



Université Sidi Mohamed Ben Abdellah
Faculté des Sciences et Techniques de Fès
Département de Génie Industriel



Mémoire de Projet de fin d'étude

Préparé par

DIAGNE Moustapha

Pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat

Spécialité : Ingénierie en Mécatronique

Intitulé

Sujet du PFE : Etude technologique et économique d'un équipement de remplissage de liquide dans des bouteilles.

Lieu : INDUSTRY-PILOT.

Réf : /IMT17



Soutenu le 21 Juin 2017 devant le jury :

- Pr. M. RJEB (Encadrant FST)
- Mr. Ahmad MAHTAL (Encadrant Société)
- Pr. M. El Hammoumi (Examineur)
- Pr. H. KABBAJ (Examineur)

DEDICACES

Je dédie ce mémoire à tous ceux qui m'ont soutenu de près ou de loin pour l'accomplissement de ce travail, avec une mention particulière à ma famille à commencer par ma très chère maman dont je ne pourrai jamais trouver un moyen ni un mot pour la remercier suffisamment, mon papa adoré qui a toujours été source d'inspiration et de motivation pour moi. J'avoue être dans l'incapacité totale de leur rendre, comme il le faut, la monnaie de ce qu'ils ont fait pour moi. J'implore Allah Le Tout Puissant de les préserver, les protéger et de les rendre heureux ici-bas et dans l'autre monde comme ils m'ont élevé. Sans oublier mes biens aimés frères et sœurs dont je ne serais devenu, en partie, ce que je suis sans eux, ainsi que tous mes amis.

Remerciements

Ma profonde gratitude va vers nos Professeurs qui nous ont toujours accompagné durant ce cursus à commencer par le chef du département de Génie Industriel Pr. F. Ghadi le coordonnateur de la filière IMt Pr. L. HAMEDI, et tous les professeurs du département.

Une mention particulière à mon encadrant Pr. M. RJEB dont les efforts qu'il a déplorés n'ont pas passé inaperçu.

J'exprime également ma reconnaissance envers Mr. A. MAHTAL de m'avoir donné la chance de passer ce stage de projet de fin d'études au sein de son entreprise, et s'être montré ouvert et accueillant durant tout le stage.

Tous mes remerciements aux membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail.

Table des matières

Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Présentation générale & Pré-étude.....	2
1. Introduction	3
2. Présentation de l'entreprise	3
2.1. Historique	3
2.2. Structure hiérarchique de l'entreprise	4
2.3. Produits offerts	4
2.4. Cœur de métier et activités :	4
2.5. Cahier des charges initiales	5
3. Pré-étude.....	5
3.1. Le marché.....	5
3.2. Les technologies.....	6
3.2.1. Remplissage par pompes à engrenages	6
3.2.2. Le remplissage par pistons volumétriques.....	8
3.2.3. Le remplissage par gravité.....	10
3.3. Choix de la technologie.....	11
3.3.1. Méthodologie.....	11
3.3.2. Implémentation.....	12
4. Conclusions	14
Chapitre 2 : Etude conceptuelle.....	15
Introduction	16
1. Rappel des spécifications préliminaires :	16
2. Analyse et classement des besoins :	17
4. Analyse fonctionnelle.....	18
4.1. Recherche des fonctions :	18
4.2. Création de l'arbre fonctionnelle.....	21
4.3. La structure fonctionnelle.....	22
4.4. Configuration physique	24
4.5. Cahier des charges fonctionnelles	25
5. Conclusion.....	25
Chapitre 3.....	26
Introduction	27

1. Sous-système d'absorption/pompage du produit :	27
1.1. Le cylindre :.....	28
1.2. Les sources	39
1.3. Le système d'entraînement :.....	44
2. Le sous-système de contrôle.....	51
2.1. Contrôle de force/position par servo- distributeur proportionnel.....	51
2.2. Contrôle de force/position par vanne de pression électronique.....	54
2.3. Contrôle de force/position par distributeur électropneumatique standard piloté par PWM...	55
Conclusions	59
Conclusion générale	61
Références	63
ANNEXES	1

Liste des tableaux

Tableau 1: Matrice de Kepner-Treggoe pour le choix de la technologie de remplissage	14
Tableau 2: Extrait de la liste des besoins.....	17
Tableau 3: Fonctions déduites des besoins.....	19
Tableau 4: partie des fonctions retenues à partir des deux méthodes.....	21

Liste des figures

Figure 1: Organigramme INDUSTRY-PILOT	4
Figure 2: Schéma de principe du remplissage à pompes à engrenages	7
Figure 3: Schéma de principe du remplissage par piston volumétrique	8
Figure 4: Schéma de principe du remplissage par piston volumétrique avec vanne rotative	9
Figure 5: Schéma de principe de l'alternative au remplissage par piston volumétrique	9
Figure 6: Schéma de principe du remplissage par gravité	
Figure 7: Schéma de principe du remplissage par gravité (alternative dite <i>overflow filling</i>)	10
Figure 8: Critères d'assignation des notes pour la plage de viscosité	12
Figure 9: critère d'assignation des notes pour le coût	13
Figure 10: Démarche de l'étude conceptuelle	16
Figure 11: Diagramme de Kano des besoins [10]	17
Figure 12: Diagramme des affinités de besoin	18
Figure 13: Interactions machine-éléments de l'environnement	20
Figure 14: Interactions entre éléments de l'environnement à travers la machine	20
Figure 15: Arbre fonctionnelle	22
Figure 16: Vue générale de la structure fonctionnelle	23
Figure 17: Vue détaillée de la structure fonctionnelle	24
Figure 18: Première configuration physique	25
Figure 19: Configuration 1er concept pour $n=2$ et $m=1$	28
Figure 20: Profil de l'écoulement dans le cylindre	30
Figure 21: Configuration du 2ème concept	33
Figure 22: Coupe longitudinale de la partie conique	41
Figure 23: Considérations géométriques de la partie conique	42
Figure 24: Les deux configurations du vérin	45
Figure 25: Modèle de fixation au flambage	49
Figure 26: Schéma de principe d'un distributeur proportionnel avec centre fermé	51
Figure 27: Caractéristique en débit d'une servo- valve	52
Figure 28: Structure d'une servo- valve	52
Figure 29: Déplacement de la palette par le "moteur couple"	53
Figure 30: Déplacement du tiroir	53
Figure 31: Equilibre du tiroir à débit constant en fonction du courant i	54
Figure 32: Schéma de principe de la vanne de pression électronique	54
Figure 33: Distributeur 3/2 monostable à commande indirecte	55
Figure 34: Vérin double effet soumis à une charge	56
Figure 35: Circuit de puissance et de commande par PWM	56
Figure 36: Variation des rapports cycliques des distributeurs A et B en fonction du signal de consigne ...	57
Figure 37: Variations de la vitesse du piston en fonction du signal de consigne	57
Figure 38: Modèle Simscape du système d'actuation pneumatique	58
Figure 39: Courbes de réponses en termes de position du vérin pour $u=22\%$ et $u=100\%$	59

Liste des abréviations

BTP : Bâtiment et travaux publics

PDP : Processus de développement de produit

Pa.s : Pascal seconde, unité de la viscosité absolue

HMI : Interface Homme-machine (*Human-machine interface*)

PWM : Modulation de largeur d'impulsions (*Pulse width modulation*)

SAFE : Analyse séquentielle d'élément fonctionnelle (*Sequential Analysis of Functional element*)

NPS : Taille nominale de tuyau (*Nominal pipe size*)

DN : Diamètre Nominal

AISI : Institut américain d'acier et de Fer (*American Institute of Steel and Iron*)

Liste des symboles utilisés

n : Nombre de cylindres.

m : Nombre de têtes de remplissage.

c : La course.

c_{min} : La distance à parcourir par le piston d'un cylindre pour absorber 0.1 l (course minimale pour volume minimal).

c_{max} : distance à parcourir par le piston d'un cylindre pour absorber 5l (course maximale pour volume maximal).

