) et l'accès aux éléments semeurs. A cet effet les tuyaux sont plus courts, ce qui est avantageux du point de vue énergétique (Astahov, 2007). A contrario, les répartiteurs horizontaux rendent la configuration de la barre de semis plus compacte, ce qui simplifie le pliage des extensions. Parmi les lacunes de ce type de répartiteurs, nous pouvons citer le problème de la dispersion du flux au sein du corps du répartiteur avant la distribution et le nombre limité de sorties. Astahov (2007) a proposé de réaliser des parois latérales avec une courbure progressive. Ceci, selon l'auteur, devant assurer la constance du gradient de pression sans séparation des couches limites. Senturov (1979) a également proposé une conception du répartiteur selon un certain angle par rapport au plan horizontal avec des **bossages sphériques placés en quinconce** sur la paroi du haut. De même, certains auteurs ont tenté de placer horizontalement un répartiteur de type vertical (Mahlstedt & Heege, 1972). Néanmoins, ces essais n'ont pas donné le résultat recherché. Les particules s'étaient sédimentées du fait de la gravité au fond du tube. La mise en place d'un élément-défecteur a permis de guider le flux, améliorant ainsi la distribution, mais le problème de l'hétérogénéité de la répartition des semences n'a jamais été résolu.

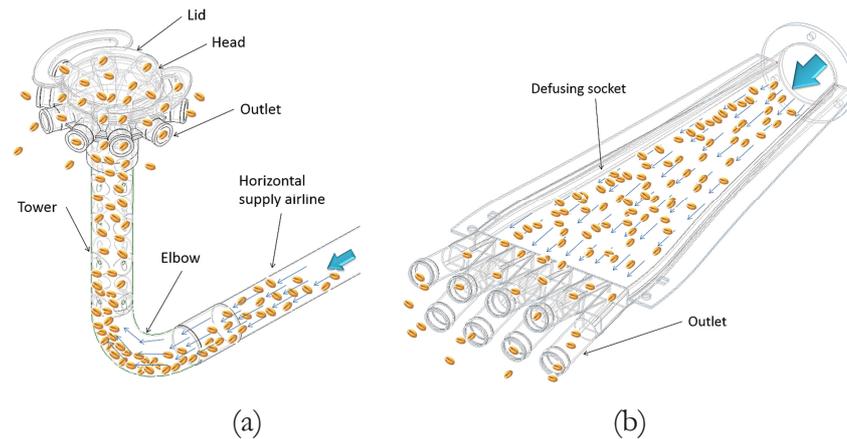


Figure 4.1: (a) Répartiteur vertical (John Deere),  
(b) Répartiteur horizontal (Morris).

Les répartiteurs de type vertical ont trouvé une utilisation plus large. Avant d'être reparties, les semences de la conduite d'alimentation principale sont redirigées verticalement dans le coude (figure 4.1, a). La plupart de la matière migre progressivement vers l'axe de la colonne où la vitesse d'air est supérieure (Mills, 2013; Zuev, 1976). Dans ces circonstances, les graines ont la même possibilité/probabilité d'être distribuées dans l'une ou l'autre des sorties. Les premières versions des semoirs pneumatiques ont été proposées en Allemagne (Weiste, 2013) avec des répartiteurs de type vertical. La qualité de répartition des semences était cependant faible : le coefficient de variation variait entre 15 et 27% (Weiste, 2013; Mahlstedt et Heege, 1972). L'augmentation de la vitesse de l'air améliorait quelque peu le résultat. La mise en place des ondulations concentriques sur la colonne a créé une turbulence supplémentaire, ce qui a apporté une amélioration notable du CV, dont les valeurs se sont retrouvées comprises entre 4 et 8% (Weiste, 2013). Pour la création de la turbulence supplémentaire et la stabilisation de flux, certains constructeurs utilisent les bossages (sphériques ou ellipsoïdaux) positionnés en ordre annulaire, hélicoïdal ou en quinconce sur la paroi intérieure de la colonne (John Deere, Case IH, Bourgault, Great Plains).

Pippig (1977) a remarqué l'influence négative du coude sur l'homogénéité de la répartition. Cet auteur a proposé d'utiliser quelques coudes diamétralement opposés afin d'obtenir une distribution homogène sur la section de la colonne. Toutefois, en raison de la complexité du concept requérant quelques éléments de dosage supplémentaires, il n'a jamais été réalisé. Les chercheurs polonais Gierz & Kęska (2011) sont arrivés à la conclusion que l'homogénéité de la répartition est améliorée avec l'augmentation de la hauteur de la colonne.

D'autres recherches ont étudié l'influence de la géométrie du répartiteur sur la qualité de répartition (Kumar et Durairaj, 2000). Les auteurs ont vérifié expérimentalement les trois configurations de répartiteur : le répartiteur à couvercle plat, le répartiteur en forme d'entonnoir fermé et le répartiteur avec les parois oblongues. Trois espèces de semences différentes ont été testées : sésame, mil et sorgho. La meilleure répartition a été obtenue avec le répartiteur avec les parois oblongues. Il faut également remarquer que le dosage s'est fait directement dans la colonne, donc il n'y avait pas d'impact du coude.

Dans la base mondiale de données des brevets nous trouvons un grand nombre de solutions intéressantes pour les répartiteurs des semences, sans toutefois qu'il existe des preuves expérimentales de leur efficacité. Certains modèles offrent une large gamme de répartiteurs, ayant un déflecteur conique dans la partie haut du répartiteur (Poncellet et al, 2001; Gregor, 1999). Piataev (2011) a présenté un raisonnement scientifique de paramétrage de la plaque de guidage radiale installée dans le coude et du déflecteur pyramidal monté sur le couvercle du répartiteur. L'installation des éléments rotatifs sur le couvercle du répartiteur conduit à une distribution ondulatoire indésirable selon Weiste (2013).

Il est ici intéressant de rappeler la tentative de détermination de l'influence sur la répartition de la configuration du système de distribution, réalisée par M. E. McKay (1979) et PAMI (1983). Ces essais étaient purement pratiques et comprenaient des comparatifs de machines du marché en termes de régularité de répartition. Les auteurs ont juste constaté des faits expérimentalement sans analyser la structure des machines testées. Parmi les trois systèmes testés (centralisé, successif et avec multidistribution (Tableau 4.1)), celui « successif » (ça veut dire quoi successif?) fournit la meilleure répartition avec une irrégularité d'environ 6.5%. D'après McKay, ces erreurs ont été résolues avec l'ajout d'un cône-déflecteur dans la partie haute du répartiteur. Le coefficient de variation obtenu était alors de 5-7%, ce qui satisfaisait les exigences agronomiques de l'Amérique du Nord. Le routage des éléments constructifs, des diamètres et des longueurs des conduites n'a cependant pas été pris en compte. Depuis 1983, cette question de l'optimisation de la régularité de la répartition n'a pas fait l'objet de recherches spécifiques. Actuellement les fabricants de matériel continuent à se baser sur les tendances héritées du passé.

Tableau 4.1. Irrégularité de répartition en fonction du type de configuration.

<b>Système</b>	<b>Blé</b>	<b>Engrais</b>
Centralisé	16%	Pas testé
Successive	5-8%	5-8%
Multidistribution	8-9%	15-21%

Malgré tout, McKay (1979) n'a pas tenu compte des particularités de structure de chaque configuration et de beaucoup d'autres facteurs, et de fait ses conclusions ne semblent pas globalement valables.

L'analyse bibliographique réalisée montre que les répartiteurs de type horizontal ont une consommation d'énergie relativement moindre, comparée aux répartiteurs verticaux. Néanmoins, les répartiteurs de type vertical restent une solution plus universelle, du fait de leur nombre illimité de sorties. Dans la suite de ce chapitre, nous allons proposer une étude du processus de répartition des semences dans des répartiteurs de type vertical. L'objectif est d'étudier l'influence des conditions de fonctionnement et de la géométrie du répartiteur sur l'homogénéité de répartition des semences, afin de trouver une configuration optimale pour les futurs répartiteurs.

#### 4.2 Méthodologie d'estimation de l'hétérogénéité de répartition

Pour estimer l'uniformité de la répartition nous allons utiliser une méthode standard (ISO 7256-2, 1984). Pour l'expérience, la soufflerie du banc d'essais a été démarrée. En faisant varier la fréquence de rotation de la cannelure du doseur, nous avons établi le débit nécessaire de la matière. Pour chaque mesure, le doseur a été mis en route pendant 2 minutes afin de réduire l'impact du début et de la fin du dosage. La matière issue de chaque conduite de sortie a été récoltée individuellement dans des sacs en gaze synthétique, afin d'assurer l'échappement de l'air, avant de peser chaque sac. A partir de ces données, nous avons calculé le coefficient de variation (CV), qui permet de juger de la dispersion des valeurs réelles autour de la moyenne théorique. Il est défini comme le rapport entre l'écart-type et la moyenne :

$$CV = \frac{\text{Ecart type}}{\text{Moyenne}} \cdot 100\% \quad (4.1)$$

La littérature agronomique établit une échelle d'estimation de la qualité de répartition. Le CV pour les semoirs mécaniques est toléré à 5-6% pour les semences des céréales et 10-12% pour des engrais. Les résultats de l'expérience ont été comparés avec ces données théoriques.

Pour obtenir plus d'information sur le caractère de répartition dans les répartiteurs verticaux et détecter des tendances, nous avons utilisé le champ de répartition (figure 4.2), qui est un diagramme-radar où chaque axe, qui part d'un même centre, représente une sortie. La caractéristique illustrée sur chaque axe correspond au poids de la matière fournit par chaque sortie. En outre, le cercle rouge correspond à la répartition idéale (i. e. toutes les sorties ont fournis la même quantité de matière), la bande bleue correspondra ensuite à la répartition réelle.

Pour faciliter les explications sur le champ de répartition, ce dernier est découpé selon les quatre secteurs suivants :

- Le « Front », qui se situe du côté de l'arrivée des graines
- L' « Arrière » qui s'oppose au front
- Le « Droit »
- Le « Gauche ».

Tout en long des expériences l'ordre des sorties a été conservé. L'axe de la sortie N°1 était toujours au niveau de l'axe longitudinal de la conduite d'amenée, tout en lui étant parallèle.

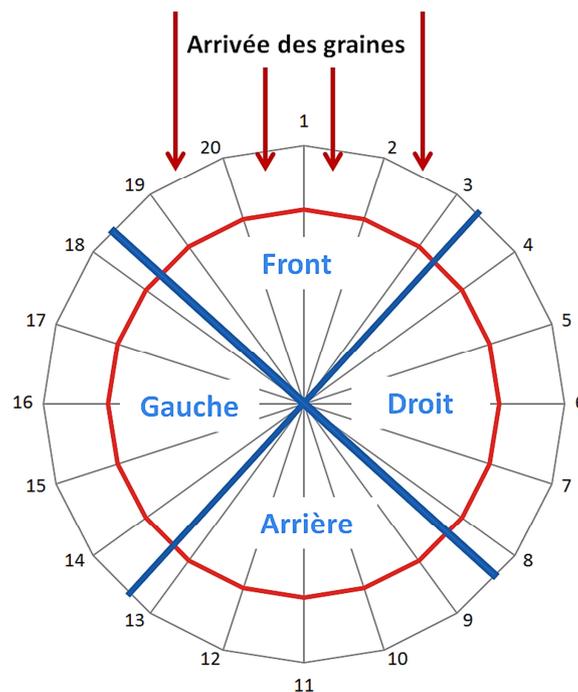


Figure 4.2. Champ de répartition type.

### 4.3 Mise en évidence d'une hétérogénéité de répartition dans un équipement complet

Pour montrer que les phénomènes physiques mis en jeu sur le terrain et en laboratoire sont identiques, nous allons nous référer aux résultats obtenus au cours de la mise en route d'un semoir réel (figure 4.3) John Deere (Commodity Air Cart 1910 + No-III Air Drill 1890).

Les tests terrain de répartition ont été effectués avec des semences de blé (dose de 230 kg/ha). La largeur de travail était de 12 m et la vitesse d'avancement simulée était de 10 km/h. Le régime de la soufflerie a été établi selon les recommandations du constructeur. Chaque répartiteur et chaque sortie ont été numérotés. Le système a été mis en route pendant 1 minute, puis les semences ont été ramassées dans des sacs, et pesées.

La conclusion de ces tests est que l'hétérogénéité de répartition s'établit entre 9 et 14%. Ceci est nettement supérieur à l'hétérogénéité tolérée par les exigences agrotechniques (6%).



Figure 4.3. Semoir pneumatique John Deere (Commodity Air Cart 1910 + No-III Air Drill 1890).

#### 4.3.1 Influence du routage de la tuyauterie sur la répartition

En dehors de la haute hétérogénéité de répartition, nous nous sommes aperçus également que le champ de répartition était toujours orienté selon un secteur ou quadrant. Cette observation suggère que l'orientation du champ de répartition est la conséquence du routage des conduites. Toutes les courbures et flexions avant les répartiteurs ont un impact sur la répartition (Figure 4.4). Etant donné que la configuration de la conduite avant les répartiteurs n'est jamais la même, la cinématique de l'arrivée des semences ainsi que la

structure initiale de l'écoulement ne seront pas similaires. D'où cette orientation hétérogène du champ de répartition.

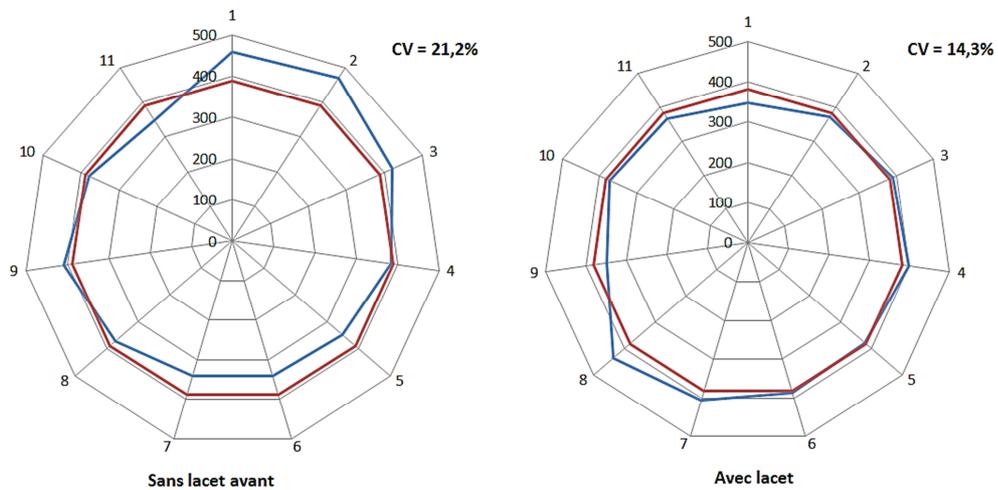


Figure 4.4. Champs de répartition obtenus pour le blé pendant le test du semoir réel John Deere : à gauche – la conduite d'amenée ne fait pas de boucle avant le répartiteur ; à droite – la conduite d'amenée fait une boucle avant le répartiteur.

Des champs de répartition orientés ont également été obtenus par Pippig (1977) pour les semences de petit pois et de la vicia (figure 4.5) et par Small et al (2008) pour les semences de blé avec plusieurs configurations des répartiteurs (figure 4.6). Concernant la dernière publication, les données étaient initialement présentées sous la forme d'un tableau que nous avons converti en diagramme-radar.

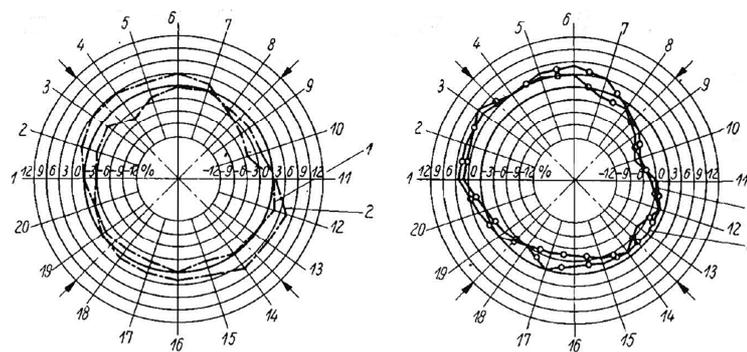


Figure 4.5. Champs de répartition obtenus par George Pippig (1977) en Allemagne : à gauche – le petit pois ; à droite – la vicia.

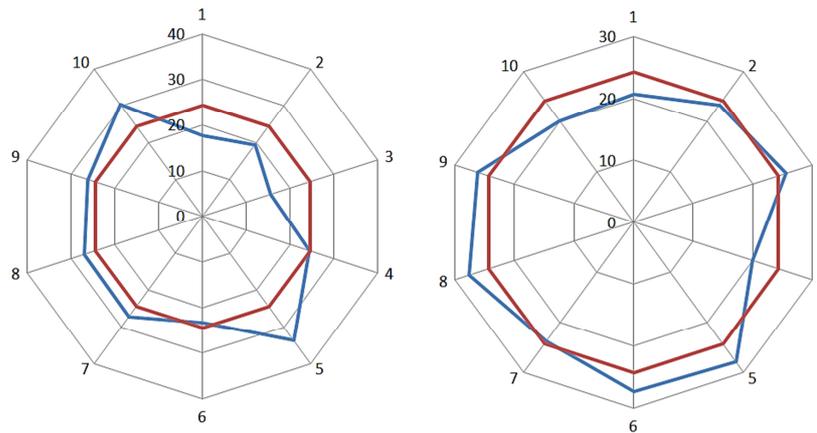


Figure 4.6. Champs de répartition obtenus par Small et al (2008) pour le blé avec deux répartiteurs différents.

Selon ces données, nous pourrions conclure que certaines sorties reçoivent plus de graines que d'autres. Cette hétérogénéité est due à de nombreux facteurs en raison de la structure et des conditions de fonctionnement. Estimer la prépondérance de chacun de ces facteurs sur le matériel complet est difficile voire impossible à établir. Pourtant, il est possible d'étudier l'effet de chaque paramètre en particulier en faisant varier la valeur de ce paramètre lorsque les autres facteurs sont stables.

### 4.3.2 Influence de la pureté des semences

L'utilisation de semences de qualité issues de variétés productives et résistantes aux maladies est un facteur essentiel pour le développement des plantes et pour la future récolte. L'utilisation de semences impures pendant le semis peut détériorer la précision du dosage (Zaïka, 2000) et provoquer l'obstruction des descentes (pour les semoirs mécaniques). Dans le cas des semoirs pneumatiques, les pailles, épis et autres débris sont particulièrement dangereux au niveau de la sortie du répartiteur. La littérature n'apporte pas d'informations sur l'influence négative de la pureté des semences sur leur répartition. Pourtant, ce fait est déjà connu dans la pratique. L'expérience acquise suite à l'utilisation des semoirs pneumatiques montre que des débris végétaux se coincent souvent en travers de la sortie (figure 4.7). La présence de ces débris gêne l'accès des semences à la sortie. La présence de débris comme l'obstruction totale de la sortie conduisent toutes deux à une irrégularité de répartition.



Figure 4.7. A gauche : épi d'orge en travers d'une sortie de répartiteur John Deere. Au centre : agglomération d'engrais en travers d'une sortie de répartiteur John Deere.

A droite : agglomération d'engrais sur le couvercle plat du répartiteur d'un semoir monograine Kuhn Maxima 2 équipé de la distribution pneumatique des engrais (Photo : Kuhn, Allemagne, 2010).

### 4.3.3 Influence de l'hygroscopicité des engrais

A l'instar des semences, les engrais minéraux provoquent également le colmatage de la tuyauterie du semoir, ce qui a une influence négative sur leur répartition. Ceci est dû à la faculté des engrais à absorber l'humidité de l'air, augmentant la viscosité et activant de fait les propriétés adhésives des engrais.

Le colmatage des sorties peut gravement perturber la précision de l'application : certains rangs de semis peuvent manquer d'engrais et d'autres en avoir trop. Aucun des deux cas n'est favorable pour le développement des plantes. Cela peut aussi conduire à une détérioration à terme du semoir (corrosion et usure des pièces).

## 4.4 Dispositif expérimental

### 4.4.1 Objectif

Nous avons cherché à déterminer les facteurs-clef qui influencent la répartition des semences dans les répartiteurs d'un semoir de type vertical, ainsi que les relations entre ces facteurs. Nous avons établi les conditions expérimentales, afin de poser les bases des phénomènes physiques observés dans la conduite d'amenée, le coude, la colonne etc...

### 4.4.2 Dispositif expérimental

Le test de répartition a été mené au sein de la société Kuhn SA à Saverne sur le répartiteur de semences de la série Kuhn/Rauch (20 sorties de diamètre 30mm utilisées

avec des semoirs à céréales du type Kuhn Venta 3000). L'approvisionnement ainsi que le dosage de la matière ont été réalisés grâce à la trémie frontale Kuhn TF-1500 (Figure 4.8) montée sur un tracteur. L'objectif de ce système est d'identifier les points critiques et les facteurs limitants du système de transport pneumatique tels qu'ils se posent actuellement sur la machine de série.

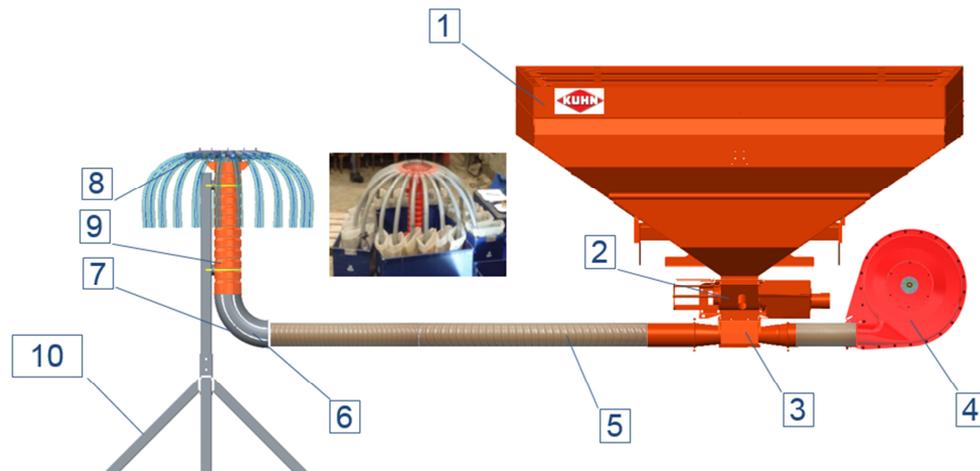


Figure 4.8. Dispositif expérimental.

Le banc d'essai est constitué de la trémie [1], dans laquelle les semences sont stockées puis transmises, par l'intermédiaire du doseur [2] et de l'injecteur [3], dans la conduite horizontale [5]. Ces semences sont ensuite transportées par l'air produit par la soufflerie [4]. Elles traversent le coude [6] et la colonne verticale [7], afin d'être réparties de manière homogène dans la tête [8] entre les conduites de sortie [9].

Le tube Pitot était installé au centre de la conduite et après le lieu d'introduction des particules. Le tube Pitot était aussi suffisamment loin des zones perturbées pour réaliser une mesure correcte et stable. Sans particules, la vitesse maximale de l'air est observée au milieu d'une conduite horizontale. En se fondant sur nos expériences, nous avons validé l'hypothèse selon laquelle la présence des particules déforme le profil des vitesses de l'air dans une conduite de grand diamètre (par exemple 125 mm). Si la concentration de transport est suffisamment faible ( $<3 \text{ kg kg}^{-1}$ ), la vitesse de l'air maximale est très faiblement déplacée hors du milieu de la conduite. Cela n'aura donc pas d'impact perceptible sur la précision de la mesure.

#### 4.4.3 Définition de la vitesse des particules

L'estimation de la vitesse des particules a été effectuée sur la partie permanente du circuit par la prise de vue en accéléré, à l'aide d'une caméra CASIO Exilim-ZR200. Pour améliorer la précision et la clarté, nous avons utilisé des semences de blé purifiées et calibrées. La prise de vue s'est faite dans un tube transparent de 125mm de diamètre avant et après le coude, et de 30mm de diamètre à la sortie, avec une échelle graduée. La concentration du transport a été réduite ( $\mu = 0.56 \dots 0.85 \frac{kg}{kg}$ ), correspondant à un débit de graines de 0.25 kg/s et à une vitesse de l'air de respectivement 20 m/s, 26 m/s et 30 m/s.

La prise d'image des particules en mouvement éclairées sur fond noir a été effectuée à des vitesses comprises entre 480 et 1000 images par seconde.

Pour définir la vitesse, nous avons utilisé un lecteur vidéo spécialisé Avidemux 2.6 permettant d'afficher les millisecondes. Connaissant le temps nécessaire pour parcourir la distance de 10 cm (diamètre 125mm) et de 5 cm (diamètre 30mm) entre deux divisions sur l'échelle, nous avons pu définir la vitesse des particules.

Pour estimer la vitesse absolue des particules, Mills (2013) propose l'équation suivante :

$$v_m = 0.7..0.8 v_a \quad (4.2)$$

Une autre expression est fournie par Dzadzio (1967) :

$$v_m = v_a - v_f \quad (4.3)$$

Avec :  $v_a$  – la vitesse de l'air

$v_f$  – la vitesse de la fluidisation des particules

Nous avons obtenu des vitesses de particules  $v_m$  inférieures à  $0.5 v_a$ , ce qui rend impossible l'utilisation de l'équation empirique de Mills.

L'autre expression est utilisable uniquement pour une vitesse de l'air de 20 m/s. Dans les autres cas, la vitesse réelle est inférieure à la vitesse théorique. Cela signifie qu'au point de mesure, l'écoulement n'était pas encore stabilisé.

Les résultats des mesures sont présentés dans le tableau 4.2.

Tableau 4.2. Vitesses des particules en fonction de la vitesse de l'air.

Vitesse de l'air, m/s	Vitesse moyenne des particules, m/s			
	Avant le coude	Après le coude	Avant le répartiteur	Après le répartiteur
20	10,20	3,59	9,54	2,99
26	13,01	6,02	12,06	3,10
30	15,51	4,64	13,84	3,24

Les particules ont des vitesses différentes malgré leur homogénéité. Dans le tableau 4.2 nous avons montré les valeurs moyennes de la plupart des particules. Néanmoins certaines particules avaient des vitesses trop élevées.

Les particules ayant percuté la paroi de la conduite ont des vitesses inférieures aux particules dont le mouvement est stabilisé.

Chaque changement de direction est accompagné par le rebond d'une particule de semences puis par son accélération. A titre d'exemple, lorsque la particule traverse le coude, sa vitesse est divisée par 2 à 3 en fonction de la vitesse de l'air, puis elle augmente. Après la répartition, sa vitesse est divisée par 3 à 5, soit environ 3 m/s dans les expériences réalisées.

Afin d'améliorer la précision de mesure il est possible d'augmenter la cadence d'acquisition vidéo.

#### 4.4.4 Plan d'expérience

Notre objectif initial est d'établir les conditions expérimentales, poser les bases des phénomènes physiques observés dans la conduite d'amenée, le coude, la colonne etc. En se fondant sur des recherches précédentes (Astahov, 2007 ; Devaker et Kumar, 2001 ; Idel'chik, 2005) et sur notre propre expérience de travail avec les semoirs pneumatiques, nous avons retenu 3 familles de facteurs ayant a priori un rôle décisif. Dans les paragraphes suivants nous allons étudier l'influence de ces facteurs :

- Influence de la vitesse de l'air et du débit de matière sur la régularité de répartition ;
- Influence de la structure du système de distribution sur la régularité de répartition :
  - ✓ Influence du type de coude ;
  - ✓ Influence de la mise en place d'éléments-guides et de cônes de centrage ;
  - ✓ Influence de la structure et de la hauteur de la colonne ;
  - ✓ Influence de la mise en place de déflecteurs coniques ;

- Influence des conditions de fonctionnement sur la régularité de répartition :
  - ✓ Influence de la fermeture des sorties sur la régularité de répartition ;
  - ✓ Influence de la différence de longueur des conduites de sortie ;
  - ✓ Influence de l'étanchéité du répartiteur ;
  - ✓ Influence de l'inclinaison de la colonne ;

#### 4.5 Influence de la vitesse de l'air et du débit de matière sur la régularité de répartition

Les expérimentations réalisées visaient à mesurer le coefficient de variation (CV) en fonction de la vitesse de l'air et du débit de matière que nous avons fait varier selon plusieurs combinaisons pour un matériel donné (tableau 4.3).

Tableau 4.3. CV en fonction de la vitesse de l'air et du débit de matière.

Vitesse de l'air, m/s	Débit matière par sortie, g/s				
	5	8	12.5	15	30
30	9.10	8.17	5.18	4.62	9.56
	9.42	8.13	5.29	4.61	9.34
	9.11	8.24	5.31	4.53	9.46
26	8.06	6.04	4.94	8.58	11.14
	8.19	6.12	5.01	8.46	11.22
	7.93	6.19	5.01	8.64	11.11
20	6.41	4.27	9.19	14.38	16.52
	6.31	4.19	9.33	14.45	16.71
	6.35	4.21	9.26	14.37	16.47

Nous nous sommes aperçus que, pour un débit donné, contrairement à ce que l'on pourrait croire, le CV n'évolue pas proportionnellement à la vitesse de l'air. La meilleure répartition n'est atteinte que si la vitesse de l'air a une valeur bien précise. Il est donc utile de présenter les relations entre la vitesse de l'air et le débit de la matière sous la forme d'un graphique tridimensionnel (figure 4.9). Il est tout à fait évident que ces paramètres jouent sur la nature du mouvement des particules à l'intérieur du répartiteur.

Comme illustré par l'étude bibliographique, le système de distribution non seulement doit véhiculer les particules, mais aussi satisfaire aux exigences agro-techniques concernant la régularité d'alimentation et la haute qualité de répartition entre les rangs de semis. Si pour la régularité de répartition sans pulsations et obstructions il suffit juste d'augmenter la vitesse de l'air, selon les résultats obtenus, l'aspect de la régularité de répartition ainsi que la forme de la surface exigent des études plus approfondies.

L'air donne toute son énergie aux particules tout en les accélérant. Cela augmente l'énergie cinétique des particules qui prennent la direction du flux d'air. Or, l'air ayant une vitesse faible, il n'exerce pas d'action aérodynamique suffisante pour stabiliser les particules et leur conférer le mouvement dans la bonne direction. Ainsi, dans le cas d'une faible vitesse de l'air, la direction des particules est conditionnée par leur direction initiale due aux rebonds, les chocs entre les particules etc.

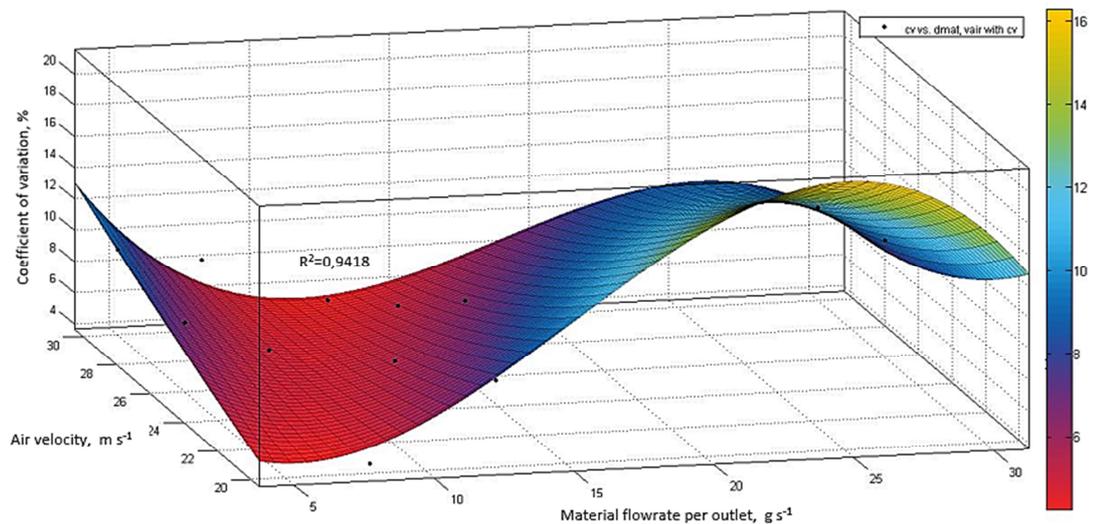


Figure 4.9. L'influence de la vitesse de l'air et du débit de matière sur la régularité de répartition. La relation entre les principales variables (débit de matière, vitesse de l'air et coefficient de variation) est obtenue grâce au logiciel Matlab. Il a été montré qu'une fonction polynomiale cubique de deux variables fournit le meilleur coefficient de corrélation (0.9418).

D'après la figure 4.9, nous pouvons dire, que pour un débit de matière donné, il existe une vitesse de l'air qui va assurer une meilleure qualité de répartition.

De plus, une vitesse de l'air supérieure à 34-39 m/s induit la détérioration des semences voire leur éclatement. A la sortie du répartiteur, nous avons observé des morceaux de glume, ce qui signifie un décorticage des semences. Ces dégâts réduisent la résistance des semences aux maladies.

## 4.6 Influence de la structure du système de distribution sur la régularité de répartition

### 4.6.1 Influence de la partie en amont du coude

Dans les semoirs pneumatiques le transport des particules avant le coude est souvent horizontal. Le noyau de l'écoulement se trouve généralement décalé du centre de la conduite vers le bas. Cela s'explique par l'influence de la gravité. Lorsque la concentration de transport  $\mu$  est comprise entre 0,6 et 1,5, le noyau de l'écoulement se décale significativement vers le bas de la conduite (figure 4.10). Dans ces circonstances, la force de la gravité est plus importante que la force de portance aérodynamique. La zone de concentration des particules ne dépasse pas 0,35 à 0,5 fois le diamètre de la conduite. L'augmentation de la vitesse de l'air lorsque le débit de matière reste constant augmente la portance et les particules se déplacent vers le centre de la conduite. Une concentration plus faible rend la répartition des particules dans la section plus homogène, car la même quantité d'énergie de l'air est répartie entre un nombre moins important de particules.

Ces résultats rejoignent les préconisations de Zuev (1976), qui conseille d'utiliser une vitesse de l'air équivalente au double de la vitesse de fluidisation (pour le blé  $V_f = 9,8$  m/s), afin d'obtenir un transport stable en phase diluée. Or, lors de nos essais, le mouvement des particules vers le centre de la conduite a pu être observé pour une vitesse de l'air de 20-21 m/s.

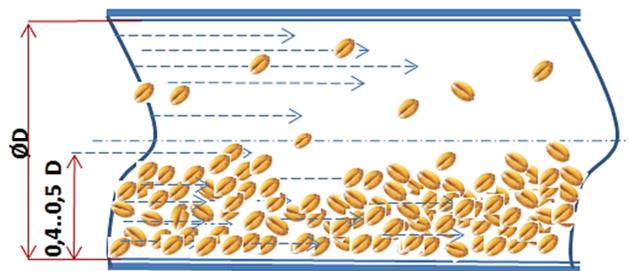


Figure 4.10. Répartition des semences de blé dans une conduite horizontale.

$$V_a = 26-30 \text{ m/s}, \mu = 1,0-1,4.$$

Avec l'augmentation de la vitesse de l'air nous avons observé une hausse significative des pertes de charges. Nous pourrions supposer que les pertes énergétiques sont provoquées par le frottement des particules entre elles, lorsque la vitesse de l'air est peu élevée. Cependant, la forte hausse des pertes est causée par la suspension de la matière et par son maintien dans cet état.

La nature du mouvement des particules est différente. Le mouvement ondulatoire dans le noyau d'écoulement est caractérisé par la migration d'une particule le long de la conduite, dans le plan horizontal, avec de légères translations dans le plan vertical. Les interactions avec les parois de la conduite sont peu fréquentes. La rotation de la particule sur elle-même n'est pas intensive. Il s'agit d'un écoulement plutôt permanent et stabilisé.

Lorsque la particule se déplace dans le milieu de l'air, nous observons une rotation chaotique. Selon les principes de l'aérodynamique et de la dynamique du vol (Baidakov & Klumov, 1979 ; Sengupta, 2014), les corps sont soumis à différentes forces et moments liés aux forces de frottement interne entre les couches de l'air. En raison de la « supplantation » du volume du gaz par la particule, les couches proches de la particule forment un écoulement tourbillonnant. Il s'agit de modifications de la structure de l'écoulement suite à l'arrivée de contre-courants dans les couches limites (figure 4.11). Ces contre-courants appliqués à la particule sont à l'origine d'un couple qui fait varier le moment cinétique de la particule par sa rotation autour de son centre de gravité.

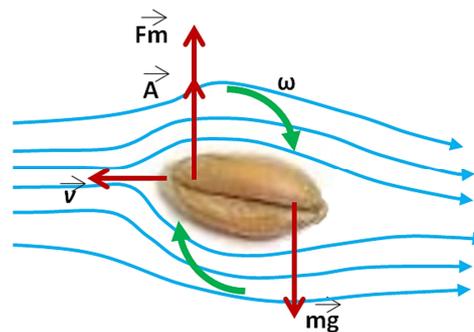


Figure 4.11. Mise en rotation d'une particule de semence par le flux d'air.

Lorsque la particule est en rotation dans l'écoulement du gaz, elle subit une force due à l'effet aérodynamique dit « effet de Magnus » (Oertel *et al*, 2010). D'un côté de la particule la vitesse de l'air augmente localement, faisant chuter la pression ; de l'autre côté, au contraire, la vitesse diminue et la pression augmente. Sous cet effet, la particule se déplace vers la zone de pression la plus faible. En raison de sa forme (généralement non-sphérique) les particules changent périodiquement de sens de rotation, les zones de hautes et faibles pressions alternent autour de la particule. Donc les particules migrent selon un mouvement ondulatoire (figure 4.12).

Le mouvement saltatoire (figure 4.12) est, quant à lui, caractérisé par les nombreux chocs avec les parois de la conduite. Les déplacements se font de la partie basse de la conduite vers la partie haute, et inversement. A chaque collision avec la paroi, la particule peut glisser quelques instants sur sa surface, puis rebondir en biais vers la paroi opposée. Le

rebond est accompagné par une forte augmentation de la vitesse de rotation de la particule. La fréquence des chocs varie en fonction de la vitesse de l'air et du débit de la matière. Une hausse de la vitesse de l'air diminue la fréquence des chocs. Une hausse de la concentration tend à passer vers un mouvement ondulatoire. Le temps entre deux collisions diminue à mesure que la particule s'éloigne de son point de départ.

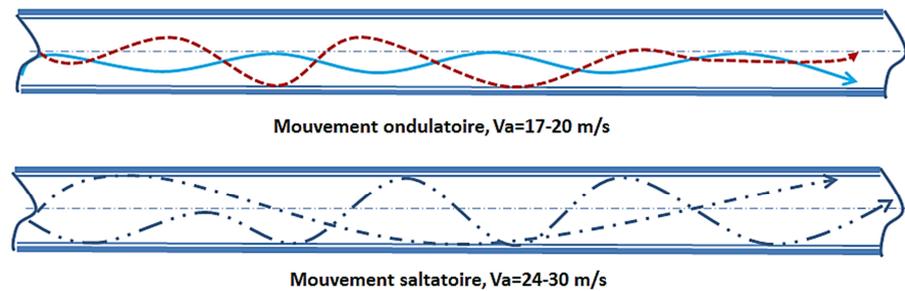


Figure 4.12. Trajectoire d'une particule dans une conduite horizontale.

#### 4.6.2 Influence du type de coude

Dans le chapitre 3 nous avons illustré nos observations de la partie du circuit avant le coude. Le mouvement dans le coude est une des parties les plus complexes.

Lorsque l'écoulement passe de l'horizontale à la verticale, nous observons de nombreux changements dans sa structure. Les évolutions structurales touchent non seulement l'air (changement local des vitesses et des pressions), mais aussi les particules. Le comportement des particules s'exprime de manière différente. Dans tous les cas, nous avons observé la collision des particules avec la paroi extérieure du coude. La particule perd significativement de la vitesse. Par exemple, lorsque la vitesse des semences est de 9-15 m/s avant le coude, elle n'est plus que de 3-6 m/s à sa sortie. La vitesse perdue est ensuite compensée par l'énergie de l'air. Sur la figure 4.13, la zone en rouge pointillé est une zone très agitée. A cet endroit de nombreux phénomènes sont observables : les particules percutent à de multiples reprises les parois et les autres particules, agitées dans les tourbillons de l'air, la concentration locale des particules augmentent etc.

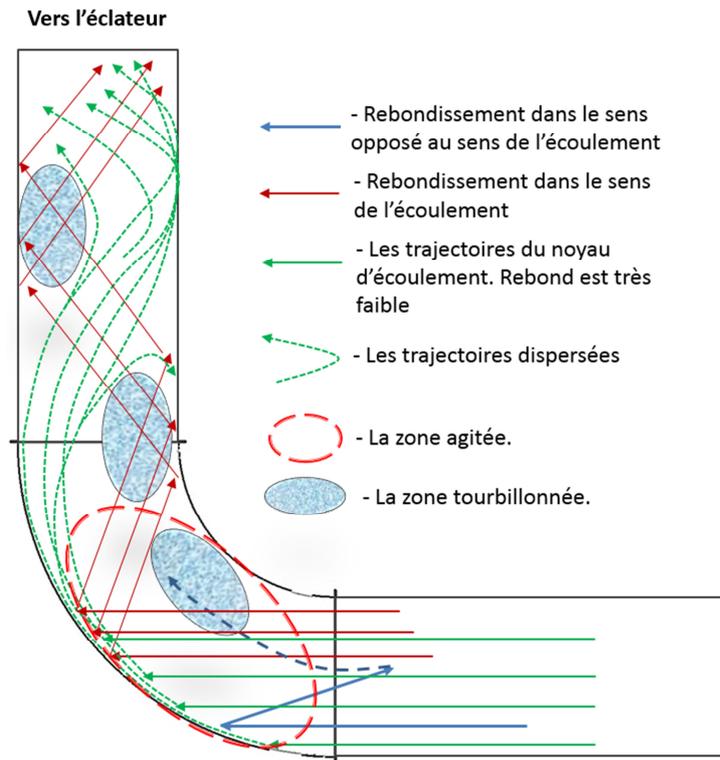


Figure 4.13. Trajectoires des particules traversant un répartiteur vertical.

En conséquence, chaque collision peut avoir deux issues possibles :

1. Les particules continuent à suivre la paroi extérieure du coude et partent verticalement ;
2. Les particules se mettent à ricocher sur les parois de la colonne.



Figure 4.14. Sortie du coude à différents instants : la zone contre la paroi intérieure du coude (à gauche de l'image) reste non-remplie. Après le rebond les particules se dirigent dans le sens opposé de la paroi extérieure.

En ce qui concerne le comportement du milieu-porteur, il reste globalement similaire au comportement du gaz seul. Les recherches de Idel'chik (2005) montrent l'effet de diffusion du côté intérieur du coude, et l'effet de compression du côté extérieur. Ce comportement du fluide provoque la séparation des couches limites avec l'établissement du gradient positif de la pression du côté intérieur du coude avec la formation de tourbillons. Afin de visualiser si le comportement du gaz est conservé lorsque les particules sont présentes dans le circuit, nous introduisons la sonde Pitot au niveau du coude de manière à observer la variation des vitesses de l'intérieur du coude vers l'extérieur (à différentes profondeurs).

Cela nous a permis de détecter les zones avec des vitesses très faibles (du côté intérieur) et avec des vitesses très élevées. Cela induit la présence de zones de turbulence (figure 4.14), ce qui confirme au global la conservation du comportement du gaz avec des particules.

Nous avons également remarqué que lorsque la vitesse de l'air est réduite par rapport au régime nominal, les particules ont tendance à glisser sur la paroi du coude et à partir verticalement. Par ailleurs, avec la hausse de la vitesse de l'air, les rebonds deviennent plus intenses.

Près de 10% des particules rebondissent dans le sens opposé à l'écoulement (figure 4.13, flèche bleue). Il a été établi expérimentalement que la distance de rebond peut aller jusqu'à 10-20 cm ( $V_a=26-30$  m/s,  $Q_m=250$  g/s). Il est intéressant de noter que, à mesure que la particule s'éloigne du point de collision, elle se déplace à contre-courant de l'air, jusqu'à ce que ce dernier ne l'arrête définitivement. Sa fréquence de rotation augmente alors et la particule tourne sur elle-même, tout en étant suspendue. Puis l'air lui donne de nouveau de la vitesse et la renvoie sur le coude.

Il peut sembler, au premier regard, qu'à la sortie du coude, les particules vont poursuivre leur mouvement circulaire sous « l'action résiduelle de la force centrifuge ». Mais cette assertion ne peut pas être correcte, car la force centrifuge n'est rien d'autre qu'une déviation forcée de la trajectoire d'un objet, ayant sa propre vitesse, sous l'action de la réaction d'un support. *A priori*, la disparition du support entraînera un mouvement rectiligne de l'objet sur sa dernière tangente. Pour mieux comprendre ce phénomène, nous devons étudier la collision des particules avec la paroi du coude.

Lors de la collision avec la paroi du coude, la particule, animée par une force aérodynamique  $\vec{A}$ , subit l'action d'une force d'incidence  $\vec{F}_m$ . Ecrivons l'équation de la

collision d'une particule avec la paroi du coude, accompagnée de la perte de l'énergie due à la percussion :

$$m\vec{v} - m\vec{u} = \int_0^{t_{col}} \vec{A} dt + \int_0^{t_{col}} \vec{F}_{in} dt \quad (4.4)$$

Avec :

$m$  – le poids de la particule ;

$\vec{v}$  – le vecteur vitesse avant la collision ;

$\vec{u}$  – le vecteur vitesse après la collision ;

$t_{col}$  – la durée de la collision ;

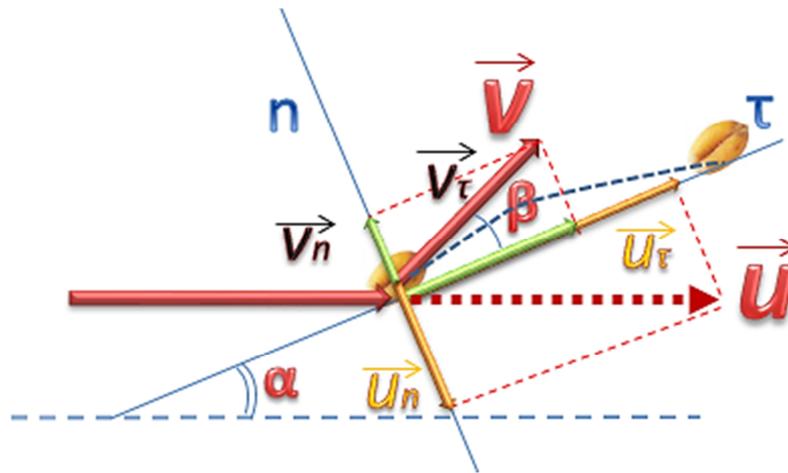


Figure 4.15. Bilan des vitesses de la particule entrant en collision avec la paroi du coude.

Etant donné que le temps de la collision est très faible, nous pouvons considérer que seule la force d'incidence, qui est la résultante de la réaction normale ( $N$ ) de la paroi déformant la particule et de la force de frottement ( $F_r$ ), agit sur la particule à ce moment (Merches & Radu, 2014). Nous allons donc négliger la force aérodynamique durant ce temps. L'équation (4.4) devient alors :

$$m\vec{v} - m\vec{u} = \int_0^{t_{col}} \vec{F}_{in} dt = \int_0^{t_{col}} \vec{F}_r dt + \int_0^{t_{col}} \vec{N} dt \quad (4.5)$$

Sachant qu'il s'agit d'une collision oblique de la particule avec la partie courbée du coude, il faut tenir compte de l'évolution des composantes normales ( $v_n$  et  $u_n$ ) et tangentielles ( $v_\tau$  et  $u_\tau$ ) des vitesses au point de départ (figure 4.15) :

$$\begin{cases} v = \sqrt{v_n^2 + v_\tau^2} \\ u = \sqrt{u_n^2 + u_\tau^2} \end{cases} \quad (4.6)$$

Ces composantes sont liées de la manière suivant (Targ, 2010) :

$$v_n = k_n u_n \quad (4.7)$$

$$v_\tau = k_\tau u_\tau \quad (4.8)$$

Avec :  $k_n$  et  $k_\tau$  – les coefficients d'amortissement des composantes normale et tangentielle.

Le rebond minimum est obtenu lorsque le vecteur de la composante tangentielle de la vitesse après la collision est équivalent au vecteur de la vitesse résultante  $\vec{v}$ . Pour trouver ces conditions, il est alors nécessaire d'analyser le bilan des impulsions des forces. En projetant sur la normale et la tangente, et en tenant compte des équations (4.4) et (4.5), nous obtenons :

$$\begin{cases} mv_n - mu_n = Ndt \\ mv_\tau - mu_\tau = Frdt \end{cases} \quad (4.9)$$

Avec :  $Ndt$  et  $Frdt$  – respectivement les impulsions de la réaction normale et de la force de frottement.

En se basant sur la relation entre le frottement et la réaction normale  $Fr = fN$  (avec  $f$  – le coefficient de frottement), si nous divisons la première équation du système (4.9) par la deuxième, nous obtenons :

$$\frac{v_n - u_n}{v_\tau - u_\tau} = \frac{1}{f} \quad (4.10)$$

A partir de (4.7), (4.8) et (4.10), nous exprimons  $k_\tau$  :

$$k_\tau = f(k_n - 1) \frac{u_n}{u_\tau} + 1 \quad (4.11)$$

L'angle d'incidence est en relation avec les vitesses de la figure 4.15 :

$$\begin{cases} u_n = u \sin \alpha \\ u_\tau = u \cos \alpha \end{cases} \quad (4.12)$$

L'expression (4.11) sera donc :

$$k_{\tau} = f(k_n - 1)\operatorname{tg}\alpha + 1 \quad (4.13)$$

L'équation (4.13) illustre que l'angle de départ  $\beta$  est fonction de l'angle d'incidence  $\alpha$ , des propriétés physiques des particules et des caractéristiques de friction des matériaux utilisés pour créer le coude. Autrement dit, certaines valeurs d'angle d'incidence feront glisser la particule sur la paroi ; d'autres vont conduire au rebond des particules. Il nous est possible de trouver ces valeurs à partir du système (4.12) auquel sont appliquées les expressions (4.7), (4.8) et (4.13) :

$$\begin{cases} v_n = k_n u \sin \alpha \\ v_{\tau} = u[f(k_n - 1) \sin \alpha + \cos \alpha] \end{cases} \quad (4.14)$$

A partir des équations (4.6) et (4.14) ?, il est possible de proposer un graphique pour la vitesse initiale donnée de 16 m/s. Les coefficients d'amortissement et de frottement sont définis expérimentalement pour la plupart des semences agricoles (Buzenkov et Ma, 1976). Pour le blé,  $k_n = 0,5$  et  $f = 0,45$ .

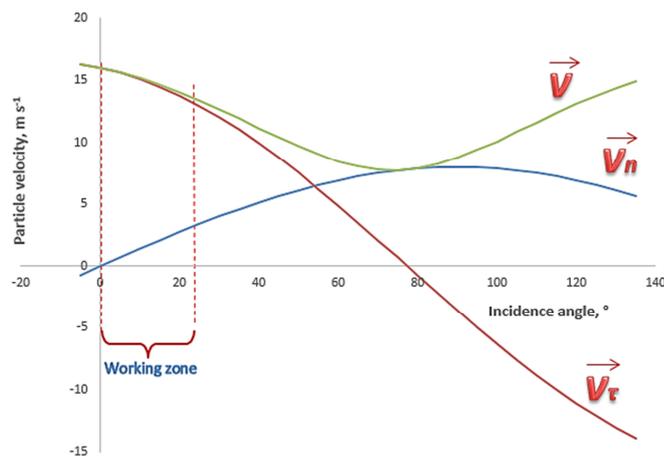


Figure 4.16. Relation entre l'angle d'incidence et la vitesse d'une particule après la collision pour les différentes composantes de la vitesse.

Pour les valeurs d'angle d'incidence comprises entre 0 et 23°, nous constatons que la composante tangentielle du vecteur vitesse après le rebond s'approche sensiblement en valeur et en direction du vecteur vitesse absolue (figure 4.16). Ces premières constatations ont amené à essayer d'observer l'interaction intensive entre des particules, ainsi que leur

freinage. La déformation de flux dans le coude et le besoin de réaccélérer les particules seront une source de pertes de charges importantes. Cependant, la percussion de la paroi sans rebond réduira ces pertes. La composante normale de la vitesse, qui est « responsable » de tous les rebonds, sera également minimale.