E : module d'Young

Re : La limite élastique du matériau

D_i : Diamètre extérieur du cylindre i

d_i : Diamètre intérieur du cylindre i

e_i : Épaisseur

η : la viscosité

ρ : La masse volumique

V : Le volume

Q : Le débit volumique

A_i : La section

v : La vitesse

τ : Effort tangentielle

F : Force

σ : La contrainte

p : la pression

g : Accélération de la pesanteur

s : Coefficient de sécurité

Cy : La cylindrée

h : Hauteur

λ : L'élancement

$\bar{\lambda}$: L'élancement réduit

i_g : Rayon de giration

N : L'effort normale

l_f : Longueur de flambement

l : Longueur de la tige

I : Moment d'inertie d'une section

u : Signal de consigne

d_A : Rapport cyclique d'un distributeur A

d_B : Rapport cyclique d'un distributeur B

d_I : Rapport cyclique au point d'inflexion

Introduction générale

Le domaine de la conception et fabrication des équipements industriels est devenu très large et diversifié du fait d'une demande croissante en productivité qui sous-entend une transformation des tâches manuelles en tâches semi-automatisées ou automatisées. Cette augmentation des demandes est accompagnée d'une flambée d'entreprises militant dans ce domaine. On comprend dès lors que l'innovation, l'efficacité technologique et économique deviennent primordiales pour une entreprise voulant persister dans ce domaine. C'est dans ce contexte que vient s'insérer INDUSTRY-PILOT, un bureau d'études spécialisée dans la conception, la réalisation et l'installation d'équipements destinés aux domaines agricoles, agro-alimentaire, BTP etc.

IDUSTRY-PILOT travaille sur plusieurs projets de conception selon la demande du client, des projets nécessitant une étude technologique et économique complète avant sa mise en œuvre, parmi eux le projet de mise en œuvre d'une installation de machine de remplissage de liquides dans des bouteilles de capacité variées dont l'étude technologique nous a été demandée dans le cadre de ce projet de fin d'études.

Cette étude ayant pour objectif de mettre en évidence tous les aspects technologiques et économiques d'une machine de remplissage dont les caractéristiques sont spécifiées dans le cahier des charges, la méthodologie adoptée est inspirée par la démarche du PDP (processus de développement d'un produit) élaborée par le département de Génie Mécanique de l'université de Sherbrooke dans [1] et dont les trois premières phases son appliquées dans cette étude à savoir la pré-étude, l'étude conceptuelle et la conception préliminaire. Ce qui explique la structure et la succession des chapitres adoptée dans le document.

En effet, ce document est organisé en 3 chapitres. Dans le premier dénommé Présentation générale & Pré-étude, un bref survol de l'entreprise est effectué, en premier lieu, en passant par son historique, sa structure hiérarchique, les produits qu'il offre et son cœur de métier, avant d'entamer, en second lieu, une étude préliminaire sur les remplisseuses. Dans le deuxième chapitre dénommé Etude conceptuelle, une analyse fonctionnelle est effectuée pour pouvoir organiser l'étude mais aussi et surtout de développer une certaine perspicacité sur l'équipement à étudier. En fin, le chapitre 3 dénommé Génération des concepts est dédié à la recherche et confinement des concepts susceptibles de réaliser les fonctions de la machine, avant de boucler le rapport avec une conclusion générale

Chapitre 1 :

Présentation générale & Pré-étude

*L'art n'est pas la présentation d'une belle chose,
mais la belle présentation d'une chose.*

1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est double. D'une part, explorer l'entreprise dans laquelle ce projet de fin d'études est mené depuis sa création jusqu'à nos jours, sa structure, les produits offerts, son cœur de métier, ses activités ainsi qu'une présentation du cahier des charges initiales pour introduire l'étude qu'on va mener. D'autre part, se donner une idée sur l'équipement objet de l'étude à savoir les technologies susceptibles d'être utilisées, la familiarisation avec certaines spécifications techniques qu'ont des produits similaires et savoir la tendance en termes de coût des machines de remplissage et celui des composants jugés essentiels pour chaque technologie. Les résultats de cette recherche sont divisés en trois sections à savoir le marché, les technologies et la démarche suivie pour faire un choix de technologie de remplissage.

2. Présentation de l'entreprise

INDUSTRY PILOT est spécialisée dans l'ingénierie, la conception, la fabrication ou l'importation de l'équipement industriel et agricole, visant la résolution de tous problèmes de productivité, de logistique, manutention, sécurité, ergonomie et autres.

2.1. Historique

En 1992, l'entreprise dénommée SMMG spécialisée en usinage est fondée par Monsieur Ahmad MAHTAL ingénieur en conception et fabrication mécanique.

De 1992 à 2000, l'entreprise est devenue leader en matière de travaux d'usinage et de construction métallique, ce qui a fait d'elle le fabricant préféré des grandes entreprises telles que SAMIR, SNEP, SALAM GAZ.

En 2002, SMMG crée son propre bureau d'étude et commence la fabrication des équipements industriels comme des convoyeurs, les machines de levage, les machines automatisées etc.

En 2006, l'entreprise introduit la technologie d'usinage numérique avant d'être renommée INDUSTRY PILOT en 2013.

En 2014, l'entreprise INDUSTRY PILOT héritant d'un riche savoir-faire en matière de fabrication mécanique, construction métallique, se spécialise comme bureau d'étude de conception, proposant des solutions techniques, faisant également de la fabrication et du montage de tout équipements destinés à l'industries.