Au cours de l'expérience, nous avons utilisé un coude standard de 90° avec un rayon constant de 250mm et un diamètre intérieur de 125mm (figure 4.17). La zone d'incidence commence au début du coude, au point A. La tangente en ce point est une droite horizontale. Trouvons le point, sur le coude, où la tangente formera un angle  $\alpha=23^\circ$  :

La hauteur  $h$  est définie par :

$$h = BC \sin \frac{\alpha}{2} \quad (4.15)$$

A partir du triangle ACO, nous trouvons la longueur du côté BC :

$$BC = 2 AO \sin \frac{\alpha}{2} \quad (4.16)$$

Après quelques transformations, nous trouvons :

$$h = 2 R \sin^2 \frac{\alpha}{2} \quad (4.17)$$

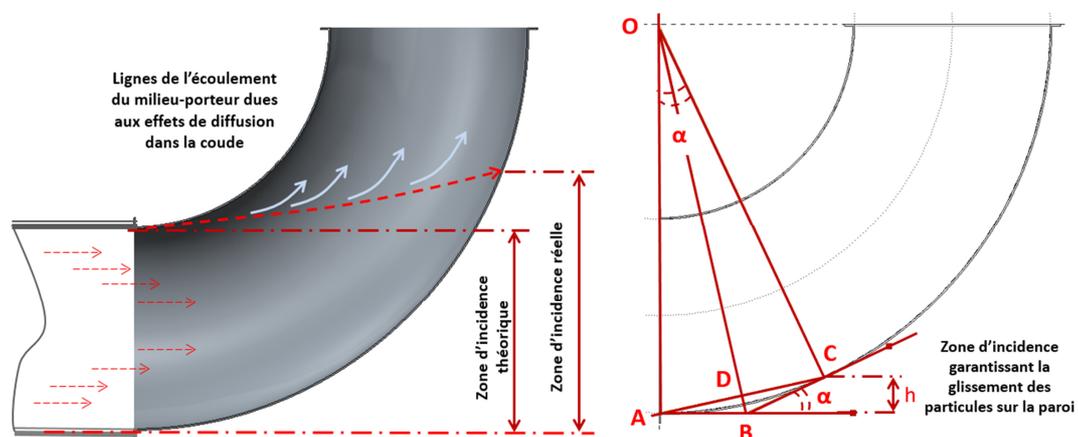


Figure 4.17. Caractéristiques du coude utilisé. Zone d'incidence (à gauche) ; Détermination de la hauteur de la zone d'incidence assurant le glissement des particules sur la paroi du coude (à droite).

Dans notre expérience,  $h \approx 20\text{mm}$ . Cela signifie que toutes les particules percutant la paroi dans cette zone vont glisser sur cette paroi. C'est pourquoi nous observons très peu

de particules partant verticalement. Nous pouvons également expliquer pourquoi, lorsque la vitesse de l'air est faible, nous observons plus de particules partant verticalement.

Lorsque la vitesse de l'air est faible les particules descendent au fond de la conduite (figure 4.18), ce qui augmente le nombre de particules arrivant sur la zone d'incidence de hauteur  $h$ . La plupart des particules glisse donc sur la paroi du coude. Il y a très peu de particules qui rebondissent. Par contre, l'augmentation de la vitesse de l'air décalera le noyau du flux au milieu du tube d'amenée, induisant de fait des rebonds des particules.

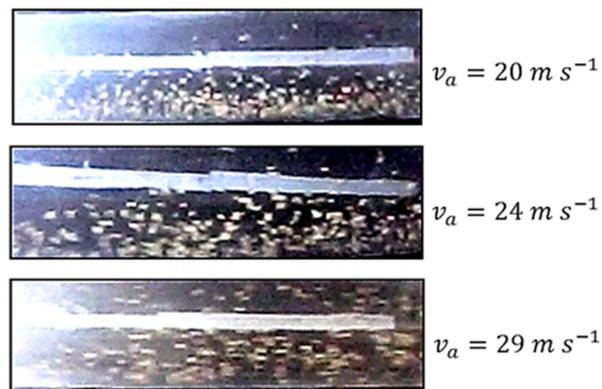


Figure 4.18. La structure du flux dans une conduite horizontale. De haut en bas : vitesse de l'air : 20, 24, 29 m/s.

### Comportement d'une particule après le coude

Après le coude, l'écoulement diphasique tend à acquérir la structure typique pour les parties droites. Toutefois, cette transition n'est pas immédiate et l'écoulement se stabilise progressivement. La distance nécessaire à la stabilisation du flux est fonction de la plus ou moins forte courbure du coude, de la vitesse de l'air et de la concentration de particules. Après la collision avec la paroi du coude, la trajectoire d'une particule n'est plus tout à fait rectiligne. Les particules se déplacent verticalement dans le sens de l'écoulement de l'air avec une orientation légèrement vers le haut. Dans la pratique, le point de collision des particules avec la paroi « front » de la conduite se fait à 30-45 cm par au bas de la conduite d'amenée. Les particules ont donc différents points de départ en sortant du coude, elles sont dispersées. Après chaque collision, cette dispersion s'accroît. Nous nous sommes aperçus que, si la conduite horizontale avant le coude n'est pas droite (par ex : avec des fracturations dues au routage), les particules vont arriver dans le coude en biais. La sortie des particules du coude sera également distordue. Pour mieux comprendre le mécanisme

d'interaction air-solide, appliquons les forces principales agissant sur une particule (figure 4.19)

Après la collision, la particule part avec une vitesse initiale  $v$ . Dans l'écoulement vertical, l'air amène la particule verticalement vers le haut. Dans le coude réel, la force aérodynamique  $A$  est dirigée sur la tangente à la courbure locale du coude. Cependant, le rebond a lieu dans la partie haute du coude, où l'angle entre la tangente et la verticale n'est pas important. Pour simplifier la tâche, considérons que la force aérodynamique  $A$  est dirigée verticalement. L'avancement de la particule est empêché par la gravité  $mg$  et par la force de résistance de l'air  $R$ . Etant donné que sa direction est inconnue la force  $R$  est décomposée en  $R_x$  et  $R_y$ .

La composante verticale  $R_y$  est nettement inférieure à la force aérodynamique  $A$  et peut donc être négligée. Nous allons aussi négliger la rotation de la particule et l'effet de Magnus (Hilton & Cleary, 2011 ; Johnson, 1998). Compte tenu de ces approximations, nous pouvons écrire le système d'équations différentielles du mouvement de la particule après le rebond :

$$\begin{cases} mv_x \frac{dv_x}{dx} = -R \\ mv_y \frac{dv_y}{dy} = A - mg \end{cases} \quad (4.18)$$

Soit :

$$\begin{cases} mv_x \frac{dv_x}{dx} = -k\rho v_x^2 F_m \\ mv_y \frac{dv_y}{dy} = \frac{C_a \rho (v_a - v_y)^2}{2d_e} - mg \end{cases} \quad (4.19)$$

La solution de ce système d'équations donnera la trajectoire d'une particule après la collision :

$$\begin{cases} x = -\frac{m}{k\rho F_m} \ln|v_x| \\ y = \frac{v_a}{2} \sqrt{\frac{2md_e}{C_a \rho g}} \operatorname{atan} \left[ \sqrt{\frac{C_a \rho}{2md_e g}} \left( \frac{v_y + v_a}{2} \right) \right] - \frac{md_e}{C_a \rho} \ln \left| \frac{C_a \rho}{2md_e} (v_y + v_a)^2 + g \right| \end{cases} \quad (4.20)$$

Nous voyons que le déplacement selon l'axe X résulte seulement de la vitesse initiale après le rebond. Le déplacement principal se fait selon l'axe Y, qui est déterminé par la vitesse initiale et par la force aérodynamique. La vitesse initiale perd son effet au bénéfice de la force aérodynamique A, qui est fonction de plusieurs facteurs (Mills, 2013) : la vitesse de l'air  $v_a$  et le coefficient aérodynamique  $C_a$ .

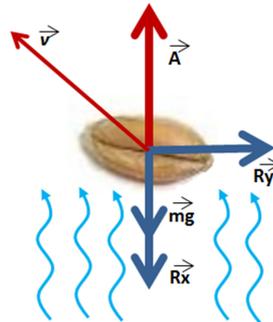


Figure 4.19. Bilan des forces agissant sur une particule après le rebond.

Le coefficient aérodynamique  $C_a$  d'une particule dépend du régime d'écoulement autour de celle-ci. Selon Boothroyd (1971), le coefficient aérodynamique est inversement proportionnel au nombre de Reynolds, donc proportionnel à la viscosité cinématique du milieu-porteur :

$$C_a = f(Re^{-1}) = f\left(\frac{1}{v_a}; \frac{1}{L}; v\right) \quad (4.21)$$

Les particules légères sont plus faciles à stabiliser. La stabilisation est d'autant plus facile si le fluide est plus visqueux et a une vitesse plus élevée.

L'analyse des équations (4.19) et (4.21) nous permet de conclure que la force aérodynamique A aura d'autant moins d'influence sur la stabilisation de la particule que la vitesse de l'air et sa viscosité seront faibles. La réduction du poids de la particule, de la section d'application de la force aérodynamique sur la particule, ainsi que de sa vitesse initiale favorisent la stabilisation. De ce fait, nous pouvons également expliquer le phénomène de faible qualité de répartition des engrais (Mc Kay, 1979) dû aux caractéristiques physiques des particules (par exemple la masse volumique et la granulométrie).

Le comportement des particules dans le répartiteur est assimilable au comportement d'un projectile. De ce fait, le décentrage du champ de répartition est causé par la dernière orientation des particules, issue d'un ensemble de facteurs : les rebonds.

Ici nous pouvons faire un retour sur l'existence d'un optimum de répartition, c'est-à-dire une fonction du débit de matière et de la vitesse de l'air dans un répartiteur donné.

Compte tenu du caractère saltatoire du mouvement des particules et du fait que la répartition a une certaine hauteur, il est possible de trouver une vitesse de l'air, à hauteur de colonne et débit de matière donnés, qui garantira une meilleure répartition des particules à l'instant où celles-ci auront une composante horizontale de vitesse quasi nulle.

Ainsi en pratique ceci se produit de la manière suivante : la vitesse de l'air définit la fréquence des saccades. C'est-à-dire au moment de la percussion avec le couvercle de l'éclateur, le noyau des particules aura son vecteur de vitesse qui définira la direction de sortie pour ces particules et donc l'orientation du champ de répartition.

#### **4.6.3 Influence de la mise en place d'éléments-guides et de cônes de centrage**

Dans les paragraphes et chapitres précédents, nous avons illustré les causes de l'impact négatif du coude sur la qualité de répartition. La qualité de répartition transversale est définie principalement par la répartition de la concentration des graines dans la section de conduite juste avant leur distribution. Après plusieurs tests, nous avons constaté que la mise en place de la colonne annelée est insuffisante pour assurer la répartition souhaitable sur la section.

La répartition transversale des graines dépend de la qualité de partage homogène des semences ou des engrais qui traversent le système de distribution d'un semoir entre les éléments-semeurs.

Nous posons l'hypothèse que la qualité de répartition est, non seulement définie par le coude, mais aussi par les éléments de centrage du flux. Nous supposons que la concentration doit être bien répartie dans la section avant l'éclatement. Aujourd'hui, cette mission est accomplie par des colonnes verticales (annelées où avec des bossages concaves périphériques) d'une hauteur importante. Mais, comme cela a été démontré dans le chapitre 3.1, le transport vertical et la réaccélération du produit lorsque le flux change la direction sont à l'origine d'importantes pertes énergétiques. D'où l'intérêt de réduire la hauteur de la colonne.

Les données de Idel'chik (2005) fournissent des préconisations concernant l'utilisation des élément-guides, qui, non seulement réduisent les pertes de charges, mais aussi améliorent la répartition des graines dans la section. Cela veut dire que la mise en place de guides dans le coude permettra d'avoir le flux pré-centré. La définition théorique

de l'impact de ces éléments est lourde et inefficace. Il vaut mieux l'étudier de manière expérimentale.

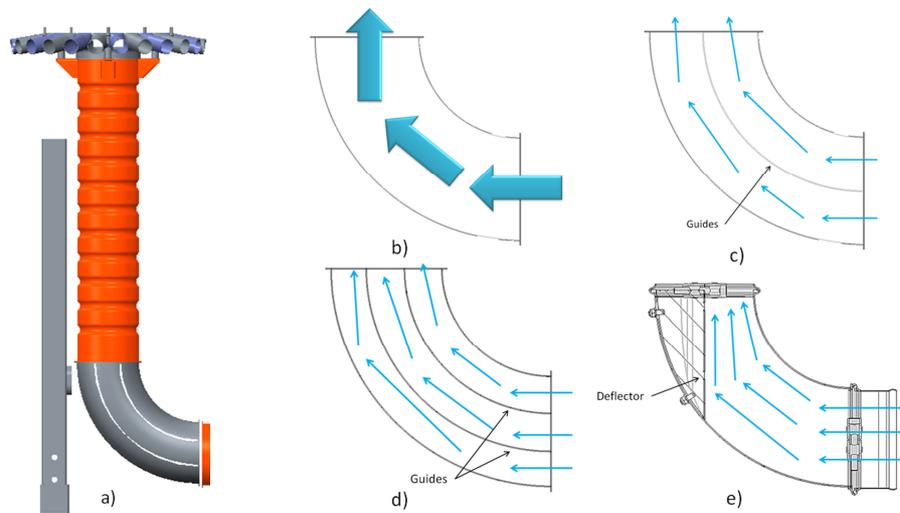


Figure 4.20. La tête de distribution (a) et les coudes testés : le « simple » (b), le « mono-guide » (c), le « double-guide » (d) et le « déflecteur » (e).

Etant donné que le but de ce test est d'observer comment la présence des éléments-guides dans le coude influe sur la qualité de la répartition des graines, quatre configurations ont été testées : le coude standard (diamètre interne 125mm) sans élément guide, nommé ci-après « le simple », le coude avec un seul élément-guide nommé « mono-guide », le coude avec deux guides partageant le diamètre de la conduite en trois parties égales, dit « double-guide », et le coude nouvelle génération avec un déflecteur (Boos et al., 2012) développé par la société RAUCH nommé « répartiteur » (figure 4.20).

Néanmoins, en se basant sur les recherches de Dzadzio (1966) et Zuev (1976) et également sur des manipulations préliminaires sur le matériel complet, nous savons que les semences transportées horizontalement dans une phase diluée occupent, en moyenne, la partie basse de la conduite (la partie remplie dépasse rarement le tiers du diamètre). Dans ces conditions l'installation de guides dans le coude n'aura pas d'intérêt : les grains vont suivre la paroi externe du coude. Donc il faut aussi centrer le flux avant l'entrée du coude. Nous proposons l'installation de manchons de centrage de flux avant le coude en plusieurs combinaisons.

Nous proposons donc d'opérer selon la séquence suivante :

- Paramétrage des cônes de centrage du bas

- Choix des éléments du coude
- Paramétrage des cônes de centrage du bas
- Impact des éléments de centrage

### *Le paramétrage des cônes de centrage du bas*

Le rétrécissement maximum de la section est conditionné par la vitesse de l'air maximum acceptable (39 m/s pour le blé). Nous allons vérifier la vitesse de l'air pour des sections de diamètre 65, 80 et 100 mm.

Une limite maximum pour l'angle de convergence de 40° a été préconisée par Idel'chik (2005). Au-delà de cette limite nous observons la séparation des couches du flux. Le coefficient de résistance hydraulique sera constant. En deuxième lieu, le choix de l'angle de convergence est conditionné par les conditions de non-rebond des particules. Selon nos calculs théoriques, cette valeur ne doit pas dépasser 28° ou 23°. Nous avons donc réalisé nos tests avec des angles de convergence de 28, 22 et 14° (figure 4.21).

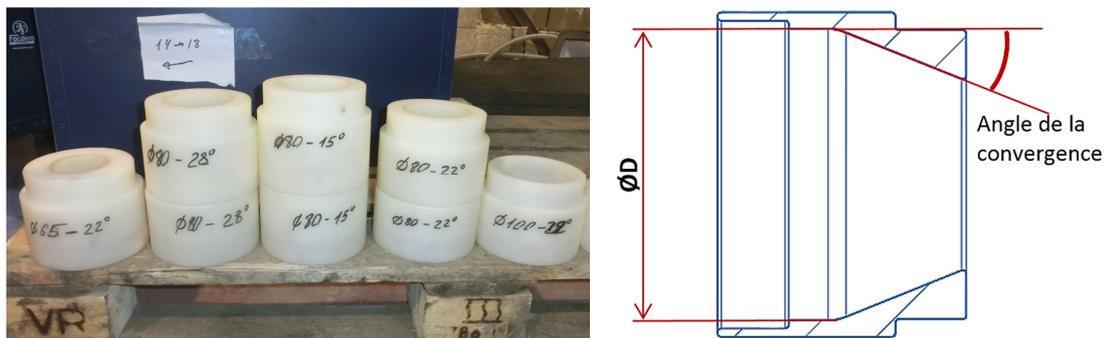


Figure 4.21. a - exemples de cônes de centrage ; b – dimensionnements de cônes de centrage.

L'impact direct des cônes sur la répartition des semences est impossible à établir à ce stade. Notre but est d'assurer l'arrivée des semences dans le coude avec une bonne répartition dans la section. A notre avis, la meilleure méthode pour détecter l'homogénéité de la répartition est la méthode visuelle.

Le champ de répartition des particules dans la section après la sortie du cône est distordu sous l'effet de la gravité (figure 4.22). Il a besoin d'une certaine distance de stabilisation pour que les particules remplissent la section de manière homogène. Pendant le test nous avons déterminé la distance après la sortie du cône à laquelle le flux se stabilise.

Le test a prouvé qu'aucun des cônes de centrage testés n'est capable de centrer correctement le flux de particules. Parmi les 9 cônes (Tableau 4.4) de centrage nous avons sélectionné les deux meilleurs : le Ø80mm à 28° et le Ø100mm à 14°. Dans ces deux cas, nous avons observé que le centrage le plus pertinent était atteint à 30 cm du cône de centrage. Ensuite sous l'impact de la gravité, les particules descendent au fond de la conduite.

Comme l'utilisation d'un seul cône de centrage est insuffisant pour centrer le flux, nous avons décidé d'installer deux cônes d'affilée selon la séquence suivante : d'abord le cône de Ø100, puis 30cm plus loin un autre cône de Ø80. Cette séquence a été mise en place afin de rendre le rétrécissement plus progressif.

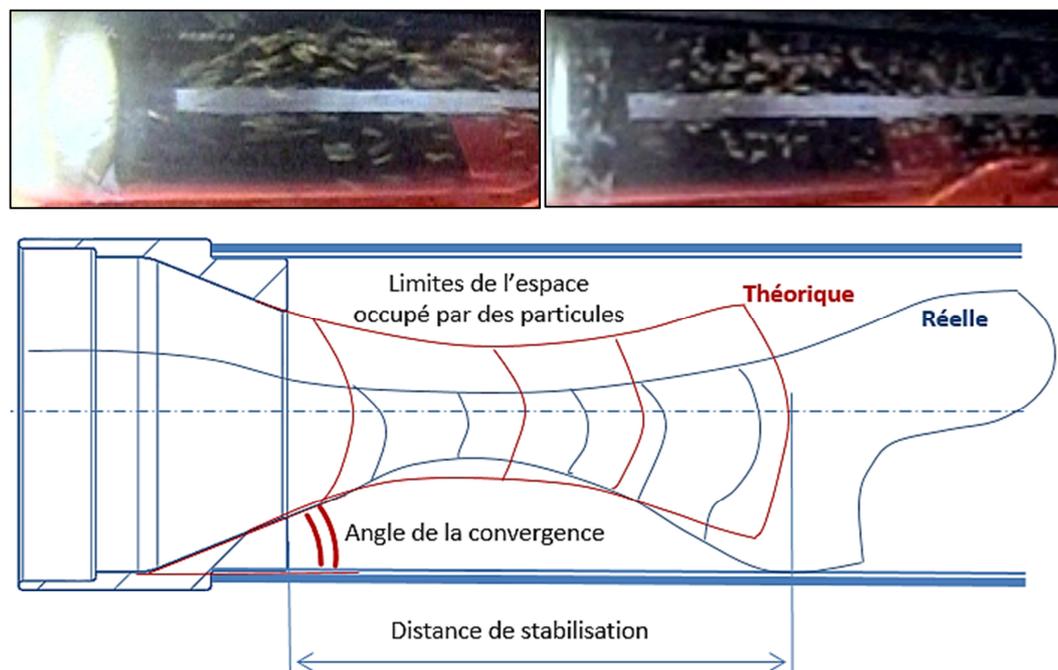


Figure 4.22. Structure de l'écoulement à la sortie du cône de centrage.

Tableau 4.4. Paramètres des cônes de centrage

Diamètre, mm	Angle, °
65	14
	22
	28
80	14
	22
	28
100	14
	22
	28

#### ***Choix des éléments du coude***

Nous cherchons à obtenir une structure de l'écoulement avec un noyau de particules centré à la sortie du coude. Conformément aux préconisations de Idel'chik (2005), la séparation des couches, qui provoque des contre-courants, et le décalage du noyau de l'écoulement peuvent être évités par la mise en place de guides concentriques (Figure 4.20).

Compte tenu du besoin d'assurer le passage libre des particules, nous avons sélectionné trois versions de coude : sans guide, avec un et avec deux guides (tableau 4.5). L'augmentation du nombre de guides au-delà de 2 est inutile car cela risque de provoquer un ralentissement très important des particules et l'obstruction du passage et le rebond des particules sur les guides. Les coudes avec les guides ont été réalisés de telle manière que les guides partagent le diamètre de coude en couches équivalentes (division verticale). Nous avons également testé le coude développé par la société RAUCH (Figure 4.20) avec un déflecteur.

Pour la colonne, nous avons utilisé celle de série.

Les tests ont montré que, du point de vue agronomique (selon le CV), aucune des combinaisons n'est convenable. Nous avons obtenu les meilleurs résultats avec le coude à deux guides (CV=7.5%). Or, nous voyons un besoin de structuration de l'écoulement après le coude.

Tableau 4.5. Choix de la configuration du coude.

Type de coude	Colonne de série	CV (moyenne de 3 essais)
De série		10.1
1 guide		8.6
2 guides		7.5
Avec déflecteur		11.5

### *Le paramétrage des cônes de centrage du haut*

Le but de notre recherche est non seulement d'assurer une haute homogénéité de la répartition des semences, mais aussi de réduire la hauteur de la colonne, afin de réduire les pertes énergétiques dues au transport vertical.

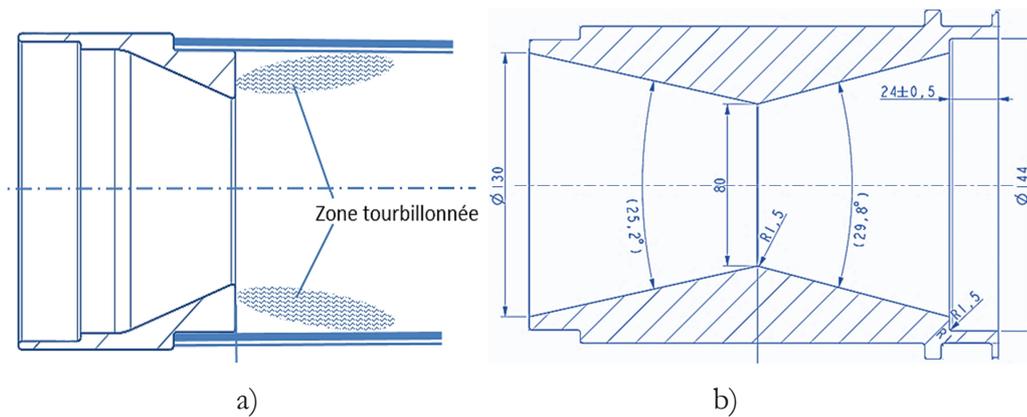


Figure 4.23. Cônes de centrage : a – formation de la zone tourbillonnante après le cône ; b - dimensionnement du cône de centrage du haut.

Les essais avec un cône de centrage convergent simple ont montré, qu'à sa sortie, il y a une zone de turbulences près des parois de la conduite. Pour éviter cet effet et suite aux préconisations de Idel'chik (2005), le passage du diamètre réduit au diamètre standard a été réalisé progressivement (figure 4.23 et tableau 4.6).

Tableau 4.6. Plan d'expériences.

Configuration de la colonne	CV (moyenne de 3 essais)	La hauteur, cm
Un convergent diam80/28° + tube 7cm	14.9	16
Un convergent diam80/22° + tube 45cm + convergent diam80/28° + tube 7cm	3.9	68
Un double cône	12.6	23
Deux convergent-divergents	4.4	46
Répartiteur de série	4.9	65

Aux termes de l'étude, les meilleurs résultats sont obtenus avec un convergent  $\varnothing$  80/22° avec un tube de 45 cm suivi d'un convergent de diamètre 80/28° (CV=3.9%) Pourtant, nous n'avons pas gagné en hauteur. La hauteur a été réduite à 19 cm, sachant que le coefficient de variation est presque équivalent à celui du répartiteur de série.

### *L'impact des éléments de centrage*

Le profil de vitesses de l'air asymétrique, ainsi que la répartition de la concentration dans la section après la sortie du coude ont un impact négatif sur le résultat final. La résultante des forces aérodynamiques se trouve dans la zone de hautes vitesses qui est décalée par rapport à l'axe de la colonne. Le sens de rotation du tourbillon va des vitesses les plus élevées vers les vitesses les plus faibles. Selon Idel'chik (2005), la mise en place des grille aux endroits avec le profil des vitesses d'air asymétrique favorise le nivelage du profil de vitesses (figure 4.24).

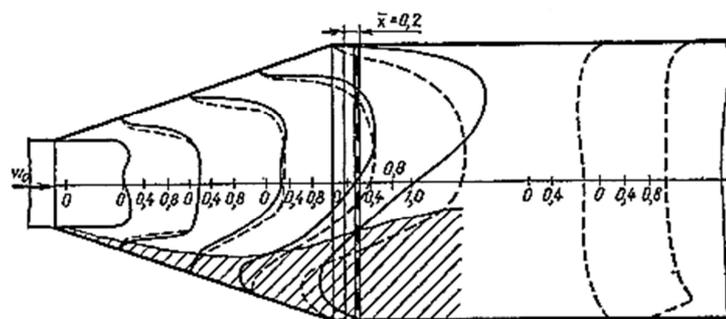
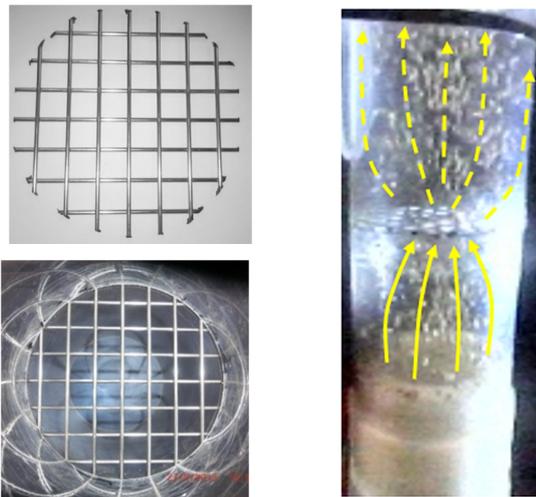


Figure 4.24. Le profil des vitesses de l'air dans le diffuseur conique avec écoulement détaché de la paroi du bas (Idel'chik, 2005). Ligne entière – sans grille ; Ligne en pointillé – avec la grille.