2.2. Structure hiérarchique de l'entreprise

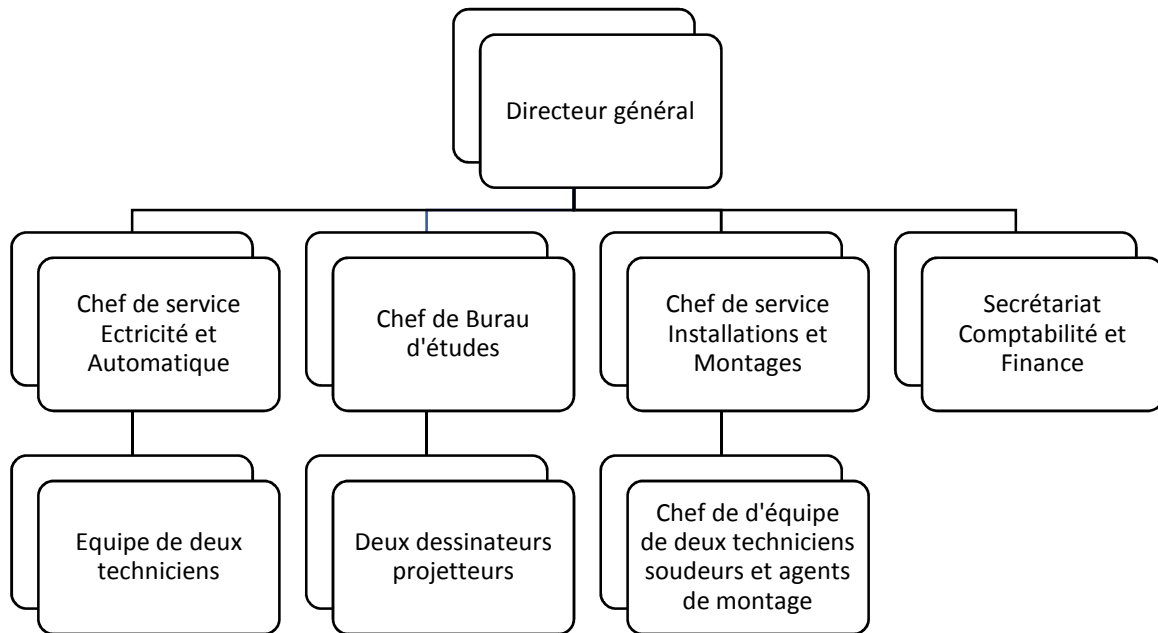


Figure 1: Organigramme INDUSTRY-PILOT

2.3. Produits offerts

Industry-pilot conçoit et réalise depuis 20 ans des équipements industriels et agricoles tels que des machines spéciales, convoyeurs, modules industriels, structures soudées, sous-ensembles automatisés, citernes, équipements agroalimentaires etc. Elle accompagne également ses clients tout au long de leurs projets d'installation, d'amélioration ou modification des installations de production.

2.4. Cœur de métier et activités :

- Conception, réalisation et mise en service de machines spéciales adaptées aux exigences du client.
- Irrigation : Conception, fabrication et fourniture de tous les systèmes et composants pour irrigation gouttes à gouttes et par aspersion : Filtres tout genre, stations de filtration à nettoyage manuel ou automatique, station de pompage...
- Ingénierie : Elle participe au développement durable de l'agriculture et de l'industrie agroalimentaire.
- Installation pour le BTP : INDUSTRY-PILOT collabore également avec les entreprises dans BTP (Bâtiment et travaux publics) afin de les aider à monter leurs projets de centrale

à béton ou d'unité de fabrication de Briques et de pavés. Elle accompagne ces entreprises depuis la naissance de l'idée jusqu'au démarrage de leur production et leur assurer un service après-vente adéquat.

➤ Energie solaire : Etude, calcul et fourniture avec installation de projets en énergie solaire, pour des fins diverses :

- Pompage d'eau
- Eau chaude
- Eclairage et alimentation d'appareils
- Climatisation et froid.
- Signalisation etc. ...

2.5. Cahier des charges initiales

On rappelle que l'objet de ce projet de fin d'études est l'étude technologique et économique d'un équipement de remplissage de liquide dans des bouteilles.

Il s'agit d'un appareil qui doit remplir tout liquide de viscosité inférieure ou égale à 10 Pa.s dans des conteneurs de différentes capacités variant entre 100ml et 5000ml. La quantité à remplir est programmée sur un automate programmable industriel interagissant avec une interface graphique tactile. Lorsque l'opérateur introduit une valeur, le système devra remplir des bouteilles ayant le même volume avec une tolérance de +/-1% jusqu'à ce que cette valeur soit modifiée.

Le travail demandé est de proposer une solution technologique pour réaliser un tel dispositif.

3. Pré-étude

3.1. Le marché

Quelques recherches effectuées sur le marché de la conception/construction des Equipements industrielles révèle une multitude d'entreprises militant dans le domaine et proposant une large gamme d'équipements dont ceux de remplissage. Il en existe, d'ailleurs, une grande diversité destinée à divers domaines tels que l'industrie chimique ou l'agroalimentaire. Dans cette phase nous avons répertorié un certain nombre de modèles de remplisseuses (voir annexe 1) dont on a analysé les spécifications et les technologies utilisées.

On a pu noter la diversité des équipements de remplissage dans le marché selon les types de substances qui leur sont destinées, en allant des plus visqueuses (pattes, crèmes etc.) aux liquides

à écoulement libre (huile, eau etc.), la gamme de remplissage pour laquelle ils opèrent allant de 0.05l à plus de 5 l. D'autre part, la plupart de ces équipements de remplissage ont en commun :

- Le fait d'être semi-automatique
- D'être munies de plusieurs "bouches" pour respecter la spécification en cadence
- L'utilisation d'un système d'actuation pneumatique (vérins)
- Une plage de pression d'opération entre 0.4 et 0.7 bar.

On remarque toutefois qu'aucune de ces machines ne remplit dans une plage de contenance aussi large et diversifiée (les volumes faibles de l'ordre de 0,1 l et les grands volumes de l'ordre de 5l) pour une gamme de liquides aussi diversifiée que le cahier des charges a demandée. Ce qui laisse penser que notre machine aura bel et bien sa place dans le marché.

Les équipements pouvant remplir des contenances atteignant les 5l ont généralement des prix variant entre 1000 euros et 1500 euros, nous donnant ainsi la fourchette de prix du dispositif objet de notre étude. [2]

3.2. Les technologies

Les technologies utilisées pour le remplissage sont nombreuses et variées, on se contentera de citer les plus répandues. A savoir le remplissage par pompes à engrenages, par pistons volumétriques, sous pression et par gravité.

3.2.1. Remplissage par pompes à engrenages

3.2.1.1. Le principe

Cette méthode consiste à remplir un emballage en utilisant une pompe à engrenages munie d'une unité de contrôle (figure 2). Elle présente l'avantage d'être adaptée presque pour toute gamme de contenances ainsi que pour tout type de produits allant des liquides semblables à l'eau aux produits visqueux. Le type de pompe qui lui est associée présente également l'avantage d'être robuste, offrant un amorçage automatique en fonctionnement normale et un rendement élevé. [3]

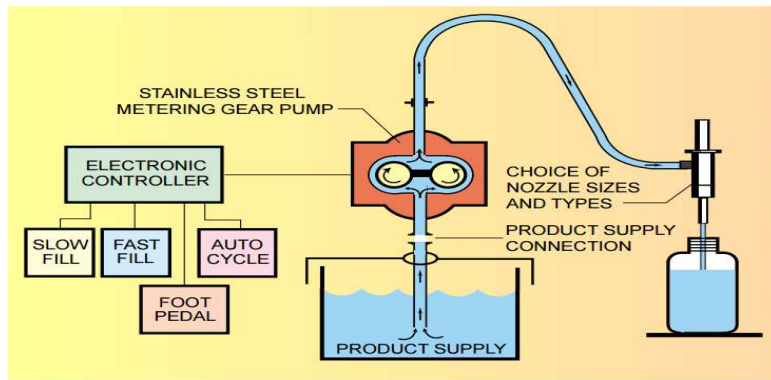


Figure 2: Schéma de principe du remplissage à pompes à engrenages

3.2.1.2. Les éléments

Les éléments principaux de cette méthode de remplissage se résument à la pompe en engranges et son système d'entraînement, les éléments pour le contrôle de débit et le système de mesure.

- La pompe à engrenages et son système d'entraînement

Les pompes à engrenages sont de principe simple. Elles sont compactes, économiques, et donc très répandues pour des applications dont la pression maximale reste inférieure à 200 bars. Les plus répandues sont les pompes à engrenage extérieur. Ces pompes comprennent 2 pignons identiques en rotation à l'intérieur d'un carter muni d'un orifice d'entrée et d'un orifice de sortie. Le volume de fluide compris entre les dents des pignons et le carter est déplacé lors de la rotation des pignons de l'entrée vers la sortie.

Les systèmes d'entraînement qui sont le plus souvent utilisés pour les pompes sont les moteurs électriques ou les moteurs à combustion interne. Les systèmes d'entraînement électriques offrent une facilité de control de la vitesse dont l'un de ses principaux avantages est le control du débit du fait que les pompes volumétriques à cylindrée fixe, en générale, varie d'une façon linéaire en fonction de la vitesse de rotation. Généralement, lorsqu'un système d'entraînement électrique est adopté, il s'agit le plus souvent d'un moteur asynchrone du fait de leur variété et de leur faible coût. Toutefois, les constructeurs fournissent les pompes à engrenages avec leur propre moteur, d'où la nécessité de prendre en compte lors du choix de la pompe, du type de control à adopter.

- La régulation débit

Plusieurs types de régulation de débit existent pour les pompes à engrenages, on peut citer : La régulation débit par laminage, la régulation par bypasse ou alors la régulation par variation de vitesse. Cette dernière technique s'avère la plus efficace mais fait appel à des composants supplémentaires tels que les variateurs de vitesse.

- Système de mesure

Les moyens de mesure qui peuvent être utilisés sont divers. On peut compter le débitmètre volumique, le débitmètre massique, la mesure pondérale (avec capteur de poids), et lorsque le liquide à manipuler est de viscosité très grande des moyens tels que le compteur de roues dentées et compteur de roues ovales ou le débitmètre à induction magnétique sont utilisés. [4]

3.2.2. Le remplissage par pistons volumétriques

3.2.2.1. Le principe

Dans ce type de remplissage, un piston volumétrique est utilisé qui, par une dépression créée pendant sa course vers le point mort bas, admet le produit dans le cylindre, puis le refoule lors de la phase de remplissage proprement dit (course vers le point mort haut) (figure 3). Le volume de produit aspiré est limité en variant la course du piston. Il en existe deux variantes : piston volumétrique à clapet anti retour et celui à vanne rotative (figure 4). Le premier est muni de deux clapets anti-retour s'ouvrant alternativement pendant les courses du piston selon l'aspiration ou le refoulement. Son principal avantage est le fait qu'il peut s'auto-amorcer et tirer le produit directement du réservoir source sans faire intervenir une pompe. Il est plus adapté aux liquides à écoulement libre et peut atteindre une précision de $\pm 0.5\%$. Quant au remplisseur à vanne rotative, son concept est tel qu'une trémie préalablement remplie communique le produit au piston, durant sa course vers le point mort bas via la vanne rotative assurant en même temps la fermeture de la buse. La vanne va ensuite rototer à 90° afin d'établir la communication entre le piston et la buse dans la phase de remplissage comme le montre la figure 4.

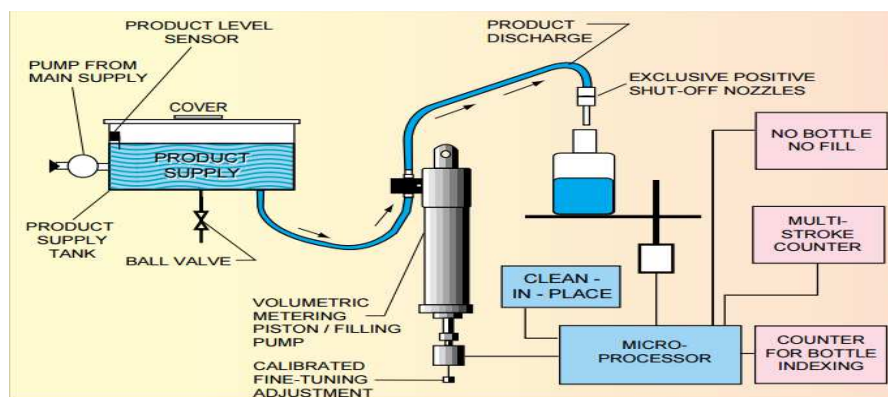


Figure 3: Schéma de principe du remplissage par piston volumétrique

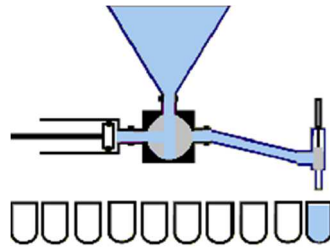


Figure 4: Schéma de principe du remplissage par piston volumétrique avec vanne rotative

L'inconvénient majeur du type de pompe utilisé dans cette installation est l'irrégularité du débit qu'elle fournit. [3]

Toujours dans cette même technique, on note une alternative qui, selon les constructeurs, s'avère beaucoup plus efficace et beaucoup plus précis, au point que le même équipement peut être adapté à presque toutes les gammes de conteneur et tout type de produit. Ce modèle utilise, au lieu d'un piston volumétrique, une autre pompe à déplacement positif (pompe à engrenages ou à lobes le plus souvent) commandée par un servomoteur et dont la quantité remplie est strictement contrôlée d'une manière entièrement électronique (figure 5). [5]

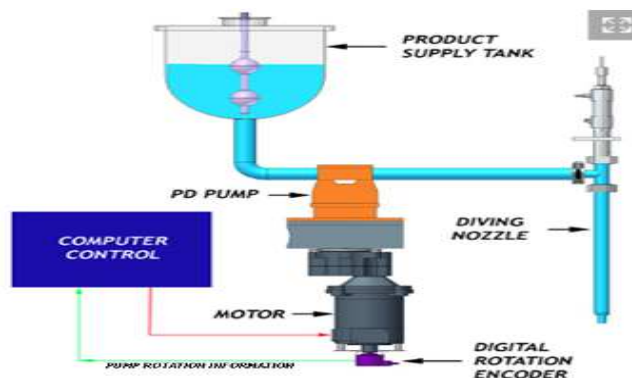


Figure 5: Schéma de principe de l'alternative au remplissage par piston volumétrique

3.2.2.2. Les éléments

Les composants dans cette méthode se résument principalement à une pompe à piston classique, son système d'entraînement, la tuyauterie, un mécanisme d'orientation de l'écoulement et éventuellement une trémie à partir de laquelle le produit est puisé.