Dans le cas du profil de vitesses de l'air asymétrique, certaines couches d'écoulement ayant une énergie cinétique plus importante vont attirer les couches avec une énergie cinétique plus faible. L'écoulement tend à occuper l'espace de la conduite de manière homogène. Selon les cas, l'écoulement se stabilise à la distance de coude équivalente à dix diamètres de la conduite. Cette distance peut être également réduite avec la mise en place de grilles.

En traversant la grille, placée perpendiculairement à l'écoulement, l'écoulement perd en vitesse. Il contourne les arrêtes de la grille, tout en formant à la sortie des micro-écoulements séparés qui ont la même vitesse et la même direction. En s'éloignant de la grille, chaque micro-écoulement aspire le fluide dont il est entouré, grâce à la différence de vitesse et de pression entre les micro-écoulements et à l'espace non-rempli. A une certaine distance, les micro-écoulements fusionnent en un flux entier avec un profil de vitesses « nivelé » dans la section (figure 4.25).



4.25 a – Grilles de centrage ; b - Effet de la grille de centrage sur la répartition des particules dans la colonne verticale.

### **A l'entrée de l'éclateur**

Il est très rare que les particules arrivent bien verticalement. Le plus souvent, elles arrivent avec certain angle au niveau du couvercle, qui est censé rediriger les particules vers les sorties. Les particules glissent et rebondissent sur la surface du couvercle du répartiteur (figure 4.26). Ensuite les particules continuent leur mouvement dans la même direction.

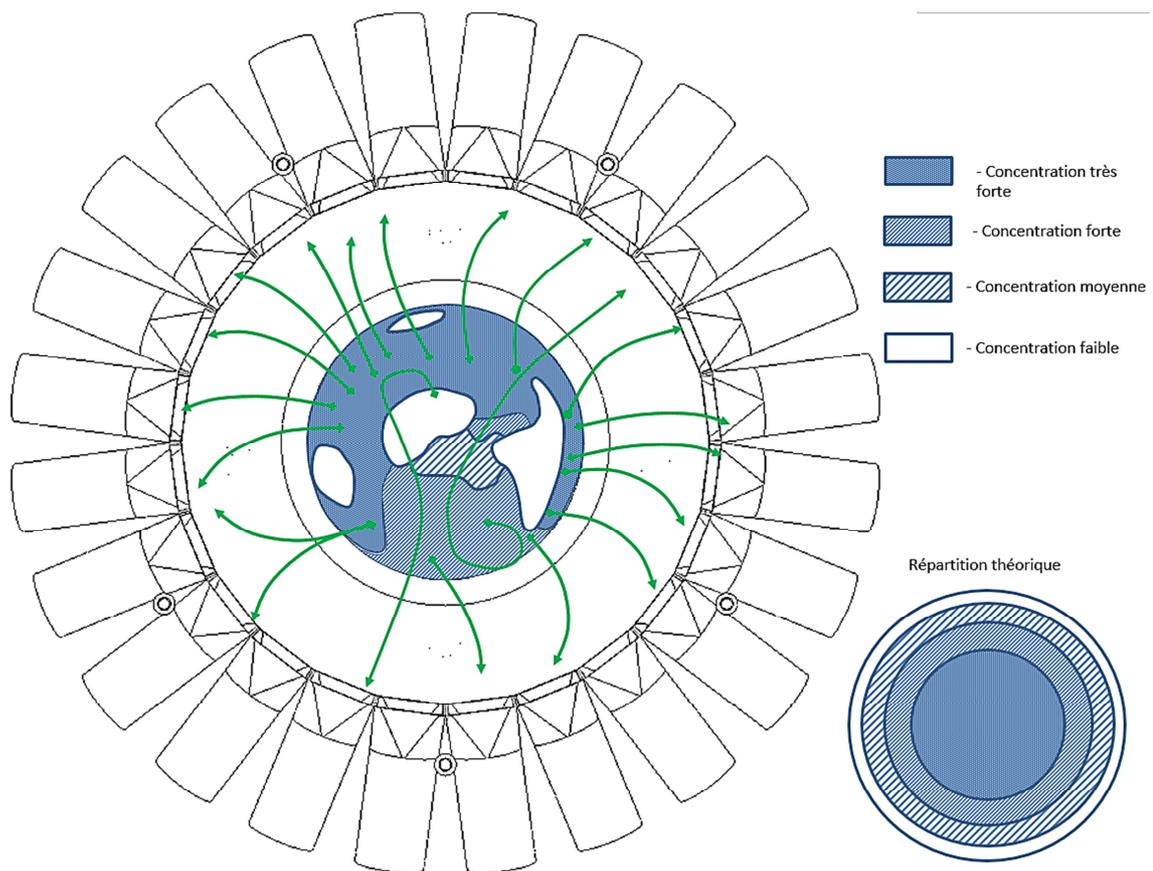


Figure 4.26. La structure du flux à l'entrée du répartiteur.

### A la sortie du répartiteur

A la sortie du répartiteur, la vitesse de l'air comme la vitesse des particules sont affaiblies. Leurs comportements sont similaires au mouvement des particules dans une conduite horizontale. Sur les parties courbées les particules se comportent comme dans des coudes (figure 4.27).



Figure 4.27. Schéma des trajectoires des particules à la sortie du répartiteur.

#### 4.6.4 Influence de la mise en place de déflecteurs coniques

Les auteurs de nombreux brevets (Beaujot & Vennard, 2012 ; Poncelet et al, 2001) proposent la mise en place de cônes-déflecteurs dans la partie haute du répartiteur. Néanmoins, il n'existe aucune preuve écrite de leur efficacité. Cette solution permettrait de résoudre intégralement le problème d'irrégularité de répartition.

Pour vérifier cette hypothèse, le couvercle du répartiteur standard a été modifié (figure 4.28). Le déflecteur a été fixé et parfaitement centré sur le couvercle du répartiteur. Le régime de transport restait quant à lui standard.

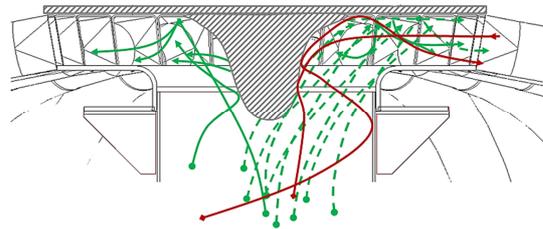


Figure 4.28. Comportement des semences dans un répartiteur équipé d'un cône-déflecteur.

Les résultats obtenus ont été spectaculaires. L'irrégularité s'est chiffrée à 69% (figure 4.29). Les particules de semences qui auraient dû partir vers les parties « gauche » et « arrière » ont été en grande partie redirigées vers les parties « droite » et « front ».

En conclusion, la mise en place de cônes-déflecteurs est intéressante uniquement si la concentration du flux dans la colonne avant répartition est déjà parfaitement répartie. Sinon, le déflecteur servira plutôt d'obstacle.

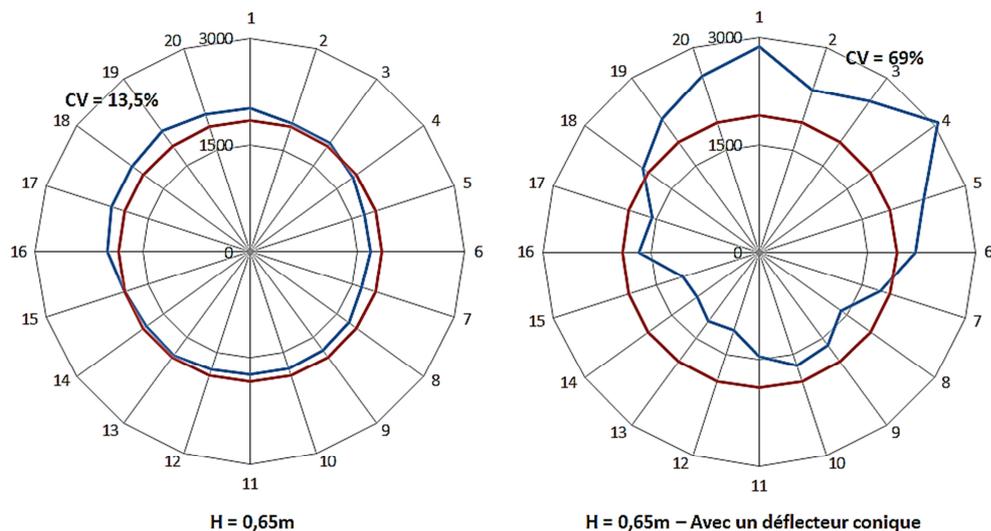


Figure 4.29. Effet du cône-déflecteur sur la qualité de répartition : à gauche – colonne lisse sans cône-déflecteur ; à droite – colonne lisse avec cône-déflecteur.

#### 4.6.5 Influence de la structure et de la hauteur de la colonne

Après la sortie du coude, les particules se déplacent vers le haut « en zigzag » sous l'effet rémanent des rebonds au niveau du coude. Avec la hauteur, l'écoulement se stabilise tout en reprenant une structure homogène. Ceci a un impact sur la qualité de la répartition des semences (figure 4.30).

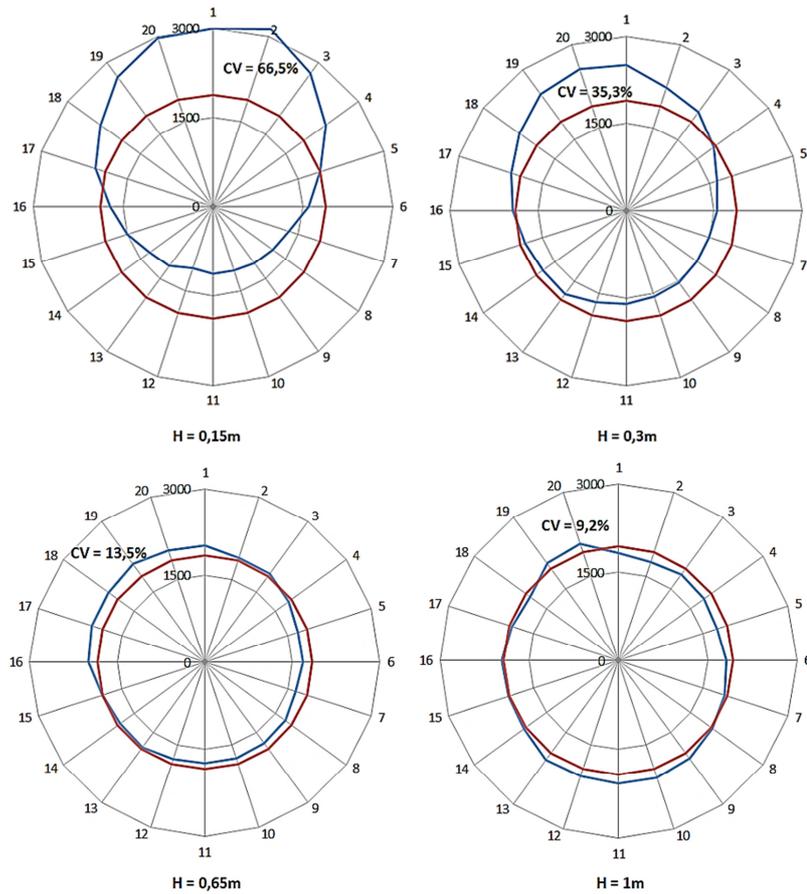


Figure 4.30. Champs de répartition des semences en fonction de la hauteur de la colonne.



Figure 4.31. Colonnes lisses de hauteurs différentes.

Si le couvercle du répartiteur se trouve très proche de la sortie du coude, les particules vont majoritairement dans le sens opposé à leur arrivée (figure 4.30). Les sorties se trouvant dans cette zone, recevrons plus de graines. Le champ de répartition est orienté vers le quart frontal. Avec l'éloignement, l'écoulement se disperse et se stabilise. Les graines tendent à se déplacer vers des zones où la vitesse de l'air est supérieure, c'est-à-dire dans le centre de la section. Pour une hauteur de colonne de 1,2-1,5m (figure 4.31) nous obtenons la meilleure répartition (figure 4.32). L'orientation du champ de répartition est définie par la dernière orientation des particules, issue généralement des rebonds.

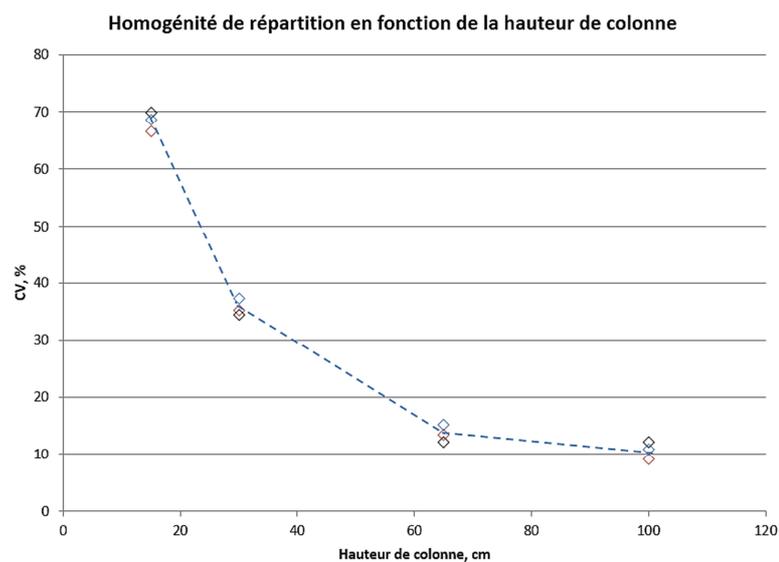


Figure 4.32. Evolution du coefficient de variation en fonction de la hauteur de la colonne.

## 4.7 Influence des conditions de fonctionnement sur la régularité de la répartition des semences

### 4.7.1 Influence de la fermeture des sorties sur la régularité de répartition

Lors de l'utilisation de semoirs pneumatiques, certaines sorties du répartiteur peuvent être fermées pour des raisons variées (volontaires ou involontaires) (Yatskul et Lemièrre, 2015) :

1. Le jalonnage de la surface dédiée au passage des engins agricoles afin d'économiser des semences ;
2. L'adaptation du semoir à la culture semée (fermeture d'une sortie sur deux, multiplication des semences) ;
3. L'adaptation du répartiteur au semoir sur lequel il est posé (largeur, espacement). Pour faire des économies d'échelle, il est courant de limiter volontairement le nombre de versions de répartiteurs produits.
4. Le bouchage des sorties par accident.

Nous avons volontairement bouché des sorties lorsque le système fonctionne en régime nominal. Dans l'ensemble, le champ de répartition ainsi que la valeur de CV obtenus au cours de l'expérience illustrent de façon univoque l'impact négatif de la fermeture des sorties sur la répartition des graines. *A priori*, nous pouvions nous attendre à ce que les particules destinées aux sorties fermées se répartissent dans les sorties les plus proches, c'est-à-dire dans les sorties voisines des sorties fermées. Néanmoins, cela n'a pas été le cas : nous avons constaté que, au contraire, les particules « évitaient » les sorties voisines (figure 4.33). Le surplus de semences n'était pas réparti dans les sorties qui jouxtent les sorties fermées, mais dans celles qui leur succèdent.

Pour augmenter l'effet de la fermeture, nous avons fermé deux puis trois sorties de suite. Le phénomène s'est répété.

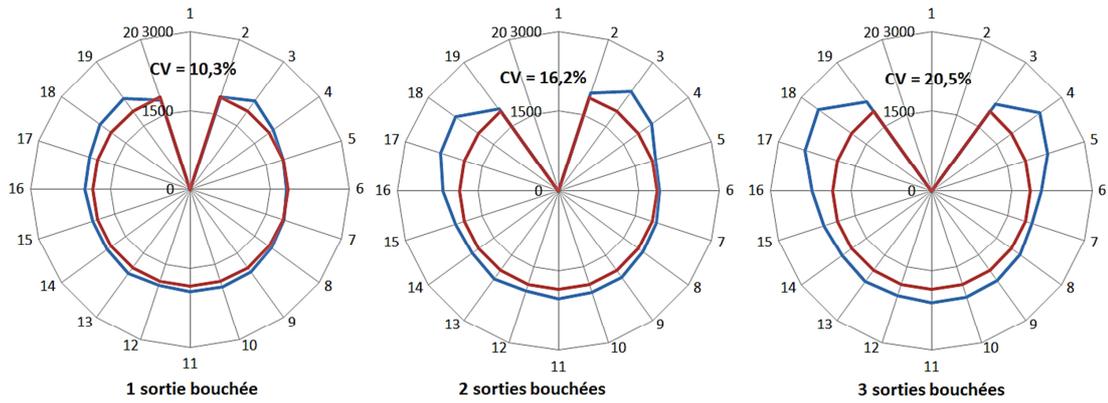


Figure 4.33. Champs de répartition en cas de fermeture de sorties. De gauche à droite : 1 sortie fermée, 2 sorties fermées, 3 sorties fermées.

Deux phénomènes indépendants peuvent expliquer ces résultats. D'une part, dans la zone près des sorties fermées, nous observons une hausse de la pression statique, ce qui correspond à une déformation locale du flux et de sa redirection (figure 4.34, a). Cette zone ne se limite pas uniquement au voisinage de la sortie fermée. Elle se disperse sur les côtés et notamment sur les sorties voisines. Les particules sont attirées vers les zones où la vitesse de l'air est plus élevée et la pression statique plus faible.

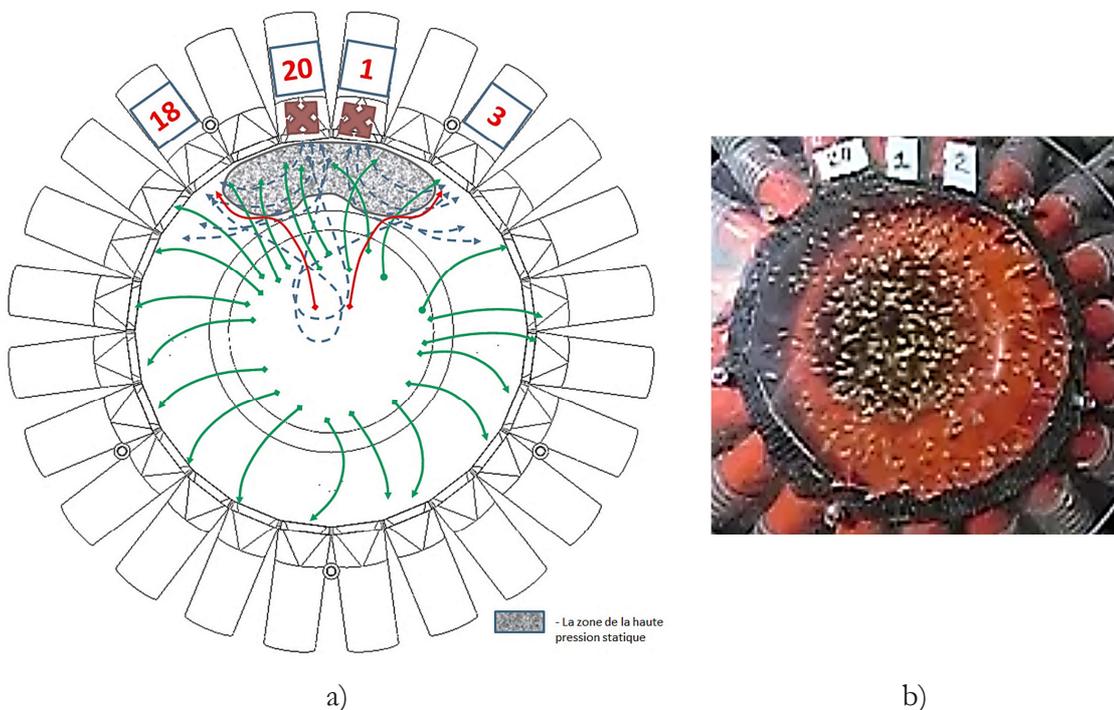


Figure 4.34. a – Comportement des particules dans le répartiteur en cas de fermeture de deux sorties-voisines ; b - Comportement des particules dans le répartiteur en cas de fermeture de trois sorties-voisines.

D'autre part, bien que la pression au niveau des sorties voisines soit augmentée, elle reste insuffisante pour empêcher complètement les semences projetées de traverser cette zone perturbée. Nous voyons, à travers le couvercle transparent, que les semences se dirigent vers les sorties fermées comme si elles étaient ouvertes (figure 4.34, b). Puis, après collision avec l'obturateur et rebond, la particule est freinée par le flux d'air qui s'oppose à son déplacement (figure 4.35, a). La forme de la trajectoire est proche d'une parabole à cause d'une force aérodynamique qui s'oppose au mouvement d'une particule après le rebond. Si on néglige les collisions entre les particules et leur rotation, et que l'on étudie leur comportement dans le plan horizontal ( $mg=0$ ), on obtiendra facilement l'équation du mouvement des particules (figure 4.35, b) :

$$\begin{cases} x = v_0 \cos \alpha t \\ y = v_0 \sin \alpha t - \frac{C_a \rho (v_a - v_0)^2}{2d_e m} \frac{t^2}{2} \end{cases} \quad (4.22)$$

Le temps nécessaire  $t_0$  pour que la particule arrive au point B, c'est-à-dire pour que  $y=0$ , est :

$$t_0 = \frac{4m d_e v_0 \sin \alpha}{C_a \rho (v_a - v_0)^2} \quad (4.23)$$

L'éloignement latéral  $L$  est :

$$L = \frac{2m d_e v_0^2 \sin 2\alpha}{C_a \rho (v_a - v_0)^2} \quad (4.24)$$

La deuxième équation du système (4.22) est celle d'une parabole avec inflexion au milieu de parcours  $t = t_0/2$ . La distance d'éloignement d'une particule de la surface de rebond  $h$  est alors :

$$h = \frac{2m d_e v_0^2 \sin \alpha}{C_a \rho (v_a - v_0)^2} \quad (4.25)$$

C'est un modèle approché. Il est également à noter qu'il sera plus utile de développer les mêmes relations dans le système de coordonnées polaires, qui est plus adapté au répartiteur avec des sorties disposées radialement, autour de pôles placés sur l'axe de la colonne. Cela permettra de tenir compte de la géométrie du répartiteur, mais aussi de

la direction de la force aérodynamique qui est collinaire avec le rayon du cercle sur lequel les sorties sont placées. (Ces relations sont à tester dans les prochains travaux).

Ces réflexions induisent également que le phénomène d'évitement des sorties voisines n'est pas causé par le « voisinage » en lui-même, mais plutôt par le rapport de la distance angulaire sur le diamètre du cercle où les sorties sont placées. Cela signifie que les trajectoires des particules sont essentiellement liées à leurs caractéristiques balistiques (tels que la vitesse initiale, frottement, direction etc) plutôt que le comportement du milieu-porteur dans cet endroit du circuit (après le coude).

La zone de haute pression statique se répartit aussi sur les sorties-voisines. Ici, la vitesse de l'air étant insuffisante, les particules ne peuvent pas traverser cette zone de haute pression.

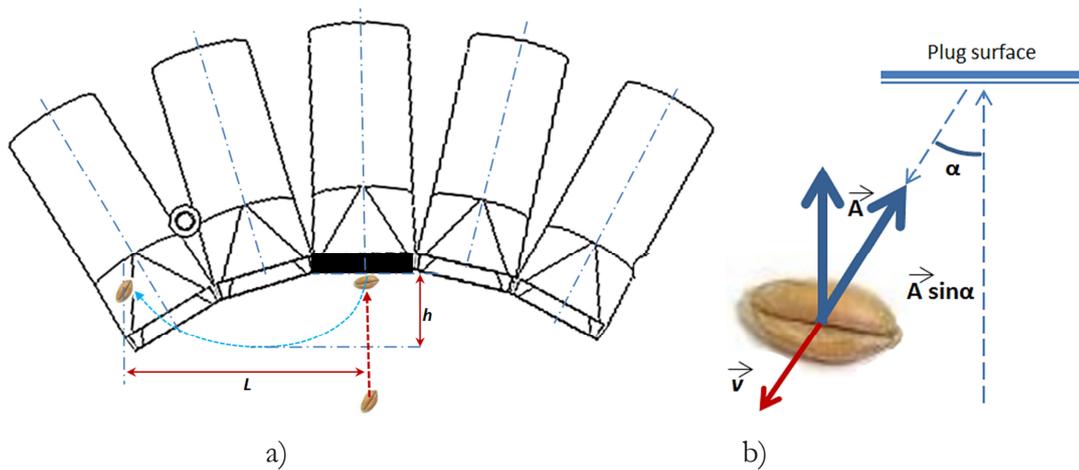


Figure 4.35. a – Modèle balistique du mouvement d'une particule après le rebond. b – Bilan des forces appliquées à la particule après la percussion avec la sortie fermée.

Sur le terrain nous observons le phénomène faisant appel à la nature balistique du mouvement des particules. En effet, lorsque l'un des éléments de la mise en terre est obturé, l'écoulement de l'air dans la conduite flexible s'arrête, et la pression statique augmente. A première vue, une vitesse nulle peut laisser penser que le passage des graines dans la conduite est impossible. Malgré tout, nous observons l'accumulation des particules à partir du niveau de l'obturation, ce qui confirme la nature balistique du mouvement des particules.

#### 4.7.2 Influence des différences de longueurs des conduites de sortie

Dans les semoirs, l'utilisation de conduites flexibles simplifie le routage mais surtout c'est le seul moyen technique d'amener les semences à un élément-semeur mobile (copiant

le relief du sol). La configuration du routage est cependant différente d'un semoir à l'autre. Nous pouvons assimiler ces conduites à une succession de parties horizontales, verticales, inclinées ou coudées, ayant chacune des longueurs différentes les unes des autres. Pour chaque conduite la résistance hydraulique peut varier significativement. La qualité de répartition s'en trouve modifiée. L'inventaire des configurations de semoirs pneumatiques montre que pour certaines machines, cette longueur peut varier de 1,5-2m (Morris) à 4-5m (Horsch).

Les répartiteurs de semences sont toujours placés juste au-dessus des éléments-semeurs pour raccourcir la distance car la vitesse du transport à la sortie du répartiteur est faible. Du point de vue de l'économie de matériaux, il est également intéressant d'avoir des conduites les plus courtes possibles. Toujours dans cette logique, les éléments-semeurs les plus proches du répartiteur seront liés à ce dernier avec une conduite plus courte. Or, dans certains systèmes, la distance entre les éléments-semeurs alimentés par un même répartiteur peut aller jusqu'à plusieurs mètres. Cependant, le problème de qualité de la répartition survient. La meilleure répartition est assurée par les répartiteurs où les longueurs des conduites, et donc les résistances hydrauliques, sont équivalentes. Les constructeurs recourent souvent à l'ajout de résistances hydrauliques complémentaires (boucles) dans les conduites les plus courtes, afin de compenser la résistance des conduites plus longues.