- La pompe à piston et son mécanisme d'entraînement

Il s'agit d'un dispositif cylindre-piston généralement entraîné par un vérin pneumatique. Il est relativement simple à utiliser et l'un de ses avantages majeurs (les pompes volumétriques en générale) est qu'elle peut fournir un débit qui ne dépend presque pas de la pression d'opération, et que le débit peut être réglé en jouant à la fois sur la course du piston et sur sa fréquence.

Dans la dernière alternative, une pompe à déplacement positif (pompe volumétrique) autre que le piston, accompagnée d'un servomoteur est nécessaire.

- La tuyauterie

Il est principalement composé d'un tuyau d'aspiration connectant la source principale au dispositif cylindre-piston, d'un tuyau de décharge (buse dans notre cas) reliant le dispositif cylindre-piston au conteneur final.

- Mécanisme d'orientation de l'écoulement

Il s'agit des soupapes d'aspiration et de refoulement qui oriente l'écoulement selon l'aspiration ou la décharge, à savoir un clapet anti retour ou une vanne rotative et un réservoir ou une trémie selon l'alternative utilisée (clapet anti-retour ou vanne rotative).

3.2.3. Le remplissage par gravité

3.2.3.1. Le principe

Dans ce type de remplissage (figure 6), un réservoir est placé au-dessus de l'emballage permettant l'écoulement libre du produit vers celui-ci. L'ouverture et la fermeture sont contrôlées par une unité de contrôle électronique selon le niveau souhaité. On comprend dès lors qu'il est adapté aux produits à écoulement libre comme les boissons, les détergents, l'huile etc. [3]

Il existe une autre alternative à ce type (dit *overflow filling*) (figure7) utilisant un réservoir intermédiaire servant non seulement de source au réservoir haut à partir duquel le produit gravite, mais aussi de circuit de retour au produit une fois le conteneur final est rempli à un niveau prédéterminé. Parfois une pompe à vide est adjointe à l'installation pour éviter l'égouttage après remplissage. Elle est adaptée également aux produits à écoulement libre, à ceux de faible viscosité et aux produits mousseux. [6]

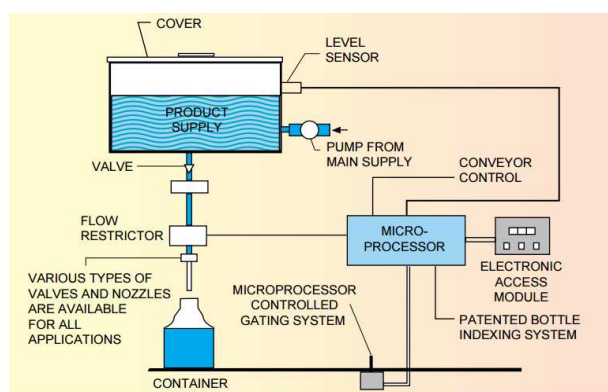


Figure 6: Schéma de principe du remplissage par gravité

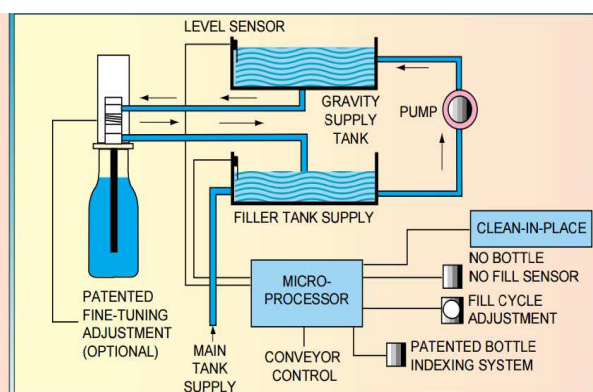


Figure 7: Schéma de principe du remplissage par gravité (alternative dite *overflow filling*)

Ces types d'installations sont très souvent utilisées dans les grandes industries pour le remplissage des boissons non gazeuses et de l'eau.

3.2.3.2. *Les éléments*

Les éléments principaux pour cette méthode de remplissage sont le réservoir, la pompe et l'unité de contrôle du niveau.

- Les réservoirs

Le dispositif à partir duquel le produit gravite. Selon l'alternative adoptée, il peut être nécessaire d'utiliser jusqu'à deux réservoirs.

- La pompe

Il peut s'agir d'une pompe centrifuge vue que le liquide manipulé est de viscosité assez faible, ou une pompe à engrenage de qualité modeste. C'est le moyen par lequel réservoir est approvisionné à partir d'une source principale de hauteur basse.

- L'unité de contrôle du niveau

Un mécanisme de contrôle du niveau est nécessaire pour commander l'ouverture ou la fermeture de la tête de remplissage et éventuellement un mécanisme permettant le retour de la quantité excédante lorsque la deuxième alternative est utilisée.

3.3. Choix de la technologie

3.3.1. Méthodologie

La méthode que l'on va adopter pour le choix préliminaire de la technologie de remplissage est celle de Kepner-Treggoe. Il s'agit d'une méthodologie structurée de rassembler des informations, les prioriser et les évaluer. Elle a été développée dans les années soixante par Charles H. Kepner et Benjamin B. Treggoe. C'est une méthode rationnelle et répondu dans les cercles du business management.

L'idée de cette méthode n'est pas de trouver une solution parfaite, mais plutôt la meilleure solution possible pour assurer un résultat avec des conséquences négatives minimales. Elle est commercialisée comme une manière impartiale de prise de décisions et par conséquent limiter préjugés conscients et inconscients qui attirent l'attention du décideur. [7]

Dans le contexte de notre étude, on utilise la partie Analyse de Décision dans sa manière simplifiée qui utilise une procédure mathématique pour prendre une décision ou faire un choix. Les quatre étapes impliquées sont :

- 1-Etablir les critères de décision (Besoins et désirs), ce qui est essentielle et ce qui est désirable
- 2- Etablir des poids pour chaque critère (sur une échelle de 1 à 10 selon l'importance de chaque critère)
- 3- Evaluer les alternatives selon les critères établies : Donner des points (toujours selon une échelle de 1 à 10 selon le degré de satisfaction de l'exigence)
- 4- Etablir des rangs sur tous les critères et choisir la meilleur alternative (celui ayant le plus grand score : $\sum poids \times points$). [8]

3.3.2. Implémentation

Les trois critères suivants ont été choisis qui s'avèrent être la différence la plus flagrante entre les technologies de remplissage actuelles :

- Adaptabilité aux liquides : caractérise la gamme de liquides auxquels une technologie est adaptée et son poids est de 7. Par exemple, on assigne la note 5 à une technologie, pour le critère d'adaptabilité aux liquides, si elle peut opérer entre faible viscosité et viscosité moyenne selon la figure 8.