Il est nécessaire d'établir dans quelles limites la variation de longueurs des conduites de sortie est possible sans avoir d'impact sur l'homogénéité de la répartition des semences.

Au cours de l'expérience nous avons testé le cas où une des conduites de sortie est plus courte que la longueur de la conduite de base (tableau 4.7). En deuxième lieu, nous avons réalisé les mêmes manipulations pour des longueurs de conduite supérieures à la longueur de base. Pour augmenter l'effet du phénomène, nous avons remplacé quelques conduites de base d'affilée par des conduites de longueur supérieure/inférieure selon le cas.

Tableau 4.7. Plan d'expériences.

Caractéristique	Longueur de la conduite, cm	Longueur relative ( ?)	CV
Court	7	0.08	9.3
	14	0,16	8,5
Base	85	1	3,66
Long	250	2,94	4,3
	370	4,35	14,9
	450	5,29	15,99
	508	5,98	16

La longueur de la conduite en soi n'est pas une valeur parlante. Elle n'apporte pas de réponse dans tous les cas. Pour que les données du test puissent être utilisées pour n'importe quel système, il est utile de nous servir de la longueur relative, qui est égale au rapport de la longueur de la conduite sur la longueur de la conduite de base (figure 4.36).

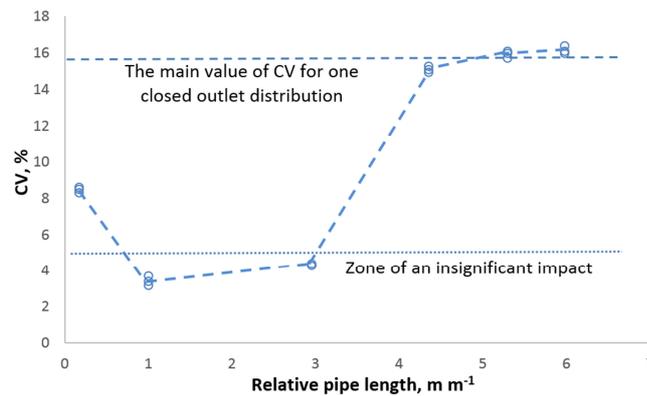


Figure 4.36. Influence de la longueur relative de la conduite de sortie sur la qualité de la répartition.

L'hétérogénéité causée par la variation de longueur des conduites de sortie s'exprime différemment en fonction de la longueur relative. Dans les sorties où la conduite est plus longue la quantité de graines qui passent dans cette conduite est plus petite par rapport aux autres sorties (et inversement). Ces deux cas provoquent néanmoins la hausse locale du coefficient de variation (figure 4.36).

### **Une des conduites de sortie est courte**

Le fait que les particules en suspension migrent dans le sens où la vitesse de l'air est la plus élevée est établi par la littérature. Étant donné que la résistance hydraulique augmente avec la longueur de la conduite, dans la zone du répartiteur avant les sorties avec des conduites raccourcies, la pression statique diminue localement. Selon la loi de Bernoulli, la vitesse de l'air y augmente par rapport aux sorties avoisinantes. Par conséquent, l'air des zones voisines où la pression statique est plus élevée tend à se déplacer dans une zone où la pression est inférieure, tout en tirant les particules. Ce phénomène est local. Il n'a d'impact que sur les zones vraiment proches de la zone d'étude.

### **Une des conduites de sortie est longue**

Avec la hausse de la résistance hydraulique au niveau d'une des sorties du répartiteur, la vitesse de l'air diminue. Dans ce cas, l'air de la zone étudiée, où la pression statique est plus élevée, tend à se déplacer vers les zones voisines où la pression statique est inférieure. Nous observons un surplus de graines dans ces zones.

Lorsque la longueur de la conduite étudiée augmente fortement, la vitesse locale de l'air est insuffisante pour assurer le transport. Toutefois, la zone de haute pression statique se répartit aussi sur les sorties voisines. Les particules évitent cette zone en passant par les sorties qui succèdent aux sorties voisines. Nous observons le même caractère de répartition que dans le cas des sorties bouchées.

L'impact sur la répartition des graines est considéré comme admissible du point de vue agronomique lorsque le  $CV < 5\%$ . D'après le diagramme de répartition (figure 4.37), nous pouvons tolérer des différences de longueur des conduites de l'ordre de :

$$0.8 \leq \frac{L}{l_{standard}} \leq 2.5 \quad (4.26)$$

La différence de pression sur cet intervalle est insuffisante pour dévier les particules.

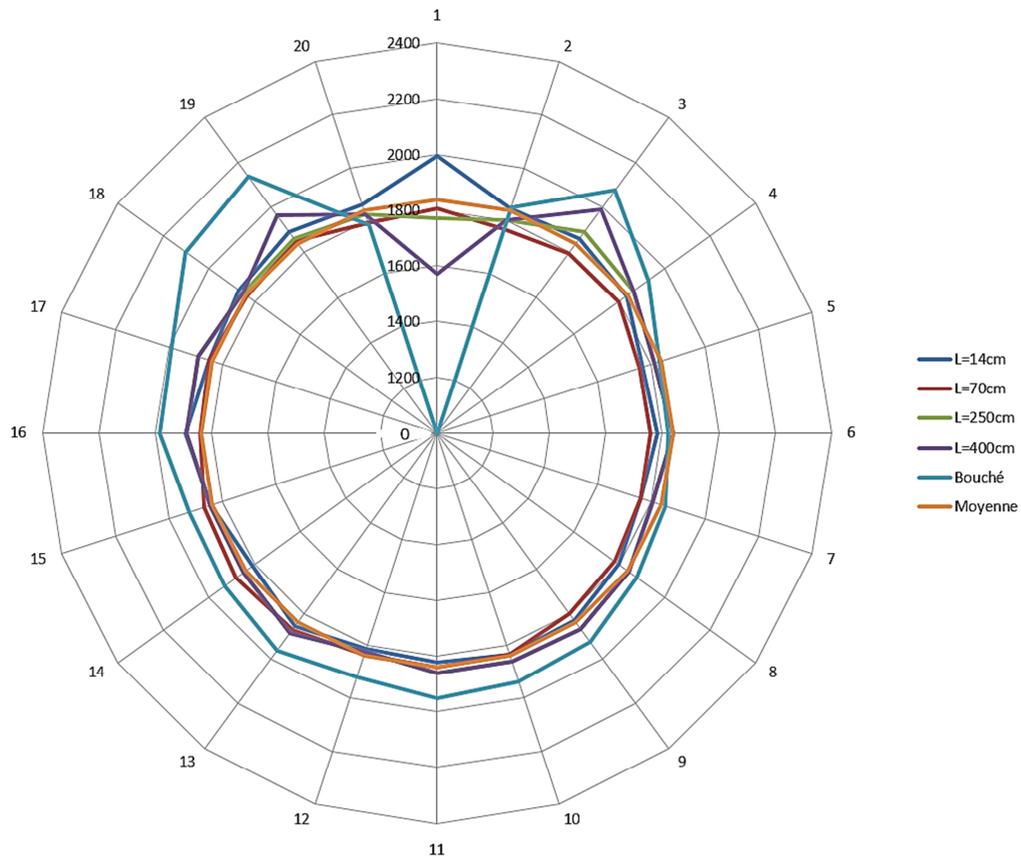


Figure 4.37. Le champ de répartition pour des longueurs de tuyaux différentes, appliquées à la sortie N°1.

### 4.7.3 Influence de l'étanchéité du répartiteur

Les constructeurs de semoirs pneumatiques attribuent de l'importance à la question de l'étanchéité des répartiteurs. Ils sont d'avis que la moindre perte d'étanchéité peut avoir un impact sur la répartition.

Au cours de nos essais, nous avons vérifié l'impact de la perte d'étanchéité dans la partie haute du répartiteur sur la robustesse du système. La mesure des fuites d'air nous semble très difficile et inutile. Pourtant, dans la pratique, les systèmes peuvent ne pas être étanches en raison de l'absence de joint d'étanchéité, d'un couvercle déformé ou mal fermé etc. Nous avons donc testé trois cas de défaut d'étanchéité pour des conditions de fonctionnement standard :  $Q_m = 12,5 \text{ g/s}$   $V_a = 29 \text{ m/s}$  (tableau 4.8).

Tableau 4.8. Les conditions du test d'étanchéité du répartiteur.

Conditions	CV (en %)
Conditions de l'étanchéité bien respectées	5,18
Couvercle mal fermé (les vis de fixation ne sont pas serrées correctement)	5,26
Couvercle avec la planéité non-respectée	5,31
Sans joint	5,41

Les résultats de test (tableau 4.8) montrent que les micro-fuites ont un impact défavorable sur la qualité de la répartition. Néanmoins, leur impact reste peu significatif. L'écart maximum est inférieur à 5% du résultat obtenu avec un répartiteur où les conditions d'étanchéité sont bien respectées.

#### 4.7.4 Influence de l'inclinaison de la colonne

Conformément à la norme ISO-7256/2-1984, chaque semoir en ligne doit garantir une qualité stable de semis sur les parcelles inclinées (*Slope test*, angl.). L'angle maximum de la pente est règlementé à 11°.

Nous avons testé, sur un répartiteur de série en régime standard, la distribution avec une colonne lisse ou avec une colonne annelée, inclinées à 0°, 11° ou 22° (figure 4.38, b).

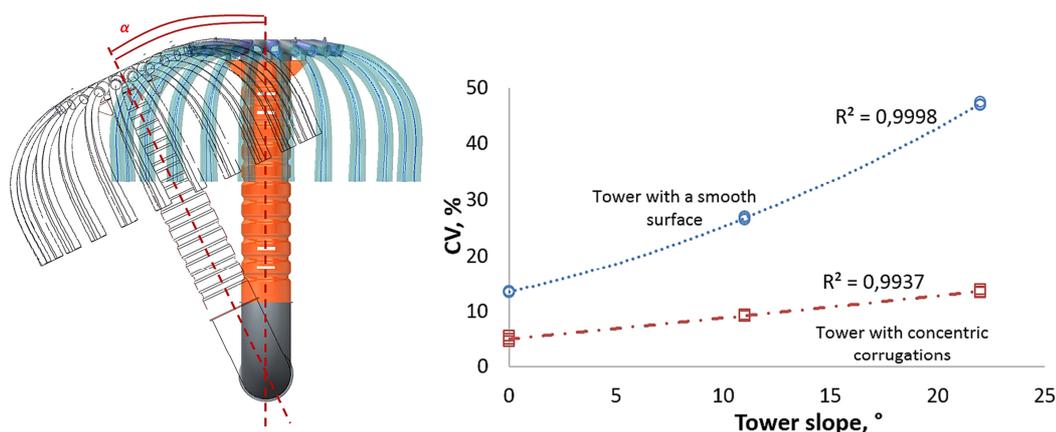


Figure 4.38. Impact de l'inclinaison de la colonne : a – schéma général ; b – homogénéité de la répartition en fonction de l'inclinaison de la colonne.

Tableau 4.9. Effet de l'inclinaison de la colonne en fonction de la configuration de la colonne.

Angle, °	CV	
	Lisse	Annelée
0	13,5	4,6
11	26,7	9,2
22	47,0	13,5

Finalement, l'inclinaison de la colonne joue négativement sur la qualité de répartition, ce qui confirme les recherches de Mahlstedt et Heege (1972).

Sur la figure (4.39) et dans le tableau 4.9 nous voyons que le surplus des particules se déplace dans le sens d'inclinaison de la colonne. Les petites inclinaisons de 0° à 3° n'ont pas d'impact perceptible. Le caractère saltatoire du mouvement des particules est conservé. L'augmentation de l'angle d'inclinaison change le rapport des forces gravitationnelles et aérodynamiques ce qui a une influence sur le caractère du mouvement des particules.

Nous observons une déviation du noyau de flux vers le côté de l'inclinaison. Généralement cette déviation devient vraiment perceptible, uniquement après la première percussion avec la paroi de la colonne. Cette déviation est d'autant plus prononcée que l'inclinaison est importante.

La littérature ne propose cependant pas d'approche commune pour la modélisation physique du mouvement des particules dans une conduite inclinée.

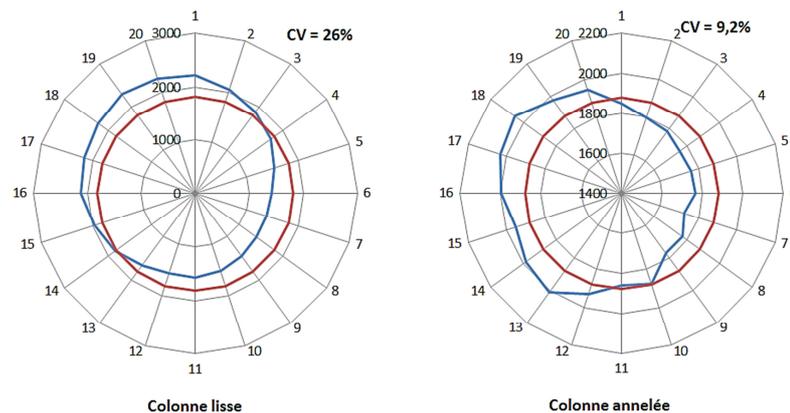


Figure 4.39. Champs de répartition lorsque le répartiteur est incliné à 22°. A gauche : avec la colonne lisse. A droite : avec la colonne annelée.

La résultante de la force aérodynamique tend toujours à se diriger parallèlement à la colonne. Si, pendant le transport vertical, la montée d'une particule s'effectue grâce à la supériorité de la force aérodynamique sur la gravité (figure 4.40), dans le cas d'une colonne inclinée ce rôle n'est tenu que par l'une des composantes verticales de la force aérodynamique  $A_y$ . Cette composante est inférieure à la force aérodynamique totale en valeur du cosinus de l'angle d'inclinaison :

$$A_y = A \cos(\alpha) \quad (4.27)$$

Avec la hausse de l'angle  $\alpha$ , l'influence de la gravité est de plus en plus importante. Les particules sont déviées vers le bas.

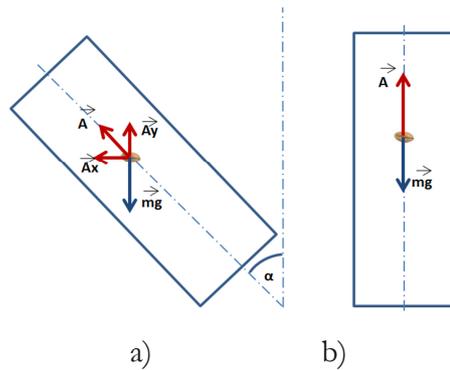


Figure 4.40. a – Bilan des forces appliquées à une particule dans une conduite inclinée ; b – Bilan des forces appliquées à une particule dans une conduite verticale.

## 4.8 Conclusions sur la conception des répartiteurs

### 4.8.1 Optimisation statistique du nombre de sorties d'un répartiteur

Dans le chapitre 5, nous avons démontré que la répartition finale entre les différentes sorties des répartiteurs verticaux est influencée par de multiples événements aléatoires (chocs entre particules, perturbations instantanées) ainsi que par des facteurs structuraux (fermeture des sorties, géométrie du coude). Si nous partons de l'hypothèse que nous maîtrisons globalement le flux des particules (concentration du flux idéalement répartie dans la section de la colonne avant la répartition), la distribution des semences dans les sorties du répartiteur devient uniquement influencée par des événements aléatoires. Nous pouvons alors essayer d'étudier statistiquement si le nombre de sorties du répartiteur (disposées radialement par rapport à l'axe central de la colonne, et dont l'angle entre les axes de sorties est le même, rend la répartition des particules de semences dans chaque sortie plus ou moins sensible aux événements aléatoires.

L'idée est donc de calculer la probabilité d'avoir exactement 24 graines par seconde par sortie (cela correspond aux 12 g/s de blé, avec un poids de 0,5g pour une particule), sachant que le débit global est de  $24n$  graines par seconde,  $n$  étant le nombre de sorties.

Le calcul de la probabilité de réalisation d'un événement, ayant plusieurs issues possibles car chaque graine a  $n$  possibilités de sorties, correspond à la loi multinomiale. Autrement dit, la probabilité pour une graine d'aller dans une sortie est la même que celle d'aller dans une autre sortie.

L'équation de la loi s'écrit (Millot, 2009) :

$$P(N_i = k_i, \dots, N_n = k_n) = \frac{m!}{k_i! \times \dots \times k_n!} \times p_i^{k_i} \times \dots \times p_n^{k_n} \quad (4.28)$$

Avec :

$n$  – nombre de sorties ;

$N_i$  - numéro de la sortie  $i$  ;

$N_i = k_i$  – événement « la sortie  $N_i$  a  $k_i$  graines » ;

$p_i$  – probabilité de l'événement « la sortie  $N_i$  a  $k_i$  graines ». Sachant que la particule a autant de chance d'aller dans une sortie que dans une autre parmi les  $n$  possibles, la probabilité pour une graine s'exprimera comme  $p_i = \frac{1}{n}$  ;

$m$  – nombre de tirages, qui correspond au débit total de graines  $m = 24n$  ;

$k_i$  – nombre de succès, qui correspond au nombre de graines obtenues à la sortie  $N_i$ . Dans notre cas,  $k_i = 24$ .

Les calculs de probabilité ont été effectués avec le logiciel R-3.0.1\bin\i386 avec la fonction suivante :

**> *dmultinom*(*c*( $k_1, k_2, \dots, k_i, \dots, k_n$ ), *size* = *m*, *prob* = *c*( $p_1, p_2, \dots, p_i, \dots, p_n$ ))**

Le calcul a été réalisé pour un nombre de sorties égal à 5, 10, 20, 40 ou 80. A titre d'exemple, voici l'instruction pour le calcul de la probabilité de répartir 240 graines (24x10) dans les 10 sorties de façon à ce que chaque sortie ait exactement 24 graines :

**> *dmultinom*(*c*(24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24), *size* = 240, *prob*  
= *c*(0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1))**

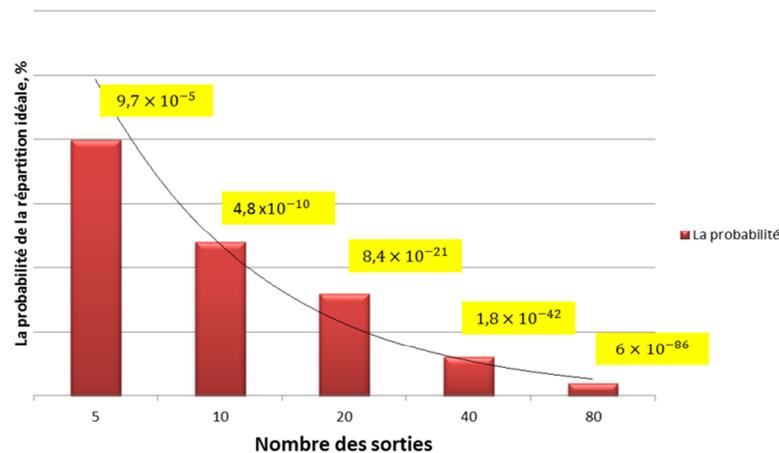


Figure 4.41. L'évolution de la probabilité en fonction du nombre de sorties.

La figure 4.41 présente la probabilité d'obtenir une répartition parfaite des graines dans les sorties en fonction du nombre de sorties du répartiteur. Bien que les probabilités calculées soient très faibles, il apparaît qu'un faible nombre de sorties augmente la robustesse du système vis-à-vis de la distribution des particules.

#### 4.8.2 Les possibilités d'amélioration des répartiteurs

L'analyse de la littérature, ainsi que les recherches réalisées, nous permettent de constater que le travail visant à optimiser de façon qualitative les répartiteurs est loin d'être achevé. Plusieurs pistes d'amélioration peuvent cependant être proposées (tableau 4.10).

Tableau 4.10. Les possibilités d'amélioration des répartiteurs

But			
	Réduction des gabarits	Amélioration de la répartition	Réduction des pertes énergétiques
Solution	Réduction de la hauteur	Réduction de l'influence du coude Utilisation de coudes plus légers (guidage du flux sans rebonds, ou avec un rebond dirigé) ; Utilisation de coudes-tubulures Elimination des coudes ;	Réduction de la hauteur Utilisation de coudes plus légers Elimination des coudes

Pour conclure, nous ne pouvons que conseiller d'orienter les travaux de recherches futurs vers la réduction de l'impact négatif du coude et le développement de répartiteurs horizontaux.

#### 4.8.3 Retour sur la question du choix de la configuration générale

Comme cela a déjà été dit au début de ce mémoire, nous sommes confrontés à un dilemme : choisir un système centralisé, successif, multicanal ou la distribution individuelle.

Nous proposons d'estimer les quatre systèmes selon trois critères (tableau 4.11) :

1. Agronomique (qualité de répartition, taux des semences détériorées) ;
2. Énergétique ;
3. Technico-financier (complexité de la structure (faisabilité, facilité d'utilisation), coût de fabrication).

	Centralisé	Successif	Multicanal	Individuelle
Agronomique	Nombre de sorties élevé défavorable à la répartition	Similaire	Similaire	Précision la plus élevée
Energétique	Similaire	La division primaire comporte un coude, une partie verticale et un répartiteur qui sont de gros consommateurs énergétiques	Similaire	Similaire
Technico-financier	Un seul doseur Facilité de réglage	Un seul doseur Facilité de réglage	Imprécision entre les doseurs possible	Besoin d'un grand nombre de doseurs, tuyauterie et routage complexe. Réglage difficile
	Ajustement des conduites après le répartiteur complexe Pliage inconmode Impossibilité d'utiliser des répartiteurs horizontaux	Besoin du centrage du flux au niveau de la première division		

Tableau 4.11. Comparatif des configurations des semoirs pneumatiques (en vert – l'effet positif sur le fonctionnement de la machine, en rose – négatif, blanc - neutre).

Les systèmes successif et individuel sont très complexes techniquement. Le premier n'est pas rentable du point de vue énergétique car il contient un coude, une partie verticale et un répartiteur qui sont de gros consommateurs énergétiques. Le système individuel a besoin d'un ensemble complexe de doseurs dont le réglage et le calibrage (contrôle de débit) sont très difficiles. Le réseau de tuyaux est embrouillé et complexe. Ces deux systèmes sont à proscrire.

Les systèmes vraiment compétitifs sont les systèmes centralisés et multicanal. Le système centralisé permet un réglage du débit de semences facile. Or, l'ajustement des conduites après le répartiteur afin d'équilibrer la résistance hydrauliques des conduites de sortie est difficile à réaliser. Cela complique le pliage des extensions de la barre de semis et rend impossible l'utilisation de répartiteurs horizontaux (à cause de leur nombre de sorties limite). De plus, comme montré précédemment, l'augmentation du nombre de sorties réduit la possibilité d'obtenir une répartition de qualité. Le meilleur compromis est le système multicanal avec un réglage et un routage relativement simples et avec une homogénéité de répartition convenable.

#### 4.8.3 Conclusions sur le chapitre

L'influence de nombreux paramètres sur la répartition des graines a été testée et analysée avec des résultats permettant d'aboutir aux conclusions suivantes :

1. Chaque répartiteur a un régime de fonctionnement optimal. A chaque débit d'une culture donnée correspond une vitesse de l'air où l'hétérogénéité de répartition sera minimale. Ce principe pourrait être utilisé comme un abaque de réglage.
2. La qualité de la répartition entre des rangs de semis est définie par la répartition de la matière dans la section à l'arrivée à l'éclateur. L'hétérogénéité de la répartition est causée majoritairement par le changement de direction du flux dans le coude.
3. En concevant le routage de la tuyauterie, il faut faire en sorte que la partie qui précède l'arrivée dans le répartiteur soit la plus droite possible. Tout changement de direction du flux avant le répartiteur entraîne des saccades du noyau de particules dans la colonne verticale. Cela définit également l'orientation du champ de répartition.

4. L'augmentation de la hauteur de la colonne favorise la stabilisation (à partir de 10-12 diamètres de conduites). Néanmoins, cela est désavantageux du point de vue énergétique et complexifie le pliage des extensions de la barre de semis.
5. La fermeture des sorties ou la variation excessive de la longueur des conduites sont défavorables à la bonne répartition des graines. Il est conseillé de prévoir des « têtes » de répartiteur interchangeables avec un nombre de sorties différentes (par exemple tenir compte du jalonnage possible).
6. La mise en place d'éléments de déflexion en haut du répartiteur, quelle que soit sa configuration, est justifiée dans le cas où les particules sont déjà bien réparties dans la section avant l'éclateur.
7. L'inclinaison de la tête est défavorable. La colonne annelée « amortit » cet effet. En revanche, les micro-inclinaisons (2-3°) et la perte de l'étanchéité ne sont pas rédhibitoires.
8. La vitesse des particules servira à la modélisation des formes de pièces permettant de gérer des rebonds et de guider le flux des particules.
9. La qualité de la répartition dépend directement de la qualité de la matière appliquée. Il est important de faire attention à la propreté et au calibrage des semences et de respecter soigneusement les consignes de stockage des engrais.
10. Les concepteurs de répartiteurs doivent réduire le nombre de sorties et le gabarit des répartiteurs, surtout leur hauteur.
11. Concernant la configuration générale, la solution optimale serait le système multicanal.

Les futurs travaux sur ce sujet doivent mener à la réduction des gabarits et de la hauteur de répartiteurs. Concernant l'amélioration de la répartition, il faut se focaliser sur la réduction de l'impact du coude (le rendre plus léger ou mettre en place des déflecteurs) voire sur son élimination. L'installation de coudes avec plusieurs entrées placées radialement peut également être une solution. Il est nécessaire de réaliser une étude plus profonde des répartiteurs de type horizontal.

## 5. Etude comparée des systèmes d'introduction des semences

---

Dans cette partie nous allons essayer de comparer expérimentalement les dispositifs d'introduction de la matière dans une conduite en refoulement et estimer le gain économique.

### 5.1 Etude du mode d'introduction des semences dans un système de distribution pneumatique

Contrairement aux semoirs monograines où le procédé se fait par aspiration, les systèmes de distribution étudiés fonctionnent sous pression positive (dite aussi système en refoulement).

Le doseur apporte la matière en vrac dans une conduite de transport pneumatique. La difficulté rencontrée pendant l'introduction de la matière est la fuite d'air via le trou d'entrée. Il est bien connu que le flux va toujours se diriger vers la moindre résistance. Etant donné que le courant d'air produit par la soufflerie est sous pression, qui est de beaucoup supérieure à la pression atmosphérique, l'air va toujours essayer de s'échapper par la fenêtre d'introduction. Si l'épaisseur de la couche de matière est insuffisante pour isoler l'air, celui-ci va s'infiltrer à travers cette couche vers l'extérieur. Le transport pneumatique sera alors impossible.

Tous les dispositifs des systèmes en refoulement peuvent être divisés en quatre types (Wilson et al, 2000, Dzadzio, 1967) (figure 5.1) :

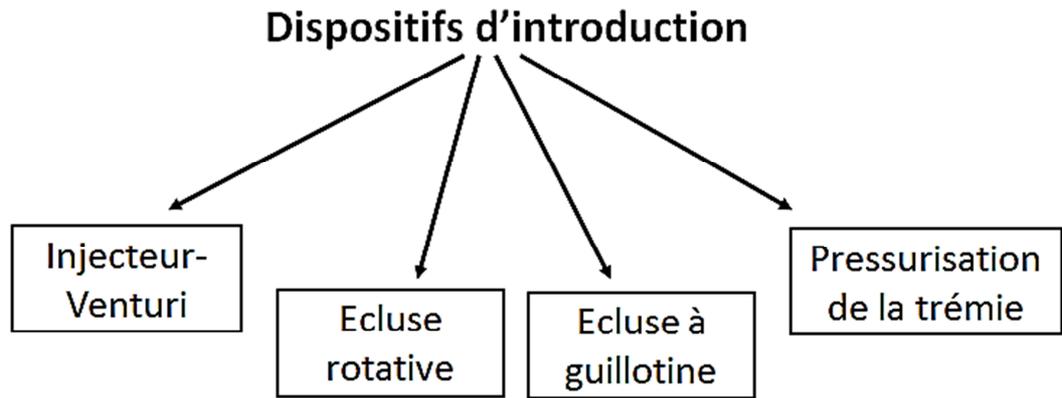


Figure 5.1. Classification des dispositifs d'introduction de la matière dans un circuit pneumatique.

Une écluse rotative (figure 5.2, a) est constituée d'une cannelure incorporée dans un corps. La cannelure, grâce à un écart entre le corps et les ailettes de cannelure très faible, joue le rôle de doseur et de mécanisme de fermeture, empêchant ainsi l'air de sortir par la trémie. Ce dispositif est largement utilisé dans la minoterie ainsi que pour des travaux avec des matières en poudre ou pulvérisées, permettant de travailler sous pression jusqu'à 70 kPa. La réalisation de ce dispositif exige une haute précision. Astahov (2007) souligne cependant un effet de paquet très prononcé. De fait, l'utilisation pour des semences agricoles et des engrais ayant une abrasivité importante, provoque l'usure des ailettes et une perte d'étanchéité ; cette solution est ainsi inapplicable pour des semoirs.

Une écluse à guillottes (figure 5.2, b) est constituée d'un récepteur qui se trouve en bas d'une cuve au-dessus de la fenêtre d'entrée. Ce récepteur est isolé de la cuve et du circuit, au moyen de guillottes. Lorsque la guillotine du haut est ouverte, la guillotine du bas est fermée. La matière entre dans le récepteur par gravité. La guillotine du haut se ferme. En même temps la guillotine du bas s'ouvre et la matière glisse dans le circuit. La guillotine du haut empêche l'air de sortir. Ce récepteur isole le circuit d'air et sert en même temps de doseur. Par contre, il est incapable de créer un débit de matière proche d'un débit continu. Ces appareils sont utilisés dans l'équipement industriel avec de gros débits où la régularité de débit n'a pas d'importance. Cette solution est aussi à écarter pour notre application.

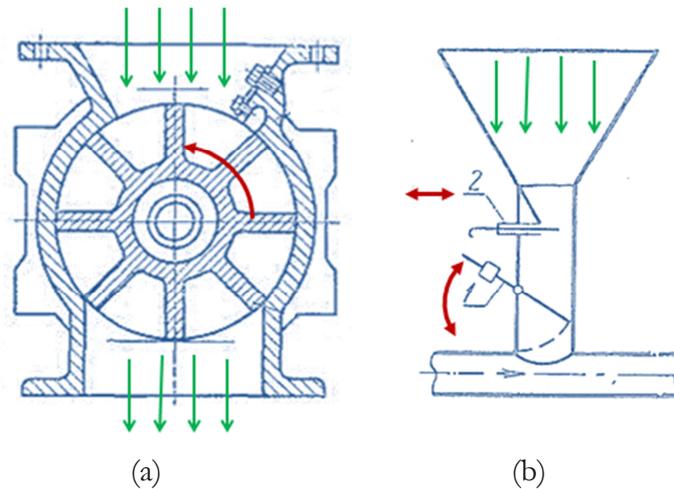


Figure 5.2. Les dispositifs d'introduction industriels : l'écluse rotative (a), l'écluse à guillotines 1 et 2, (b).

L'étude bibliographique et l'analyse de la base de brevets réalisées révèlent un choix limité de solutions envisageables pour les semoirs pneumatiques. Aujourd'hui nous ne retrouvons que deux solutions effectivement utilisées : l'injecteur Venturi et la pressurisation de la trémie.

L'observation des machines, de différentes marques, de différents modèles et de différentes tailles, montre que les semoirs de petite taille (3-6m de largeur) sont plutôt équipés d'un injecteur Venturi. Les machines originaires d'Amérique du Nord et d'Australie sont plutôt équipées de trémie pressurisée. Les machines américaines ont généralement une largeur importante (plus de 10m).

Le semis simultané de plusieurs types de matière (des semences ou des engrais) devient de plus en plus populaire. Pour répondre à ces besoins, les constructeurs de semoirs pneumatiques proposent des solutions permettant l'introduction de la matière dans le circuit à plusieurs endroits consécutifs (Fuessel et al, 2004 ; Benneweis et al, 1999 ; Bourgault, 1995). Le système à circuit double « double shoot » John Deere permet d'appliquer l'engrais avec la semence simultanément au niveau des deux entrées, mais à différents endroits dans les rangs de semences (Gregor et Ernst, 1999). C'est possible uniquement en utilisant des trémies pressurisées. Les constructeurs utilisant des injecteurs doivent avoir un circuit par doseur (Andersson, 2012), ce qui complexifie beaucoup la structure.

Parmi les défauts des systèmes pressurisés nous pouvons évoquer la sensibilité à l'étanchéité et l'importance d'assurer la résistance équivalente des canaux du transport (dans

le cas d'une configuration multicanaux), ce qui entraîne la détérioration de la précision du dosage entre les canaux.

L'étude des dernières tendances dans le développement des semoirs pneumatiques montre une évolution graduelle des systèmes à injecteurs vers les systèmes pressurisés.

A priori, ces derniers sont conçus pour travailler avec des débits plus importants. L'enquête, réalisée auprès des fabricants mondiaux de semoirs, nous permet de conclure qu'*à partir de 6m de largeur il faut utiliser une trémie pressurisée, avec laquelle on arrive à passer plus de matière.*».

Pour la plupart des constructeurs, les critères de choix technique répondent à un effet de mode. En effet, les constructeurs ont tendance à suivre les solutions adoptées pour des machines ayant précédemment connu le succès. Ceci étant, ces déclarations ne portent sur aucune justification physique ou scientifique.

En URSS (puis dans les pays de la CEI), les chercheurs, parlent de l'existence de deux concepts pour les semoirs (Astahov, 2007 ; Luboushko et al., 1988). Unanimement, ils défendent l'idée de l'injecteur, tout en invoquant la complexité, le coût et la fragilité du concept de « trémie pressurisée ». Astahov, (2007) précise également que le fonctionnement normal des injecteurs se détériore lorsque la résistance totale du circuit est compris entre 3 et 4 kPa. De nouveau, presque aucune justification chiffrée n'est évoquée. Les auteurs se limitent à des « paroles », ce qui n'est peut être retenu comme un argument scientifique.

Une brève mention de l'existence de deux systèmes se retrouve dans (Memory et Atkins, 1990). Depuis, les choix techniques constatés par l'analyse des brevets se basent uniquement sur le développement expérimental.

Il y a vingt ans et plus, l'utilisation de l'injecteur était absolument raisonnable, à cause de la complexité de pressurisation de la trémie. Actuellement, les technologies modernes permettent d'obtenir l'étanchéité assez facilement sans dépenses significatives en utilisant des composants standards (couvercle trou d'homme étanche, trémies roto-moulées de grande capacité etc.) Ceci explique la tendance du passage aux systèmes pressurisés.

Cette incertitude de choix techniques peut s'expliquer par l'absence de véritables études comparatives entre ces concepts. Il est possible de trouver de nombreuses recherches sur l'injecteur Venturi, mais il n'y a rien de structuré sur la trémie pressurisée.

Compte tenu de l'information obtenue des sources scientifiques et des besoins actuels, il est nécessaire d'étudier le fonctionnement des deux systèmes et de les comparer d'un point de vue énergétique. Dans ce chapitre, nous allons tenter de comprendre le fonctionnement des deux systèmes et d'apporter les justifications physique et scientifique du choix technique entre la trémie pressurisée et l'injecteur Venturi.

## 5.2 Analyse théorique d'un dispositif de type « injecteur »

Les injecteurs existent sous différentes configurations et sont connus de longue date (Liang et al, 2015 ; Sahgal et al, 2013, Michon et Bouard, 1997, Kmiec et Leschonski, 1991, Dzadzio, 1967). Les injecteurs ont été utilisés sur des semoirs pneumatiques dès leur apparition, tout en restant populaires encore aujourd'hui (Weiste, 2013, Lee et Ozers, 2004; Takata, 1992; Weiste, 1967). Fonctionnant en refoulement, les injecteurs sont constitués de passages convergents-divergents (de section rectangulaire ou circulaire) avec une fenêtre d'introduction entre les deux.

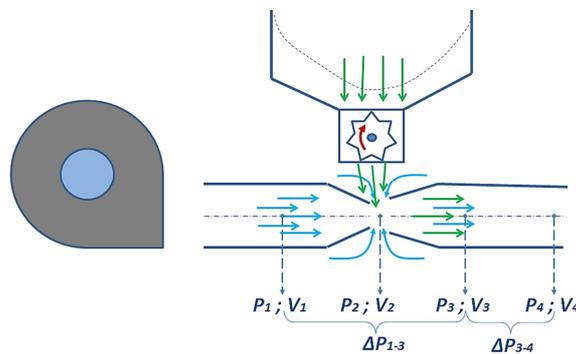


Figure 5.3. Schéma de fonctionnement du dispositif d'introduction du type « injecteur ».

Etant donné que la fenêtre d'introduction communique avec l'atmosphère (figure 5.3), pour éviter la sortie de l'air en pression par cette fenêtre, il faut créer, à ce niveau, une pression statique nulle, voire négative. En considérant que, dans le point de référence 2 (P2), la pression statique est nulle, réécrivons la loi de Bernoulli pour la partie 2-3 sans tenir compte des pertes de charges entre 2 et 3 (Prandtl, 2010 ; Dzadzio, 1966) :

$$\frac{\rho V_2^2}{2} > P_3 + \frac{\rho V_3^2}{2} \quad (5.1)$$

Les conditions nécessaires de fonctionnement de l'injecteur s'écrivent donc :

$$V_2 > \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( P_3 + \frac{\rho V_3^2}{2} \right)} > V_{min} \quad (5.2)$$

C'est-à-dire, que la partie convergente de l'injecteur transforme la pression statique  $P_1$  en pression dynamique  $\frac{\rho V_2^2}{2}$  (sans tenir compte des pertes de charges entre 1 et 2).

L'énergie de mouvement (pression dynamique) de flux d'air dans le point 2 doit être suffisante pour franchir la pression totale  $P_3 + \frac{\rho V_3^2}{2}$  dans le point 3, qui tient compte de la résistance de tout le système après l'injecteur. Egalement le produit de l'expression sous la racine de l'équation (5.2) doit être supérieur à  $V_{min}$ , au-dessous de laquelle le transport pneumatique est impossible. A partir de l'équation (5.2) nous pouvons donc conclure que la limite de l'injecteur est définie par la résistance du système.

### 5.3 Analyse théorique d'un dispositif de type « trémie pressurisée »

Les dispositifs de ce type sont connus depuis les années 1970-80 (Hall et Zacharias, 2014 ; Gregor, 1999 ; Roger, 1970). Ils sont constitués d'une trémie étanche (1) qui se trouve au-dessus de l'élément de dosage (2). Cette trémie est liée à la conduite principale (3) par la conduite de refoulement (4) (figure 5.4). Lorsque la pression dans la cuve s'équilibre (devient équivalente à la pression statique dans le point 2), la matière sort librement du doseur. Le refoulement de l'air, comme dans l'injecteur, n'existe pas, et donc, rien n'empêche la matière d'entrer dans la conduite principale. Le courant d'air est généré par la soufflerie 5.

Le fonctionnement correct de ces systèmes est possible si deux conditions indépendantes sont respectées :

- La vitesse de transport est suffisante
- Les pressions dans la trémie et dans la conduite sont équivalentes.

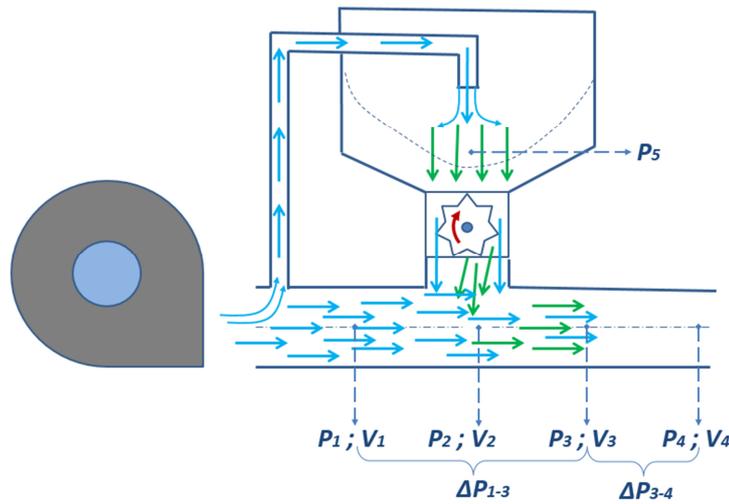


Figure 5.4. Schéma de fonctionnement du dispositif d'introduction du type « trémie pressurisée ».

Détaillons ces conditions :

Pour la première condition, écrivons la loi de Bernoulli pour la partie 2-3 (Figure 5.4) :

$$P_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} = P_3 + \frac{\rho V_3^2}{2} + \Delta P_{2-3} \quad (5.3)$$

D'où :

$$V_2 > \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( P_3 + \frac{\rho V_3^2}{2} + \Delta P_{2-3} - P_2 \right)} > V_{min} \quad (5.4)$$

Conformément à cette équation, le fonctionnement du système n'est possible que lorsque la vitesse d'air est suffisante pour maintenir le transport du débit donné et que l'écoulement a suffisamment d'énergie pour franchir les obstacles du système. Dès que la résistance du système atteint une telle valeur, la vitesse d'air sera alors critique et nous allons observer un éboulement du système. La pression statique croîtra fortement. Dans la réalité, ceci peut avoir des conséquences comme la perte d'étanchéité des joints et l'arrachement des conduites flexibles mal montées.

La deuxième condition nécessaire au fonctionnement d'un système pressurisé est l'égalité des pressions statiques dans la trémie et dans la conduite :

$$P_5 = P_2 \quad (5.5)$$

En règle générale, la dérogation de cette condition peut entraîner la perte de la précision du dosage. C'est surtout vrai pour des systèmes multicanaux. Si nous supposons qu'une ou plusieurs conduites principales ont moins de pression statique, nous allons observer que l'air étant sous pression dans la trémie s'écoule dans ces conduites. Afin de compenser la perte de pression dans la trémie, l'air présent dans les conduites ayant une pression supérieure, passera dans la trémie via le doseur, en empêchant les particules de passer (figure 5.5). La précision du dosage sera donc perturbée. Dans les systèmes à injecteur ce phénomène est absent.

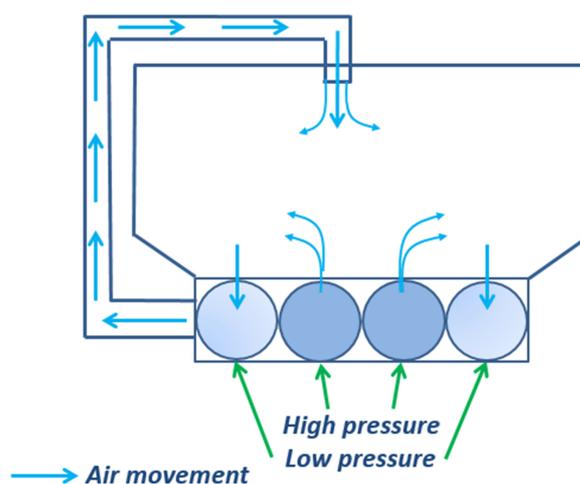


Figure 5.5. Dysfonctionnement du système pressurisé causé par le déséquilibre des résistances hydrauliques.

#### 5.4 Comparaison expérimentale des systèmes « injecteur » et « trémie pressurisée »

Dans cette partie nous allons réaliser la comparaison expérimentale en termes de consommation d'énergie des systèmes « injecteur » et « trémie pressurisée ». Le critère qui nous permet de faire l'estimation est la puissance consommée. Nous allons donc mesurer la puissance consommée qui est nécessaire afin d'assurer la même vitesse du transport pour un débit d'air donné dans les deux cas de figure.

### 5.4.1 Protocole expérimental

Le test de répartition a été mené au sein de la société Kuhn SA à Saverne sur le répartiteur des semences de série de semoir HORSCH Pronto 12SW (40 sorties de diamètre 30mm). La fourniture ainsi que le dosage de la matière ont été assurés par la trémie étanche Kuhn SH-3000 (Figure 5.6) montée sur un support. Au cours de l'expérience, nous avons utilisé le doseur HORSCH qui est conçu pour fonctionner sous pression et compatible aussi avec l'injecteur. Comme l'injecteur, nous avons utilisé celui de HORSCH compatible avec le doseur précédent.

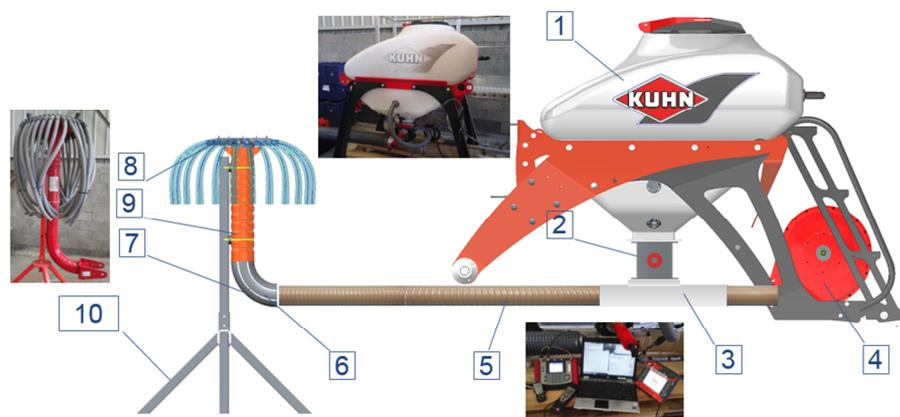


Figure 5.6. Le banc d'essai.

Le banc d'essai est constitué de la trémie 1, d'où les semences sont fournies par l'intermédiaire du doseur 2 et de l'injecteur 3 (ou dans le té, dans le cas de la trémie pressurisée) dans la conduite horizontale 5. Puis ces semences sont transportées à l'aide de l'air, produit par la soufflerie 4, entraînée par l'hydraulique du tracteur. Les semences traversent ensuite le coude 7, et la colonne verticale 9, afin d'être réparties de manière homogène dans le répartiteur 8 entre les différentes conduites de sortie.

#### Plan d'expériences

Pendant l'expérience, nous avons contrôlé la vitesse de l'air après l'introduction de la matière, suffisamment loin du lieu d'introduction.

La mesure de puissance consommée  $N$  se fait au niveau de la turbine par l'intermédiaire de la mesure du débit  $Q_h$  et de la pression  $P_h$  de l'huile hydraulique provenant du tracteur. La puissance a donc été calculée de la manière suivante :

$$N = P_h Q_h \quad (5.6)$$

Afin d'estimer l'efficacité énergétique de chaque configuration, nous avons également estimé les pertes de charge dues à l'introduction de la matière, suivant la méthode exposée dans le chapitre 2.

Les débits de semences de blé certifiées et les vitesses d'air testées ont été les mêmes pour toutes les configurations.

La séquence de mesures a été la suivante ; lorsque le doseur a été calibré, la soufflerie, puis le doseur ont été mis en route. En faisant varier la vitesse de rotation de la soufflerie par le débit de l'huile, nous avons cherché à obtenir une vitesse d'air conforme au protocole. Lorsque la vitesse d'air a été établie, nous avons procédé à la prise de mesures : pression et débit de l'huile, pertes de charge.

### **Méthodologie d'estimation de la pression**

La pression d'un fluide caractérise la réserve de l'énergie que le flux possède. Dans le cadre de nos études nous allons mesurer la pression statique, qui est la pression mesurée par un capteur qui se déplace dans le fluide à la même vitesse sans déformer le fluide, autrement dit dans les endroits où la vitesse relative de l'air est nulle. La prise de la pression est effectuée dans les endroits où l'écoulement est permanent, selon les préconisations de Lefèbvre (1986).

### **Méthodologie d'estimation des pertes de charges**

Les pertes de charge correspondent à la dissipation de l'énergie mécanique d'un fluide en mouvement pendant la déformation de flux (frottement, accidents de canalisation, changement de direction, présence des particules, etc...) (Idel'chik, 2005). Habituellement l'estimation des pertes de charges est effectuée en se fondant sur l'équation de Bernoulli, par la différence de pressions totales en amont et en aval d'une partie du circuit en question. Nous négligerons la pression hydrostatique, présente dans l'équation de Bernoulli, car dans le cas donné elle est trop faible :

$$\Delta P_{i-j} = \left( \sum P_{1i} + \sum \frac{1}{2} \rho v_{1i}^2 \right) - \left( \sum P_{2j} + \sum \frac{1}{2} \rho v_{2j}^2 \right) \quad (5.7)$$

Dans le cas du semoir pneumatique nous travaillons souvent avec les pertes singulières dans les accessoires. Elles sont essentiellement dues à la modification

géométrique de la conduite. Ces pertes peuvent se déterminer par calcul, mais à ce jour nous ne possédons pas des coefficients empiriques spécifiques aux semoirs. Comme il est communément admis et vérifié en pratique, les répartiteurs de semences et les injecteurs font objet de pertes élevées. Pour ceci nous allons définir le coefficient de pertes de charges pour l'accessoire donné en utilisant l'équation de Bernoulli :

$$\xi_{tot} = \frac{\Delta P_{i-j}}{0.5\rho v^2} \quad (5.8)$$

Puis, le coefficient est calculé comme le moyen des coefficients qui correspondent à plusieurs vitesses de l'air. Les résultats des mesures sont notés dans le tableau 5.1 pour l'injecteur et dans le tableau 5.2 pour la trémie pressurisée.

Afin de vérifier les modèles, le circuit a été équipé d'une vanne-guillotine juste avant le coude de répartiteur. Nous fermions progressivement la vanne pour augmenter la résistance totale du système (les pertes de charges), jusqu'aux limites des conditions de transport (fuites via la fenêtre de chargement, sédimentation de la matière). Ensuite, nous avons immédiatement mesuré la pression statique (qui est équivalente aux pertes instantanées du système) juste après la zone d'introduction. L'expérience a été répétée pour les vitesses de l'air de (26, 29, 32 m s<sup>-1</sup>) et le débit de matière de (360, 480, 620 m s<sup>-1</sup>).

#### 5.4.2 Comparaison énergétique

La comparaison énergétique des deux systèmes d'introduction de la matière a démontré que la trémie pressurisée est plus efficace.

Les pertes de charge dans la section du circuit désignent l'efficacité d'utilisation de l'énergie que le système a reçue. A partir des résultats des tableaux 5.1 et 5.2, alors que plus de 50-55% d'énergie fournie par la soufflerie sont irrémédiablement perdus au niveau de l'injecteur, le té de la trémie pressurisée consomme à peine 20% de l'énergie fournie. Cela signifie que les systèmes pressurisés apportent un gain d'énergie potentiel qui peut servir soit à la distribution de plus de matière, soit au transport à une distance plus importante.

Les pertes dans le té de la trémie pressurisée sont constituées de pertes linéaires dues au frottement et de pertes liées à l'accélération de la matière. Dans le cas de l'injecteur, il faut ajouter les pertes dues au rétrécissement d'écoulement dans le canal convergent, à

l'évasement dans le diffuseur, et les pertes dues à l'interaction de l'écoulement avec l'atmosphère au niveau de l'introduction.

La résistance totale du système qui limite le fonctionnement satisfaisant de l'injecteur est comprise entre 2,8 et 3,9kPa, ce qui confirme les données d'Astahov (2007). C'est-à-dire que le ressenti des constructeurs, perçu à tort comme un facteur limitant, n'est pas la largeur de travail, mais la résistance totale du système. Cependant, la limite du système pressurisé est supérieure à 14 kPa.

Les coefficients pouvant être utilisés pour des calculs de pertes de charge, ont des valeurs moyennes de :  $\xi_{\perp} = 0.03$  pour la trémie pressurisée et  $\xi_{><} = 0.13$  pour l'injecteur.

Concernant la consommation générale de puissance, le système pressurisé consomme nettement moins d'énergie au niveau de la soufflerie, pour créer les mêmes conditions du fonctionnement (en termes de vitesse d'air et de débit de matière). L'utilisation du système pressurisé permet d'économiser 12-30 kW d'énergie pour effectuer le même travail (Figure 5.7).

Nous nous sommes rendu compte que cette différence en puissance consommée est due à la compression de l'air dans le système avec l'injecteur. Nous avons remarqué que pour avoir la même vitesse d'air dans ce système, la vitesse de rotation de la soufflerie est plus élevée. Si nous excluons les fuites d'air à travers l'injecteur, et si nous tenons compte de la pression plus élevée, nous pouvons conclure sans équivoque, qu'il s'agit de la déformation de flux d'air et sa compression dans le cas avec l'injecteur. Ceci est encore une source des pertes.

Dans le tableau 5.3 nous avons évoqué les calculs de gain économique et de réduction des pollutions dues à l'utilisation du système pressurisé.

Pour réaliser ce calcul nous avons supposé qu'un semoir de 3 m de largeur, travaillant en France, économisera 10 kW d'énergie. Un autre semoir de 12 m de largeur travail fonctionnera en Ukraine. Les valeurs des surfaces travaillées ont été prises en moyennes sur la région. Les prix de carburants sont locaux (au 15-04-2015). Les taux des émissions des substances polluantes par des tracteurs sont issus de norme ISO 8178 C1 et de la directive 2005/13/CE.

L'utilisation des trémies pressurisées est d'autant plus intéressante que la largeur de travail augmente.