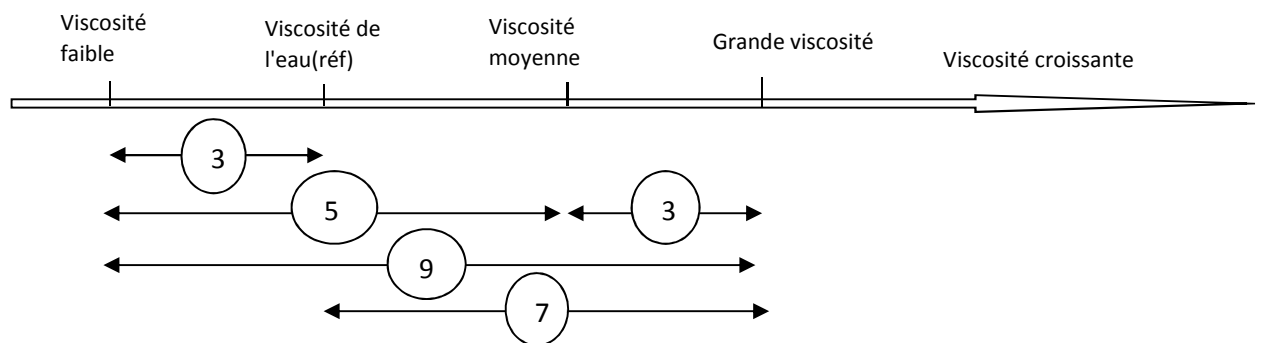


Figure 8: Critères d'assignation des notes pour la plage de viscosité

- Coût (en nombres de composants essentiels) : Son poids est de 9 et il est évalué en fonction du nombre de composants essentiels qui permettent de réaliser la technologie. Donc plus le nombre de composants s'élève moins la technologie est cotée. Tel qu'illustré sur la figure 9 ci-dessous décrivant le critère d'assignation des notes. Une attention particulière est prêtée à la cherté des composants. Du coup, plus un composant est réputé cher, plus la côte de la technologie au niveau coût chute. Par exemple, la note 9 est assignée à une

technologie si elle a un nombre de composants ≤ 2 et qu'aucun d'entre eux n'est cher, alors que pour un nombre de composants ≤ 2 et un d'entre eux est réputé être cher, la technologie est cotée 7.

- Adaptabilité aux conteneurs : Son poids est de 6 et caractérise la plage de volume de conteneurs qu'il est capable de remplir. L'assignation des notes, ici, est faite d'une manière intuitive.

Une synthèse des technologies et de leurs principaux composants est adjointe en annexe 1, figure 2.

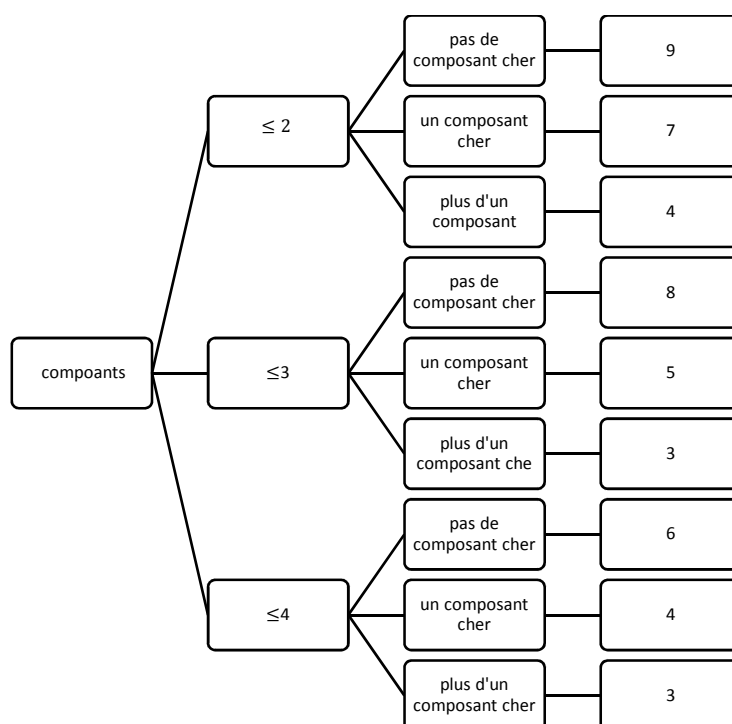


Figure 9: critère d'assignation des notes pour le coût

En prenant en compte toutes ces considérations de poids et des notes, on établit le tableau 1 dit matrice de Kepner-Treggoe pour évaluer les technologies.

Critères	Poids(a)	Pompe à engrenages		Piston volumétrique				Servo- pompe	
		Points(b)	Produit(ab)	Avec trémie		Sans trémie		Points(b)	Produit(ab)
				Points(b)	Produit(ab)	Points(b)	Produit(ab)		
Coût	9	3	27	6	54	8	72	5	45
Adaptabilité aux liquides	7	6	42	6	42	4	28	6	42
Adaptabilité aux conteneurs	6	8	48	5	40	6	36	8	48
Total produit ab	-	117		136		136		135	
				Par gravité					
		Critères	Poids(a)	Point(b)	Produit(ab)				

Coût	9	5	45
Adaptabilité aux liquides	7	4	28
Adaptabilité aux conteneurs	6	6	36
Total produit ab	-		109

Tableau 1: Matrice de Kepner-Treggoe pour le choix de la technologie de remplissage

Les résultats de la Matrice de Kepner-Treggoe montre que la technologie de remplissage avec piston volumétrique pourrait constituer la plus adaptée à notre application, selon ses deux formes (avec ou sans trémie).

4. Conclusions

L'objectif de ce chapitre, rappelons-le, était de situer notre étude dans un contexte précis à travers une brève exploration de l'entreprise d'accueil, d'une part, mais aussi et surtout de situer l'équipement à étudier dans le marché tout en explorant les technologies existantes pour n'en choisir à la fin qu'une de départ, d'autre part. En conclusion, on peut retenir que :

- ✓ La machine de remplissage à concevoir suit le même principe de remplissage que la plupart des équipements dans le marché.
- ✓ Elle doit se démarquer par le fait pouvoir être adaptée à une très large gamme de liquides allant des moins visqueux à ceux de très grande viscosité (comme le miel) et pouvoir remplir aussi bien de conteneurs de petites capacité (e.g. : 0.1 l) que celles de grandes capacités (e.g. : 5l).
- ✓ Elle doit être une machine dont la technologie de remplissage est celle d'un piston volumétrique.