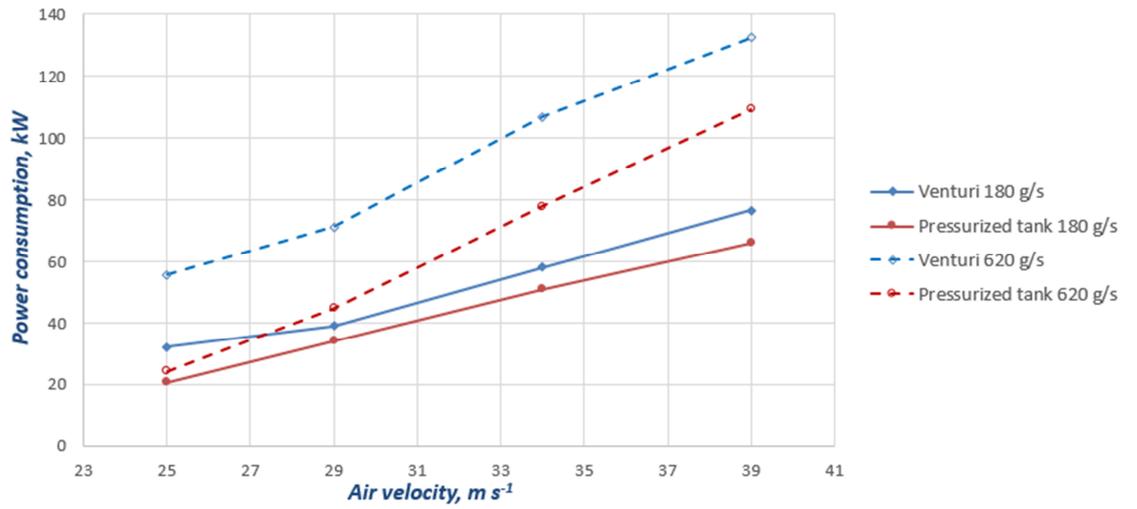


Figure 5.7. Evolution de la consommation énergétique en fonction de la vitesse d'air et du débit de matière pour les deux systèmes testés.

Tableau 5.1 Plan d'expériences pour l'injecteur.

$Q_m$ , Kg/s	$P_h$ , $10^5$ Pa	$Q_h$ , l/min	N, kW	$V_1$ , m/s	$P_{d1}$ , hPa	$P_{s1}$ , hPa	$P_{tot1}$ hPa	$V_2$ m/s	$P_{d2}$ , hPa	$P_{s2}$ , hPa	$P_{tot2}$ , hPa	dP, hPa	$\xi$	Ptot <sub>1</sub> /dP, 100%
180	31,80	60,60	32,12	27,20	4,44	37,20	41,64	25,00	3,75	14,70	18,45	23,19	0,10	55,69
	33,05	70,90	39,05	30,30	5,51	42,00	47,51	29,00	5,05	16,50	21,55	25,96	0,08	54,65
	38,39	90,60	57,97	35,40	7,52	55,00	62,52	34,00	6,94	19,80	26,74	35,78	0,08	57,24
	41,04	111,90	76,54	41,60	10,38	66,10	76,48	39,00	9,13	23,40	32,53	43,96	0,08	57,47
360	32,75	69,20	37,77	28,60	4,91	40,10	45,01	25,00	3,75	17,50	21,25	23,76	0,10	52,79
	33,69	74,00	41,55	31,60	5,99	44,10	50,09	29,00	5,05	18,20	23,25	26,85	0,08	53,59
	40,76	102,60	69,70	37,60	8,48	54,90	63,38	34,00	6,94	25,60	32,54	30,85	0,07	48,67
	44,20	121,30	89,36	40,90	10,04	77,60	87,64	39,00	9,13	28,00	37,13	50,51	0,09	57,64
480	33,86	76,80	43,34	30,40	5,54	45,60	51,14	25,00	3,75	22,00	25,75	25,39	0,11	49,65
	38,25	90,70	57,82	33,40	6,69	57,30	63,99	29,00	5,05	25,40	30,45	33,55	0,10	52,42
	46,23	119,80	92,31	40,70	9,94	67,00	76,94	34,00	6,94	32,00	38,94	38,00	0,09	49,39
	45,60	132,10	100,40	43,60	11,41	82,00	93,41	39,00	9,13	31,00	40,13	53,28	0,09	57,04
620	36,90	90,30	55,53	33,10	6,57	57,70	64,27	25,00	3,75	26,30	30,05	34,22	0,14	53,25
	41,63	102,50	71,12	35,30	7,48	67,80	75,28	29,00	5,05	29,50	34,55	40,73	0,13	54,11
	48,64	131,70	106,76	45,70	12,53	80,00	92,53	34,00	6,94	38,70	45,64	46,89	0,11	50,68
	53,43	148,50	132,24	47,20	13,37	85,20	98,57	39,00	9,13	39,00	48,13	50,44	0,09	51,17

Tableau 5.2 Plan d'expériences pour la trémie pressurisée.

$Q_m$ , Kg/s	$P_h$ , $10^5$ Pa	$Q_h$ , l/min	$N$ , kW	$V_1$ , m/s	$P_{d1}$ , hPa	$P_{s1}$ , hPa	$P_{tot1}$ , hPa	$V_2$ , m/s	$P_{d2}$ , hPa	$P_{s2}$ , hPa	$P_{tot2}$ , hPa	dP, hPa	$\xi$	$P_{tot1}/dP$ , 100%
180	24,4	51	20,74	26,40	4,18	20,90	25,08	25,00	3,75	18,40	22,15	2,93	0,01	11,69
	30,4	67,2	34,05	29,80	5,33	27,70	33,03	29,00	5,05	23,60	28,65	4,38	0,01	13,27
	34,2	89,5	51,02	43,20	11,20	38,10	49,30	34,00	6,94	34,50	41,44	7,86	0,02	15,95
	37,7	105,2	66,10	45,90	12,64	45,20	57,84	39,00	9,13	36,40	45,53	12,31	0,02	21,29
360	25,3	54,6	23,02	26,90	4,34	22,00	26,34	25,00	3,75	19,80	23,55	2,79	0,01	10,60
	31,8	71,8	38,05	34,10	6,98	33,40	40,38	29,00	5,05	30,20	35,25	5,13	0,02	12,71
	35,2	100,6	59,02	45,70	12,53	43,40	55,93	34,00	6,94	39,10	46,04	9,89	0,02	17,69
	38,95	113,6	73,75	48,40	14,06	48,20	62,26	39,00	9,13	41,50	50,63	11,63	0,02	18,68
480	26,83	52,4	23,43	27,40	4,50	24,80	29,30	25,00	3,75	22,50	26,25	3,05	0,01	10,42
	33,1	74	40,82	32,80	6,46	35,20	41,66	29,00	5,05	29,40	34,45	7,21	0,02	17,31
	36,3	113,3	68,55	41,30	10,23	45,10	55,33	34,00	6,94	36,20	43,14	12,20	0,03	22,04
	41,65	117,4	81,50	49,60	14,76	56,60	71,36	39,00	9,13	47,80	56,93	14,43	0,02	20,23
620	27,1	53,6	24,21	28,20	4,77	27,70	32,47	25,00	3,75	24,80	28,55	3,92	0,02	12,08
	34,4	78	44,72	31,60	5,99	37,20	43,19	29,00	5,05	30,10	35,15	8,05	0,02	18,63
	38,6	120,9	77,78	48,90	14,35	51,50	65,85	34,00	6,94	45,10	52,04	13,81	0,03	20,97
	44,2	148,3	109,25	54,70	17,95	58,90	76,85	39,00	9,13	50,60	59,73	17,13	0,03	22,28

<b>Le gain économique saisonnier</b>			
Intervalle de la consommation énergétique, kW	20	108	⊥
	30	137	><
Différence, kW	10	29	
Largeur de travail, m	3	12	
Consommation spécifique, g/(kWh)	200	240	
Consommation horaire, kg/h	2	6,96	
Surface travaillée saisonnière, ha	<b>200</b>	<b>5000</b>	
Nombre d'heures de travail saisonnier, h	<b>57</b>	<b>515</b>	
Economie de gasoil par saison, kg	114	3584,4	
Economie de gasoil par saison, l	133	4168	
Prix local du gasoil, €/l	0,8	0,92	
Economie financière, €	<b>106</b>	<b>3834,5</b>	
<b>Réduction des pollutions saisonnières (ISO 8178-1:2006 )</b>			
Particules fines (PF), kg	1,3	1,3	
Oxydes d'azote (NO <sub>x</sub> ) et hydrocarbures non brûlés (HC), kg	35,75	35,75	
Monoxyde de carbone (CO), kg	22,75	22,75	
Emission de gaz carbonique (CO <sub>2</sub> ), kg	329,745	11128,56	
Dioxyde de soufre (SO <sub>2</sub> ), kg	0,988	33,344	
Economie d'air, kg	1815,45	61269,6	

Tableau 5.3 Comparatifs énergétique et environnemental des deux systèmes testés.

#### 5.4.3 Influence du type de système sur l'étalonnage du dosage

La précision et la régularité du dosage sont les exigences les plus importantes pour un matériel de semis. Les systèmes à injecteur, ainsi que les systèmes pressurisés, sont généralement équipés d'une cannelure (rarement de vis ou de doseur à bandes). Avec la cannelure, le débit de la matière peut se régler de trois manières : la variation de vitesse de rotation, l'ouverture et le changement de cannelure (ou ergot).

Après chaque point de donnée (chaque mesure est répétée 3 fois), le meilleur modèle statistique pour chaque configuration de chargement est déterminé en utilisant un fichier MS Excel. Pour le système à pressurisation, le modèle de régression linéaire est le plus adapté, permettant d'obtenir un coefficient de corrélation de 0,997. Quant au système

Venturi, le modèle polynomial régressif de 2<sup>nd</sup> ordre est celui qui fournit la meilleure relation, avec un coefficient de corrélation de 0,991.

La figure (5.9) nous montre que dans les deux cas, le débit de matière évolue bien proportionnellement à la vitesse de rotation jusqu'à 90-100 tr/min. En revanche, dans le cas de l'injecteur, nous avons observé un ralentissement de l'évolution du débit, jusqu'à 180 tr/min. Puis nous observons une régression. Le système pressurisé donne un caractère bien linéaire à l'évolution du débit de matière pour toutes les vitesses de rotation. Une vitesse de rotation inférieure à 50 tr/min ne peut satisfaire les besoins agronomiques en termes de régularité de dosage, à cause de l'effet de paquet très prononcé.

Le fonctionnement du doseur conventionnel est bien détaillé dans (Zaïka, 2002). Le remplissage des alvéoles se fait dans la partie haute (1), où les graines s'écoulent naturellement sous l'effet de la gravité. Ensuite, la matière est transportée dans la partie basse du doseur, où les particules qui se trouvent dans les alvéoles (2) interagissent avec des graines à côté (3), en râtelant les dernières (figure 5.8, b). C'est la couche agitée. Le courant de la matière sortant du doseur est donc constitué par des particules ramenées immédiatement par des alvéoles et par des particules issues de la couche agitée. Le vidage des alvéoles passe par la gravité. L'augmentation de la vitesse de rotation réduit le temps nécessaire pour qu'un volume de particules puisse remplir l'alvéole. Les alvéoles ne sont donc pas remplies complètement, ce qui amène une réduction du débit de matière. L'augmentation de l'accélération empêchera le vidage des alvéoles dans le temps imparti. Au cours de ce phénomène nous pouvons observer la détérioration des semences. Les particules restent dans les alvéoles, ce qui aggrave la diminution du débit.

Dans le cas d'un semoir pneumatique, l'augmentation du débit de matière mène à la croissance de la pression statique au niveau d'introduction. Donc l'air a tendance à s'échapper dans l'atmosphère au travers du doseur, empêchant les particules de vider les alvéoles.

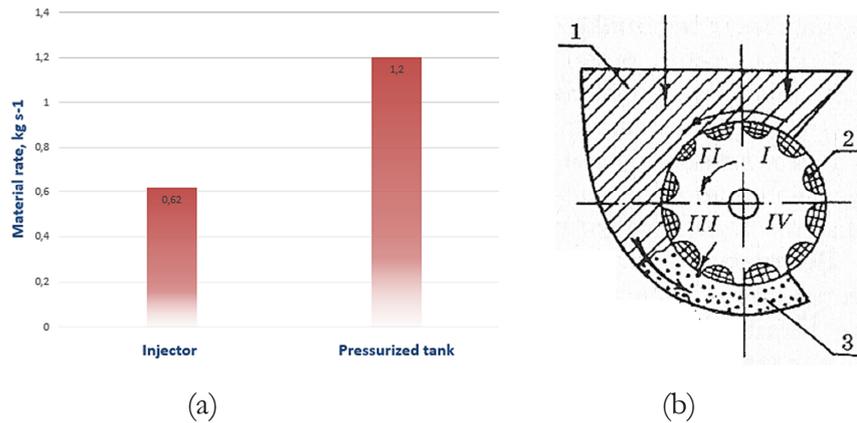


Figure (5.8). (a) Débit maximum possible en fonction de la configuration utilisée.  
 (b) Fonctionnement d'un doseur à cannelure (Photo : Voituk et al, (2004)).

Nous avons établi que les systèmes pressurisés ont une capacité de transfert, et donc un rendement, plus importants. Nous avons obtenu le débit de matière de 1,2 kg/s pour la trémie pressurisée contre 0,62 kg/s pour l'injecteur (figure 5.8, a). Le volume de cannelure du doseur restait le même. Le débordement de l'injecteur est arrivé déjà à 0.52 kg/s, sachant que la limite du système pressurisé n'a pas pu être atteinte, la limite du doseur étant arrivée plus tôt (figure 5.9).

Pendant le test du système pressurisé, nous nous sommes rendus compte que les éléments du circuit pneumatique ont tendance à accumuler l'électricité statique, due au mouvement (et donc au frottement) d'air plus intensif.

Les valeurs de pression prises dans les différents points de la trémie restent équivalentes à la pression dans la conduite, peu importe le régime de fonctionnement, ce qui confirme la justesse de l'équation (5.5).

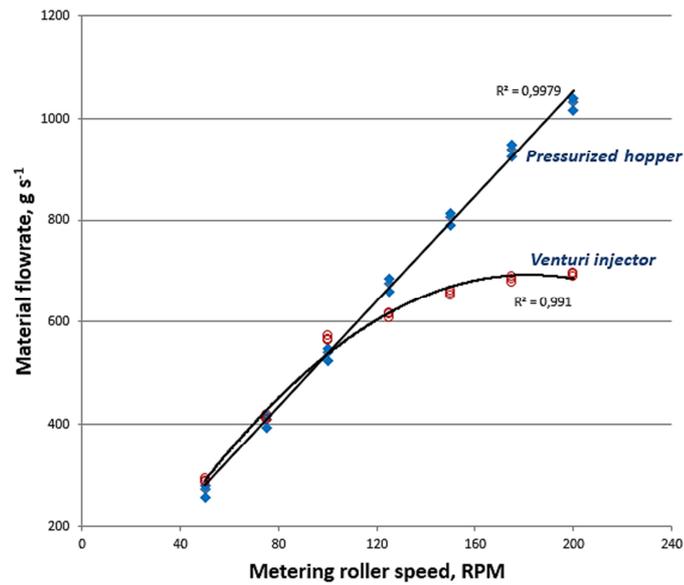


Figure 5.9 Evolution du débit de matière en fonction de la vitesse de rotation de la cannelure du doseur.

#### 5.4.4 Conclusion

Nous venons de voir dans ce chapitre le processus de fonctionnement des systèmes « injecteur » et « trémie pressurisée », ainsi que le contexte dans lequel s'est réalisée cette étude. La mise en place du banc d'essais des systèmes de distribution nous a permis d'étudier les deux aspects prépondérants d'introduction de la matière dans une conduite en refoulement : l'aspect énergétique d'une part et la précision du dosage d'autre part.

Nous avons démontré expérimentalement que les systèmes pressurisés sont plus avantageux d'un point de vue énergétique, économique et écologique. Nous voyons une seule contrainte, qui peut faire obstacle à l'application large de ses systèmes : leur coût. Or, ceci peut se résoudre par l'utilisation de composants standards.

## Conclusion générale

---

Dans le contexte du développement d'une agriculture durable, il est nécessaire d'optimiser le coût énergétique des opérations agricoles tout en garantissant des temps de travaux courts ainsi que la qualité des opérations réalisées. Dans ce contexte Nous avons rempli les deux objectifs de la thèse, à savoir : réaliser l'optimisation énergétique des systèmes principaux des semoirs pneumatiques et concevoir une méthode de conception de leurs circuits pneumatiques.

La modélisation mathématique de la manœuvrabilité, par l'adoption des éléments du secteur automobile, a été effectuée. Le modèle a été testé sous Matlab ce qui a démontré l'opérationnalité du modèle par les équipements informatiques (un ordinateur de bord du tracteur) en termes de loi de commande ou d'automatisation éventuelle. Ceci a permis à une valorisation lors d'une communication dans une conférence internationale et le dépôt d'un brevet d'invention, permettant, à terme, une éventuelle industrialisation.

La validation expérimentale de la modélisation mathématique sur le terrain a été effectuée. Nous avons démontré l'opérationnalité du modèle par les équipements informatiques (un ordinateur de bord du tracteur) en termes de loi de commande ou d'automatisation éventuelle. Ceci a donné une suite à l'amélioration du modèle. Les futures travaux peuvent dès lors se focaliser sur les différents axes, notamment : le retour sur la modélisation fondamentale, en essayant introduire l'interaction avec le sol, la validation expérimentale avec la suivie des trajectoires programmés et le développement du système de demi-tour automatisé.

En ce qui concerne le choix de la configuration d'un semoir de grande largeur de travail (dites « trémie avant » et « trémie arrière ») c'est la configuration « trémie arrière » qui a été considérée comme la plus maniable et qui convient mieux aux besoins des utilisateurs.

Nous avons proposé une méthode de conception d'un système de transport pneumatique des semences tenant compte de l'aspect énergétique. La conception d'un système de transport pneumatique se fonde sur la définition des pertes de charges et le choix de la soufflerie en fonction de la matière à transporter. Etant donné les conditions du transport pneumatique dans l'industrie (généralement agroalimentaire ou les systèmes de ventilation), les méthodes classiques de conception de ces systèmes exposés largement dans la littérature ne sont pas adaptées pour les semoirs. Cela concerne notamment la concentration du transport et la vitesse de transport, qui sont à poser au début des calculs.

Dans ce cadre, la définition expérimentale de la concentration et la vitesse minimale de transport a été effectuée. Cela permet d'obtenir les valeurs optimales de la concentration et de la vitesse applicables sur les semoirs agricoles, permettant aussi leur réglage. Egalement la question du choix de diamètre a été abordée. Ceci a donné suite à une communication dans la conférence internationale et à une publication dans une revue scientifique.

Les travaux dans l'avenir doivent se diriger vers le développement du système automatisé du contrôle et la régulation du débit air et matière, en se fondant sur nos données expérimentales, ayant pour but d'optimiser la consommation énergétique. Les deux idées d'automatisation ont données la suite aux deux brevets.

L'étude de l'influence de la géométrie des conditions de fonctionnement sur l'homogénéité de répartition des semences est accomplie. Nous avons testé l'influence de la vitesse d'air et du débit de matière, influence du type de coude, influence de la mise en place d'éléments-guides et des cônes de centrage, influence de la structure et de la hauteur de la colonne, influence de la mise en place de déflecteurs coniques, influence du bouchage de sorties sur la régularité de répartition, influence de différences des longueurs des conduites de sortie, influence de l'étanchéité de répartiteur, influence de l'inclinaison de la colonne. Nous avons déterminé les causes de l'hétérogénéité de répartition, ainsi que proposé les argumentations physiques et la modélisation explicative des phénomènes observés. Les résultats obtenus ont été valorisés ou soumis (attendre les retours avant de mettre le bon terme) par une publication dans une revue scientifique. Au vu des résultats nous avons déposé une publication dans une revue scientifique internationale.

Il serait maintenant très intéressant de travailler sur la robustesse des répartiteurs, pour qu'ils résistent mieux aux conditions de fonctionnement variées.

L'introduction de la matière dans le circuit pneumatique constitue une partie des pertes énergétiques les plus importantes. Enfin, l'étude comparée de deux modes d'introduction de la matière dans le circuit pneumatiques, montre que les systèmes pressurisés sont beaucoup plus performantes de point de vue énergétique mais aussi en termes de la précision de dosage. Il a ainsi été démontré que le choix des trémies pressurisées, pour les semoirs de grandes tailles, était la solution « énergétique » la plus intéressante. Les résultats ont permis de soumettre une publication dans une revue scientifique internationale.

## Bibliographie

---

Abbena, E., Salamon, S., & Gray, A. (2006). Modern differential geometry of curves and surfaces with Mathematica. *CRC press*. 1016p.

ADF & SPCDB, (1993). Bourgault Air Seeder Pulses Seed Handling. Research Update 702. Prairie Agricultural Machinery Institute, Saskatchewan, Canada, 1993, 2p.

ADF & SPCDB, (1992). Air Seeder Damage to Pulses. Research Update 668. Prairie Agricultural Machinery Institute., Saskatchewan, Canada, 1992, 4p.

Agarwal, A. (2014). Dilute-phase pneumatic conveying: Instrumentation and Conveying Velocity. *Chemical Engineering*, 121(3), 54.

Agroinfo, (2015). Portail d'agriculture. Importation des semoirs dans la Fédération de la Russie en 2014-2015 (Импорт сеялок в РФ в 2014-2015 гг). *Consulté le 14 novembre 2015, en ligne sur*

<http://agroinfo.com/import-seyalok-v-rf-v-2014-2015-gg-1703201602/>

Allam, R. K. and E. H. Wiens. (1983). An investigation of air seeder component characteristics. Paper N° 82–1505, Prairie Agricultural Machinery Institute.

Allam, R. K. and Wiens, E. H. (1981). Air Seeder Testing, ASAE/CSAE Paper N°. 81-323, Prairie Agricultural Machinery Institute.

Allen, R. R. (1988). Performance of three wheat seeders in conservation tillage residue. *Applied Engineering in Agriculture*, 4(3), 191-196.

Andersson L., (2012) Method for controlling an agricultural implement, and agricultural implement WO 2014098749 A1 Väderstad-Verken Ab. 18-12-2012.

Astahov V.S. (2007). Mechanical and technological fundamentals of the air-seeding having a centralized feeding system. (Астахов В.С. Механико-технологические основы посева сельскохозяйственных культур сеялками с пневматическими системами группового дозирования: Дис. докт. техн. наук. Горки) D. of Science thesis. Gorki, Biélorussie, 377 p.

Atkins R.P., Maze R.C., Pickard A.S., Metzger B.K., (1992). "Special crops" metering of lupins through a pneumatic seeder". Prepared for: Alberta Agriculture Region One Special crops. Alberta Farm Machinery Research Centre, Edmonton, Alberta, Canada., February, 1992. (not referred in the text)

Baidakov, V.B. & Klumov A.S, 1979 Aerodynamics and flight dynamics of the aircraft (Байдаков, Клумов «Аэродинамика и динамика полета летательных аппаратов»). Moscow : Машиностроение. 344 p.

Bakhtiari, A. A., Navid, H., Mehri, J., & Bochtis, D. D. (2012). Optimal route planning of agricultural field operations using ant colony optimization. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 13(4).

Barsi B.B., Henry J, Popowich S., (1987). *Horizontally disposed apparatus for the random distribution of seeds and granular materials*. Morris Rod Weeder Company, Ltd. US4717289A1. 16-01-1987.

Beaujot, N., et Vennard, G. *Air seeder manifold apparatus*. U.S. Patent Application 14/355,824, 24 oct. 2012.

Benneweis, R. K., Bodie, C. D., Lang, F. G., & Memory, R. J. (1999). Air flow control for air seeders. U.S. Patent No. 5,996,516. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Bevly D. M. High speed, dead reckoning, and towed implement control for automatically steered farm tractors using GPS. PhD thesis, Stanford University, USA, 2001.

Binsirawanich P., (2011) Mass flow sensor development for an air seeding cart. M.Sc thesis. University of Saskatchewan.

Bjornson, B., & Klipfel, J. (2000). Farm equipment industry performance: past and future. *The International Food and Agribusiness Management Review*, 3(1), 71-84.

Bochtis D. and Sørensen C. (2009). The vehicle routing problem in field logistics part I, *Biosystems Engineering*, vol. 104, no. 4, pp. 447-457, 2009.

Bochtis D. D. & Vougioukas S. G. (2008). Minimising the non-working distance travelled by machines operating in a headland field pattern, *Biosystems engineering*, vol. 101, no. 1, pp. 1–12.

Boissonnat, J. D., Cérézo, A., Degtiariova-Kostova, E. V., Kostov, V. P., & Leblond, J. (1999). Shortest plane paths with bounded derivative of the curvature. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences-Series I-Mathematics*, 329(7), 613-618.

Boos F., Schickinger M., Klein F., Gotzen C. (2012). *Pneumatische Verteilmaschine*, Rauch Landmaschinenfabrik GmbH. EP2570016 B1, 22-09-2012.

Boothroyd R.G. (1971). *Flowing Gas-Solids Suspensions*, Chapman and Hall Ltd, London, UK.

Bouazara, M., Gosselin-Brisson, S., & Richard, M. J. (2007). Design of an active suspension control for a vehicle model using a genetic algorithm. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 31(3), 317-333.

Bourgault G. (1995) Multi compartement air seeder. *US 5,592,889* 2-06-1995.

Bourges, G., & Medina, M. (2012). Trayectoria de semillas en conductos horizontales en sembradoras air-drill. *Revista iberoamericana de ingeniería mecánica*, 16(1), 75-86.

Bourges, G., & Medina, M. (2012, July). Air-seeds flow analysis in a distributor head of an" air drill" seeder. In Ist International Symposium on CFD Applications in Agriculture 1008 (pp. 259-264).

Brossard JP. (2006). Dynamique du véhicule: Modélisation des systèmes complexes, PPUR presses polytechniques, Lausanne. 714 p.

Buzenkov G. M., et Ma S.A. (1976). Crop seeding machines. (Бузенков Г.М., Ма С.А. Машины для посева сельскохозяйственных культур. Машиностроение) Moscow, 270p.

CASE IH, 2006,. *Air drills, Air carts*. Brochure de produits. *CNH America LLC*. U.S.A, 2006.

Cariou C. (2012). Contribution à la commande de robot mobile poly-articulé à roues sur sol naturel. Thèse de doctorat, Université Blaise PASCAL-CLERMONT II.

Carrasco, M. (1993). CADD program for simulating turning vehicles. In *PROC 4 Int conf microcomput transp., asce, NEW YORK, NY(USA), 1993*, (pp. 843-854).