Toutefois, la tâche reste encore floue dans la mesure où on ne sait pas encore sur quels axes va reposer cette étude et ce qui sera étudié au juste. Autrement dit les éléments de l'équipement qui vont nécessiter une attention particulière ne sont toujours pas définis. Pour ce faire on va faire appel à une étude conceptuelle pour arriver à des spécifications d'ingénierie claires et bien définies.

Chapitre 2 :

Etude conceptuelle

*« L'objectif d'un designer est d'écouter, observer, comprendre, compatir, sympathiser et glaner une vision qui lui permet de rendre l'invisible visible. »
Hillman Curtis*

Introduction

Dans la phase précédente de pré-étude, on a balayé un certain nombre de technologies de remplissage. Cette étape a permis d'avoir un aperçu sur les performances techniques et économiques de ces technologies de remplissage et d'en faire le choix d'une technologie à savoir le remplissage avec piston volumétrique avec/sans trémie. Dans cette phase d'étude conceptuelle nous allons essayer de ressortir tout ce qui est fonction par méthode de conversion des besoins en fonctions et par la méthode RESEAU dont la démarche sera détaillée plus tard dans ce chapitre. Et tout ceci pour établir le cahier des charges fonctionnelles puis procéder à la recherche et sélection des concepts inspirés par la démarche illustrée dans la **figure 10 [9]**.

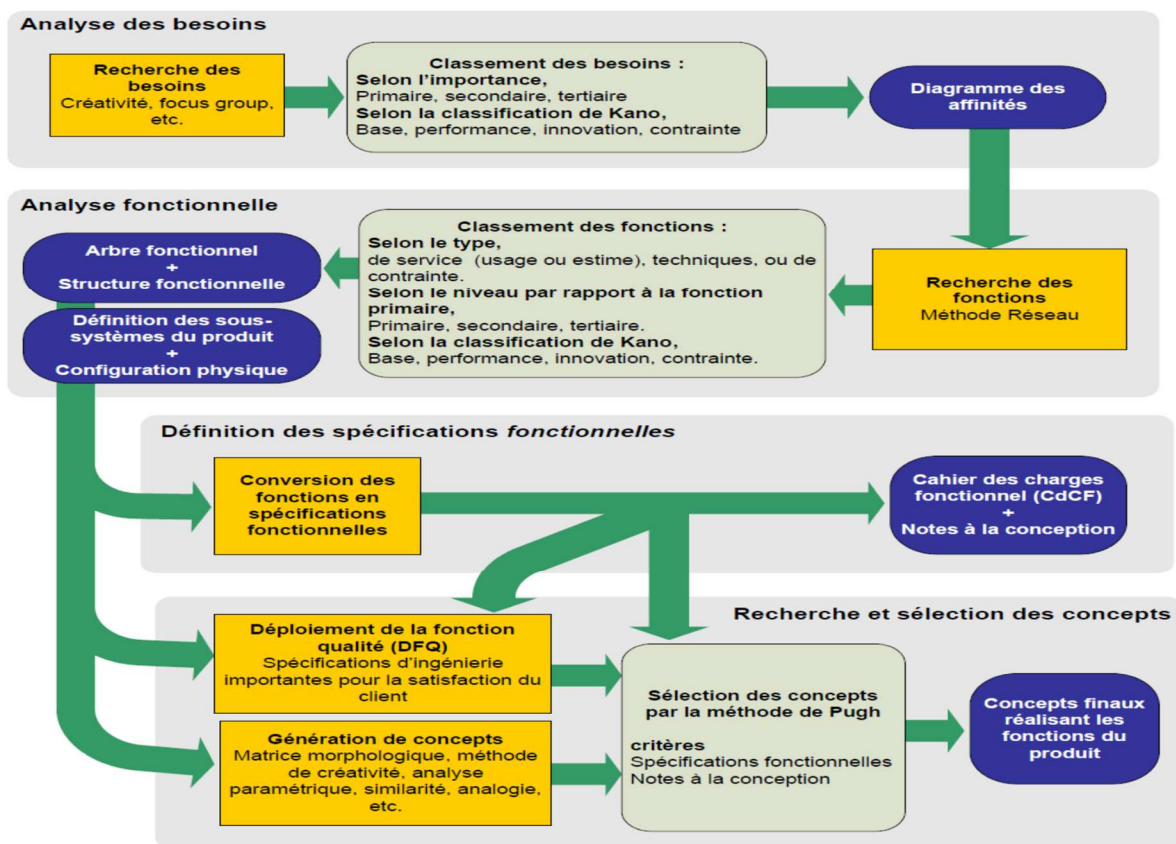


Figure 10: Démarche de l'étude conceptuelle

1. Rappel des spécifications préliminaires :

A partir du cahier des charges préliminaires, on peut déduire les spécifications préliminaires d'ingénierie qui vont servir de base dans l'étude subséquente. Ces exigences sont les suivantes:

- Bouteilles de capacités variant entre 100ml et 5000ml
- Cadence de remplissage : 30kg/mn/buse
- Viscosité maximale du liquide à remplir : 10 Pa.s
- Vitesse de remplissage : dépend de l'opérateur et du produit à remplir

- Flexibilité : 1% du volume requis
- La communication entre le dispositif et l'opérateur se fait via une HMI (interface Homme-machine)

2. Analyse et classement des besoins :

Dans le tableau 2, on regroupe quelques besoins extraits de la liste complète des besoins dans le tableau 1 de l'annexe 2. Tous les besoins sont pondérés de 1 à 5, selon l'importance que leur accorde le client, et identifiés selon leur classe. Les classes de besoin sont comme suit, selon le diagramme de Kano (**figure 11**) :

B: Base

P: Performance

I: Innovation

C : Contrainte

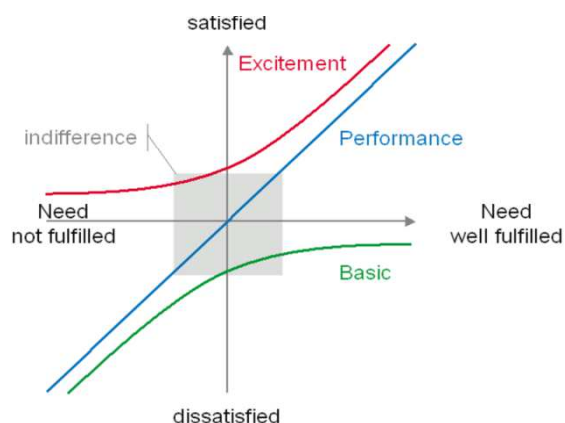


Figure 11: Diagramme de Kano des besoins [10]

N°	Besoins	Pondération n	Classe
B1	Remplit des liquides allant du semblable à l'eau au très visqueux, jusqu'à 10Pa.s	4	I
B2	Remplit des bouteilles des 100ml jusqu'à 5000ml	4	I
B3	Est peu couteux	4	C
B4	Peut être entretenue/maintenue facilement	4	B
B5	Est sécuritaire	5	B
B14	Ergonomique	3	B