Cedra, C. (1993). Les matériels de travail du sol, semis et plantation, Tome 3, Lavoisier, Paris.

Degtiariova-Kostova, E., et Kostov, V. (1995). Suboptimal paths in a planar motion with bounded derivative of the curvature. *Comptes rendus de l'Académie des sciences. Série 1, Mathématique*, 321(11), 1441-1447.

Destoop, T. (1999). *Manutention pneumatique de produits en vrac*. Ed. Techniques Ingénieur.

Deza, M. M., & Deza, E. (2006). *Dictionary of distances*. Elsevier. 412p.

DLG. (2009) Amazonen-werke H. Dreyer GmbH & Co. KG. Anbau-Bestellkombination AD-P 303 Super/KG 3000/KW 580. Ablagequalität und Handhabung. DLG-Prüfbericht 5720F. Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft. Groß-Umstadt. Deutschland 6p.

Dreyer K. (2013). Amazone: Successful machinery over 130 years of company history. (Téléchargé de: [www.amazone.de](http://www.amazone.de)) AMAZONEN-WERKE H. Dreyer GmbH & Co. KG, D-49205 Hasbergen-Gaste, Germany

Dupriez, F., & Flodrops, J. P. (2000). Mesures locales de vitesse dans un fluide. Ed. Techniques Ingénieur.

Dzadzio A.M., Le transport pneumatique dans les entreprises d'agroalimentaire. (Дзядзю, А. М., & Кеммер, А. С. (1967). Пневматический транспорт на зерноперерабатывающих предприятиях. М.: Колос.). Kolos.

Edwards G., Bröchner T. 2011., A method for smoothed headland paths generation for agricultural vehicles. Poster Research Conference : *NJF seminar 441 Automation and System Technology in Plant Production*. Department of Engineering., Jun 2011., Herning, Denmark.

Erkert, T. W., Sessions, J., & Layton, R. D. (1989). A method for determining offtracking of multiple unit vehicle combinations. *International Journal of Forest Engineering*, 1(1).

Eskin, D., Leonenko, Y., & Vinogradov, O. (2004). Engineering model of dilute pneumatic conveying. *Journal of engineering mechanics*, 130(7), 794-799.

FAO, (2009). Organisation des Nations unies pour l'alimentation et l'agriculture. Comment nourrir le monde en 2050, consulté le 18 novembre 2012, en ligne sur [http://www.fao.org/fileadmin/templates/wsfs/docs/Issues\\_papers/Issues\\_papers\\_FR/Comment\\_nourrir\\_le\\_monde\\_en\\_2050.pdf](http://www.fao.org/fileadmin/templates/wsfs/docs/Issues_papers/Issues_papers_FR/Comment_nourrir_le_monde_en_2050.pdf)

FAOSTAT, (2012). *FAOSTAT Emissions Database*. [www.faostat.fao.org](http://www.faostat.fao.org), accès le 15 février 2013.

Fazekas, G. A. G. (1955). On the Kinematic Path of Semi-Trailers. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 22, 407-410.

Forrester, A. I. (2014). *Aircraft Aerodynamic Design: Geometry and Optimization*. John Wiley & Sons. 264p.

Fuessel, J. M., Anderson, K. A., Ochitwa, C. W., Barsi, B. B., & Grodecki, L. S. (2004). Product diverter valve and collector apparatus for air drill seeding system. *U.S. Patent No. 6,834,599*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Gay P. (2012). Automation and Robotics for precision agriculture: state of the art and perspectives. In: *Proceedings of the first international conference on robotics and associated high-technologies and equipment for agriculture. Applications of automated systems and robotics for crop protection in sustainable precision agriculture. (RHEA-2012)*. Pisa, Italy, September 19-21, 2012 pp. 127-141

Gierz, Ł., & Kęska, W. (2011). Badania laboratoryjne nad rozdziałem strumienia nasion w głowicy siewnika pneumatycznego. *Inżynieria Rolnicza*, 15, 117-125.

Gim G. and Nikraves P.E.. An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamics simulations. *International journal of vehicle design*, 12(1) :19-39, 1990.

Goodge, P., (2012). *Opportunity study for the wide width seed-drills*. Conférence interne, KUHN SA. Saverne, France.

Gorial B.Y., O'Callaghan J.R. (1990). *Aerodynamic properties of grain/straw materials*. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 46(4), 275-290

Gorlin, S.M (1970). *Aérodynamique expérimentale* (Горлин, С. М. Экспериментальная аэромеханика). Высш. школа Moscou.

Green O., Dochtis D.D., 2012 System for reducing compaction of soil, Brevet N° WO 2011/063814 A1., Denmark.

Gregor, D. W., & Ernst, D. A. (1999). *U.S. Patent Distribution manifold for air seeder No. 5,980,163*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Gregor, D. W. (1999). Tank pressurization system for air seeder. U.S. Patent No. 5,947,040. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Hall, K., & Zacharias, D. (2014). Commodity tank for air seeder U.S. Patent No. 8,672,173.

Hana S, Zhangb Q., B Nic B., Reidd J.F., A guidance directrix approach to vision-based vehicle guidance systems. *Computers and Electronics in Agriculture*, Volume 43, Issue 3, June 2004, Pages 179–195.

He J., Crolla D. A., Levesley M. C., Manning W. J. Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control. Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of automobile engineering, 220(10) :1401\_1421, 2006.

Heege, H. J., & Zähres, W. (1975). Pneumatische Saatgutzuteilung bei Sämaschinen. *Grundlagen der Landtechnik*, 25(4). 111-115 (*in German*).

Idelchik, I. E. (2005) *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3 edition, Jaico Publishing House.

INSEE, (2013). Institut national de la statistique et des études économiques. Changement climatique et énergies. Émissions de gaz à effet de serre par secteur, *consulté le 18 novembre 2012, en ligne sur*

<http://www.insee.fr/fr/ffc/dossiers/dev-durable/dev-durable-422.pdf>

Iofinov, S. 1984. Exploitation of tractor-machinery fleet. // Иофинов, С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка // С.А. Иофинов, Г.П. Лышко. -М.: Колос, 1984. 351с.

Ishikawa K (1985). A study on the prediction of characteristics of multiple rows distribution. Bulletin of the Faculty of Agriculture, Miyazaki University, Japan, 32(1), 141-147.

ISO, B., & STANDARD, B. (1983). ISO 7256-2:1984. Sowing equipment. Test methods -- Part 2: Seed drills for sowing in lines.

ISO, B., & STANDARD, B. (2009). ISO 8178-1:2006. Reciprocating internal combustion engines—Exhaust emission measurement.

- Hilton, J. E., & Cleary, P. W. (2011). The influence of particle shape on flow modes in pneumatic conveying. *Chemical Engineering Science*, 66(3), 231-240.
- Jat, R. A., Sahrawat, K. L., & Kassam, A. H. (2013). *Conservation agriculture: global prospects and challenges*. Cabi.
- Johnson, R. W. (Ed.). (1998). *Handbook of fluid dynamics*. Crc Press.
- Jorgenson, M. E. (1988). Gleanings 558-choosing the right seeding and fertilizing equipment. PAMI report, 558.
- Karayel, D., Wiesehoff, M., Özmerzi, A., & Müller, J. (2006). Laboratory measurement of seed drill seed spacing and velocity of fall of seeds using high-speed camera system. *Computers and Electronics in Agriculture*, 50(2), 89-96.
- Karkee, M., & Steward, B. L. (2010). Study of the open and closed loop characteristics of a tractor and a single axle towed implement system. *Journal of Terramechanics*, 47(6), 379-393.
- Klinzing, G. E., Rizk, F., Marcus, R., & Leung, L. S. (2011). *Pneumatic conveying of solids: a theoretical and practical approach* (Vol. 8). Springer Science & Business Media.
- Kolev, N. I., (2005). *Multiphase flow dynamics 2*. Germany: Springer, 363p.
- Kostov, V. P., & Degtiariova-Kostova, E. V. (1995). The planar motion with bounded derivative of the curvature and its suboptimal paths. *Acta Math. Univ. Comeniana*, 64(2), 185-226.
- Kuan, B., William, Y., & Solnordal, C. (2003). CFD simulation and experimental validation of dilute particulate turbulent flow in 90 duct bend. In Proceedings of the 3rd International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries (CSIRO'03).
- Kumar, V. J. F., & Durairaj, C. D. (2001). Influence of distributor head on the seed trajectory within the feeder plenum of an air drill. *International Agricultural Engineering Journal*, 10(3-4), 255-267.
- Kumar, V. J. F., & Durairaj, C. D. (2000). Influence of head geometry on the distributive performance of air-assisted seed drills. *Journal of agricultural engineering research*, 75(1), 81-95.
- Kunii, D., & Levenspiel, O. (2013). *Fluidization engineering*. Elsevier.
- Laín, S., & Sommerfeld, M. (2007). A study of the pneumatic conveying of non-spherical particles in a turbulent horizontal channel flow. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 24(4), 535-546.
- Lazarus, W. F. (2009). Machinery cost estimates. *University of Minnesota Extension, St. Paul*.

Le V. T. Coopération dans les systèmes multi-robots : contribution au maintien de la connectivité et à l'allocation dynamique des rôles. PhD thesis, Université de Caen, France, 2010.

Lee, L. K., & Ozers, G. (2004). Bulk fill delivery Venturi system. U.S. Patent No. 6,782,835. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Lefebvre, J. (1986) *Mesure des débits et des vitesses des fluides*. Masson (*in French*).

Levy, A., Mooney, T., Marjanovic, P., & Mason, D. J. (1997). A comparison of analytical and numerical models with experimental data for gas-solid flow through a straight pipe at different inclinations. *Powder Technology*, 93(3), 253-260.

Levy, A., & Kalman, H. (2001). Dilute-phase pneumatic conveying problems and solutions. *Handbook of Conveying and Handling of Particulate Solids*, 10, 303.

Li, H., & Tomita, Y. (2000) - Particle velocity and concentration characteristics in a horizontal dilute swirling flow pneumatic conveying. *Powder Technology*, 107(1), 144-152.

Liang, C., Grace, J. R., Shen, L., Yuan, G., Chen, X., & Zhao, C. (2015). Experimental investigation of pressure letdown flow characteristics in dense-phase pneumatic conveying at high pressure. *Powder Technology*, (277), 171-180.

Liu, W., Tollenaar, M., Stewart, G., & Deen, W. (2004). Impact of planter type, planting speed, and tillage on stand uniformity and yield of corn. *Agronomy journal*, 96(6), 1668-1672.

Luboushko, N.I, Uzbashev, V.A., Horugenko, V.E. (1984) Applying of the distribution system with the centralized feeding. (*Любушко Н.И., Юзбашев В.А., Хоруженко В.Е. и др. Применение высевальной системы с централизованным дозированием // Тракторы и сельхозмашины*). *Tractors and agricultural machines*. (6) 15-17 (*in Russian*).

Lysevsky, G. N. (1984) Procédée et les paramètres clef du système de distribution pneumatique des engrais minéraux. Thèse de doctorat. En russe. Gorki, URSS. 198p. (*Лысевский Г.Н. Рабочий процесс и основные параметры пневматической распределительной системы для высева минеральных удобрений: дис. канд. техн. наук. - Горки, 1984*).

Mahlstedt, J., & Heege, H. J. (1972). Die pneumatische Zuteilung von Getreide in Sämaschinen. *Grundlagen der Landtechnik*, vol. 22 (2). 33-38 (*in German*).

Maleki, M. R., Mouazen, A. M., De Ketelaere, B., & De Baerdemaeker, J. (2006). A new index for seed distribution uniformity evaluation of grain drills. *Biosystems engineering*, 94(3), 471-475.

Marenbon, A. (1951). Trailers and Semi-Trailers. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, 5(1), 158-174.

Marzougui, D., Chareyre, B., & Chauchat, J. (2015). Microscopic origins of shear stress in dense fluid–grain mixtures. *Granular Matter*, 17(3), 297-309.

McKay, M. E. (1979). *Performance Characteristics of Pneumatic Drills: Transverse Distribution*. University of Melbourne, Department of Civil Engineering.

Memory, R., & Atkins, R. (1990). Air seeding—the North American situation. In *Holm, FA, Hobin, BA, and Reed, WB Air Seeding'90. Proceedings of the International Symposium on Pneumatic Seeding for Soil Conservation Systems in Dryland Areas. University of Saskatchewan, Saskatoon, SK* (pp. 1-8).

Mezhericher, M., Brosh, T., & Levy, A. (2011). Modeling of particle pneumatic conveying using DEM and DPM methods. *Particulate Science and Technology*, 29(2), 197-208.

Michon, G. J., & Bouard, R. (1997). Une étude expérimentale de la réalisation de mélanges air-solide dans un injecteur de type venturi. *Powder technology*, 92(3), 259-269.

Millot, G. (2009). *Comprendre et réaliser les tests statistiques avec R: Manuel pour les débutants*. De Boeck Supérieur, 704p.

Mills, D. (2013). *Pneumatic conveying design guide*. Butterworth-Heinemann, 650p.

Mills, D., & Agarwal, V. K. (2009) *Pneumatic Conveying Systems: Design, Selection and Troubleshooting with Particular Reference to Pulverised Fuel Ash Bulk* (Ed 2), Vogel, 356 p.

Mittal, A., Mallick, S. S., & Wypych, P. W. (2014). An investigation into flow mode transition and pressure fluctuations for fluidized dense-phase pneumatic conveying of fine powders. *Particuology*, 16, 187-195.

Mkhinini, M., & Knani, J. (2012, March). A trajectory correction of an omnidirectional mobile robot. In *Electrotechnical Conference (MELECON), 2012 16th IEEE Mediterranean* (pp. 677-681). IEEE.

Nasonov V. A., (1983). Argumentation des paramètres des organes de dosage d'un semoir pneumatique à distribution centralisée. (*Насонов В.А. Обоснование процесса высева и параметров дозирующих рабочих органов широкозахватной зерновой сеялки с централизованной высевальной системой*). Thèse de doctorat. Glevaha, 283p.

Noack, P. O., Kammerbauer, B., & Schönfelder, M. (2010). *Path planning algorithms for a GPS based electronic tow bar*. In *Proceedings of the second international conference on machine control and guidance*. Bonn, Germany.

Noguchi N, Kise M, Ishii K, Terao H (2002) Field automation using robot tractor. In *Automation technology for off-road equipment, Proceedings of the 2002 Conference*, St. Joseph, MI: ASAE, pp239-245.

Norma, ISO 7256/2, (1984). *Sowing equipment-Test methods-Seed drills for sowing in lines*.

Oertel, H., Erhard, P., Asfaw, K., Etling, D., Muller, U., Riedel, U., ... & Warnatz, J. (2010). *Prandtl-essentials of fluid mechanics* (Vol. 158). Springer Science & Business Media.

Oksanen. T. Path planning algorithms for agricultural field machines. Helsinki University of technology, research report, 31, 2007.

Paltsev V.S., Dmitruk E.A., (1965). La vitesse minimum admissible pour le transport pneumatique des grains agricoles (Пальцев, В.С. Минимально-допустимая скорость воздуха при вертикальном пневмотранспорте зернопродуктов / В.С. Пальцев, Е.А. Дмитрук // Мукомольно-элеваторная промышленность. – 1965. – № 8.– С. 17).

Pedersen I. Wheel slip control in ABS brakes using gain scheduled optimal control with constraints. PhD thesis, Department of Engineering Cybernetics, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2003.

Piataev M.V. (2011). Distribution accuracy improvement of the vertical type divider heads for air assisted drills. (Пятаев М.В. Повышение равномерности распределения семян вертикальными распределителями пневматических зерновых сеялок. Дис. канд. техн. наук. Челябинск) PhD thesis. Chelyabinsk, Russia. 208 p.

Pippig, G. (1977). Dosieren von Saatgut-Luft-Gemischen in pneumatischen Drillmaschinen. *agrartechnik*, 27(12).

Pippig, G. (1978). Prallteilung von Saatgut-Luft-Gemischen in vertikalen und geneigten Förderleitungen mit kreisrundem Querschnitt. *agrartechnik*, 28(8).

Pogorely L.V. (1990). Amélioration de l'efficacité technologique des machines agricoles. // Погорельый Л.В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники / Погорельый Л.В. – К.: Техніка, 1990. – 176 с.

Poncelet, R., Memory, R. J., Kydd, H. D., Summach, M. B. (2001). *Conveyor tube and distributor header for air conveyor* U.S. Patent No. 6,290,433. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. 8 mai 2001.

Prairie Agricultural Machinery Institute (Canada). (1983). Leon S 45 Air Seeder. Research Update 297.

Prairie Agricultural Machinery Institute (Canada). (1992). Air Seeder Damage to Pulses. Research Update 668.

Prairie Agricultural Machinery Institute (Canada). (1993). Bourgault air seeder pulse seed handling. Research Update 702.

Prairie Agricultural Machinery Institute (Canada). (1997). Air Seeding Forage Crops. Research Update 733.

Razumov I.M., (1972) Fluidization and pneumatic conveying of bulk material (Разумов, И. М. (1972). Псевдоожигение и пневмотранспорт сыпучих материалов. М.: Химия). Moscow, Chimia.

Reid J F; Zhang Q; Noguchi N; Dickson M (2000). *Agricultural automatic guidance research in North America*. Computers and Electronics in Agriculture, 25, 155–167.

Roger, G. X. (1970). Agricultural distributing implement U.S. Patent No. 3,548,765.

Rutt K., (2011). Giving the plant exactly what it needs, *In: Profil*, Automne p.20-23.

Sahgal, S., Gupta, A. K., Bharadwaj, P., & Pradhan, P. M. (2013). Fabrication and Implementation of Venturi Feeder Device in Pneumatic Conveying System for Optimal Material Transfer. *International Journal of Science, Engineering and Technology Research*, 2(6), pp-1376.

Sanchez, L., Vasquez, N., Klinzing, G. E., & Dhodapkar, S. (2003). Characterization of bulk solids to assess dense phase pneumatic conveying. *Powder Technology*, 138(2), 93-117.

Schrock, M. D., & Regency, H. (2002). Extracting Machinery Management Information from GPS Data. Michigan, ASAE.

Segler, G. (1951). *Pneumatic grain conveying*. National Institute of Agricultural Engineering, Wrest Park-Silsoe, Bedfordshire.

Sengupta, T. K. (2014). *Theoretical and Computational Aerodynamics*. John Wiley & Sons. 516p.

Senneff, A. M., Leiran, B. G., & Reigeluth, K. A. (2012). U.S. Patent No. 8,131,432. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Senturov A.S. (1979). Process study and parameters reasoning of a centralized air-seeding. (Сентуров А.С. Исследование технологического процесса и обоснование рабочего органа распределения семян при пневматическом централизованном высеве. Канд. дисс., Горки). PhD thesis. Gorki, 210p.

Setia, G., Mallick, S. S., Pan, R., & Wypych, P. W. (2015). Modeling minimum transport boundary for fluidized dense-phase pneumatic conveying systems. *Powder Technology*, 277, 244-251.

Shaw, J.J., 2009., Resolución numérica completa de la Ecuación de la Clotoide. web page and Clothos constants calculation program. <http://javier.jimenezshaw.com>.

Shevirev L., (2004) Amélioration du dosage des semences des céréales d'un semoir avec la distribution centralisée. (Шевырев, Л. Ю. Совершенствование процесса дозирования семян зерновых культур сеялкой с централизованным высевом Текст.: ис. канд. тех. наук : 05.20.01. Ростов-на-Дону), Thèse de doctorat. Rostov sur Don, 2004.

Small, G. T., Baker, N. B., Stevens, E. J., Leuchovius, T., Gaardlos, T., & Bakkegard, M. (2008). Flexiseeder air assisted delivery and distribution module: An overview including technical specifications. *Flexi Technical Note*, 3.

Spaar, D., 2008. Crops: cultivation, harvesting and processing. (Зерновые культуры. Выращивание, уборка, доработка и использование. ООО «DLV АГРОДЕЛО»,) Moscow, Russia, 656 p.

Srivastava A.K., Goering C.E., Rohrbach R P., Buckmaster D.R., (2006) - Conveying of Agricultural Materials. Chapter 14. Engineering Principles of Agricultural Machines, 2nd ed., pg. 491-524 St. Joseph, Michigan: ASABE. (10.13031/2013.41476);

Stombaugh, T. S., Benson, E. R., & Hummel, J. W. (1999). Guidance control of agricultural vehicles at high field speeds. *Transactions of the ASAE*, 42(2), 537-544.

Svirishevsky, B.S. (1953). Exploitation of tractor-machinery fleet. // Иофинов, С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка // Свирищевский, Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Б.С. Свирищевский. М.: Сельхозгиз, 1953. - 660 с.

Takata, H. H. (1992). Venturi system for agricultural spreaders of solid particles. U.S. Patent No. 5,092,526. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Tow, P., Cooper, I., Partridge, I., & Birch, C. (Eds.). (2011). *Rainfed farming systems*. Springer Science & Business Media.

Uys, P. E., Els, P. S., & Thoreson, M. (2007). Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds. *Journal of Terramechanics*, 44(2), 163-175.

Vincenty, T. (April 1975a). "Direct and Inverse Solutions of Geodesics on the Ellipsoid with application of nested equations". *Survey Review*. XXIII (misprinted as XXII) (176): 88–93.

Vezirov, C., Atanasov, A., & Radeva, P. (2011). Simulation of simple headland turnings for mobile farm machinery. *Ecologica*, 18(62), 122-128.

Vilain M., (1997). *La production végétale*, Tome 2. Lavoisier, Paris, France. 449p.

Voituk D.G., (2004) *Machines agricoles*. (Войтюк, Д. Г., & Гаврилюк, Г. Р. (2004). Сільськогосподарські та меліоративні машини. К.: Вища освіта.) Kiev, Visha shkola.

Vougioukas S., Blackmore S., Nielsen J., Fountas S., (2006). A two-stage optimal motion planner for autonomous agricultural vehicles. *Precision Agriculture*, 7:361-377

Wang, Y. and Linnett, J. (1995). "Vehicle Kinematics and Its Application to Highway Design." *J. Transp. Eng.*, 121(1), 63–74.

Weiste, H. (2015). Die Entwicklung der pneumatischen Sätechnik. In: Frerichs, Ludger (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2014. Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, 2015. S. 1-11

Weiste, H. (2013) The ACCORD PNEUMATIC-System: From invention to worldwide application, Landwirtschaftsverlag GmbH, Münster-Hiltrup. Germany, 224p.

Wong J. Theory of ground vehicles. Wiley, ISBN 978-0-470-17038-0, 1993.

Wytych, P. W., & Yi, J. (2003). Minimum transport boundary for horizontal dense-phase pneumatic conveying of granular materials. *Powder Technology*, 129(1), 111-121.

Yatskul, A., Lemièrre, J-P., & Delion C. (2014). On an automated headland turn of wide width air seeders. *Second international conference on robotics and associated high-technologies and equipment for agriculture and forestry*. Madrid, Spain, 239-246.

Yatskul, A. I., & Lemièrre, J-P. (2014). Experimental determination of flow concentration for pneumatic conveying systems of air-seeders. *INMATEH-Agricultural Engineering*, 44(3).

Yi, J., Wytych, P. W., & Pan, R. (1998). Pneumatic Conveying-Minimum Conveying Velocity in Dilute-Phase Pneumatic Conveying. *Powder Handling and Processing*, 10(3), 255-262.

Zhang, Y., Lim, E. W. C., & Wang, C. H. (2007). Pneumatic transport of granular materials in an inclined conveying pipe: Comparison of computational fluid dynamics-discrete element method (CFD-DEM), electrical capacitance tomography (ECT), and particle image velocimetry (PIV) results. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 46(19), 6066-6083.

Zaika, P. M. (2002). Théorie des machines agricoles. Tome 1, partie 2. Machines de semis et de plantation. (Заїка, П. М. Теорія сільськогосподарських машин : навч. посіб. Т. 1. Ч. 2. Машина для сівби та садіння / П. М. Заїка ; М-во освіти і науки України, М-во аграр. політики України, ХДТУСГ. – Х. : Око). 451p.

Zakin Y. (1967). Applied theory of the articulated lorry. Monograph. // Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. – М.: Транспорт, 1967. – 252 с.

Zakin Y. (1986). Articulated lorry maneuverability. Monograph. // Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с.

Zuev, F.G., (1976). Pneumatic conveying on crop processing industries. (Зуев Ф.Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях.- М.: Колос). Moscow, 344p.

## Publications et valorisations

---

### Brevets :

P. POTIER, A.YATSKUL, J-P. LEMIERE. Attelage agricole avec un système de gestion et de guidage de manœuvres et procédé mis en œuvre par cet attelage. (Déposé 2015).  
A.YATSKUL, J-P. LEMIERE. Méthode d'anticipation de bouchage d'un circuit de distribution pneumatique de machine agricole. (Déposé 2016).

### Niveau A1 :

A.YATSKUL, J-P. LEMIERE. (2014). Experimental determination of flow concentration for pneumatic conveying systems of air-seeders. *INMATEH-Agricultural Engineering* 44 (3), 19-26.

### Niveau A1 (soumises) :

A. YATSKUL, J-P. LEMIERE. (Soumise en 2015). Influence of divider head functioning conditions and geometry on the seed's distribution accuracy of air-seeder. *Biosystems Engineering*, Elsevier.

A. YATSKUL, J-P. LEMIERE. (Soumise en 2016). Experimental optimization of the outlet pipe diameter for an air-seeder divider head. *Engineering in Agriculture, Environment and Food*.

### Conférences internationales :

A.YATSKUL, J-P. LEMIERE. & C. DELION. On an automated headland turn of wide width air seeders, *Second International Conference RHEA*, May 21-23, 2014, Madrid.

A.YATSKUL, J-P. LEMIERE. (Octobre, 2014). Experimental determination of flow concentration for pneumatic conveying systems of air-seeders. *In International symposium ISB-INMA-TEH-2014: Agricultural and mechanical engineering*, Bucharest, Romania. 2014.

### Conférences nationales :

A.YATSKUL, J-P. LEMIERE, F. COINTAULT. Exposé : « Modélisation d'un semoir pneumatique de grande largeur et prise en compte de la protection des sols ». *Forum des jeunes chercheurs*. Université de Franche-Comté, Besançon, 2014.

### Posters :

A.YATSKUL, J-P. LEMIERE, F. COINTAULT. Poster : « Intérêt et modélisation d'un semoir multi-semences : optimisation de la conception et de l'automatisation du système de dosage, transport et distribution en vue d'une réduction des intrants et de la préservation des sols ». *Forum des jeunes chercheurs*. Université de Bourgogne, Dijon, 2013.

A.YATSKUL, J-P. LEMIERE, (2014, July). Poster: Soil protection and features of wide width air-seeders design. *In International Conference of Agricultural Engineering AgEng 2014*, Zurich, Switzerland.