Tableau 2: Extrait de la liste des besoins

On classe ces fonctions selon leurs affinités sur le diagramme de la figure 12 qui permettent d'avoir une vue globale des besoins qui préoccupent le client sur lesquels il faut orienter l'étude. On note à partir du diagramme les six affinités suivantes :

1. rempli des liquides allant du semblable à l'eau au très visqueux, jusqu'à 10Pa.s
2. remplir des bouteilles des 100ml jusqu'à 5000ml
3. Est sécuritaire
4. Est peu couteux
5. Ergonomique
6. Peut être entretenue/maintenue facilement

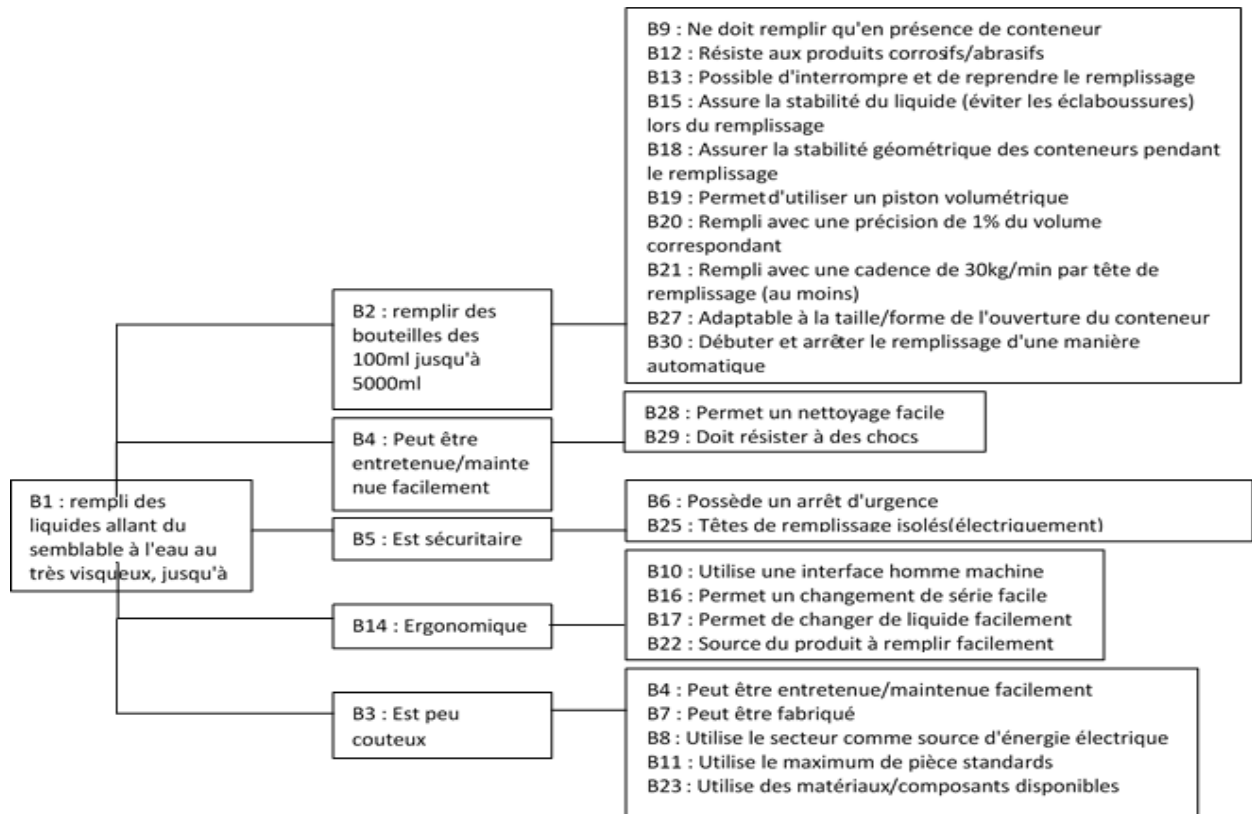


Figure 12: Diagramme des affinités de besoin

4. Analyse fonctionnelle

4.1. Recherche des fonctions :

L'étape suivante du projet consiste en l'identification des fonctions du produit. Ces fonctions serviront à la définition des spécifications d'ingénierie que devra remplir le produit. Afin de trouver le maximum de fonctions, deux méthodes sont utilisées : la conversion des besoins en fonctions et la méthode RESEAU (cf. paragraphe 4.1.2).

Les fonctions trouvées sont identifiées, par deux caractéristiques pour en faciliter le tri par la suite :

Le type de fonction : Fonction de service (usage ou estime), fonction contrainte ou fonction technique

L'échelle de Kano : échelle de classement selon le diagramme de KANO (figure 11). [10]

4.1.1. Conversion des besoins en fonctions :

Le tableau suivant répertorie les fonctions retenues à l'issue de la conversion avec leur type et leur classement selon Kano (Innovation(I), Performance(P), Base(B) et Contrainte(C))

No	Fonction	Type	Kano
F1	Remplir des liquides variés (jusqu'à 1) dans des bouteilles variées (0.1l à 5l)	Usage	I
F2	Permettre d'utiliser une source d'énergie électrique	Usage	B

F3	Permettre un arrêt d'urgence	Estime	B
F4	Permettre un remplissage automatique	Estime	P
F5	Permettre à l'opérateur d'agir	Estime	P
F6	Résister aux produits corrosifs/abrasifs	Contrainte	B
F7	Eviter les éclaboussures	Contrainte	B
F8	Permettre un changement de série (bouteilles et liquides)	Contrainte	P
F9	Assurer la stabilité des bouteilles pendant le remplissage	Estime	B
F10	Permettre une précision de 1%	Estime	P
F11	Permettre de remplir avec une cadence de 30kg/tête	Estime	P
F12	Assure un approvisionnement régulier du produit à remplir	Contrainte	P
F13	S'adapter à la taille de tout type de bouteille	Contrainte	B
F14	Résister à des chocs éventuels	Contrainte	B

Tableau 3: Fonctions déduites des besoins

4.1.2. Méthode RESEAU :

Cette méthode est proposée par R. Tassinari, sur la base d'une large expérience. C'est une méthode qui consiste à utiliser divers moyens de recherche de fonction afin de diminuer le risque d'omission et les erreurs de caractérisation. La méthode RESEAU propose les outils de recherche de fonctions suivants :

- ☞ **R** Recherche Intuitive
- ☞ **E** Examen de l'environnement (méthode des interacteurs)
- ☞ **S** *Sequential Analysis of Functional Element* (SAFE) qui est une méthode américaine de recherche des fonctions à travers l'étude des séquences de son cycle de vie. La démarche est telle qu'il faut identifier toutes les opérations ayant un rapport direct avec l'usage du produit, afin de déterminer les fonctions qui s'y rapportent tout en donnant une priorité aux séquences d'utilisation du produit. On se met à la place de l'utilisateur sans oublier l'environnement où il se trouve.
- ☞ **E** Examen des efforts et des mouvements
- ☞ **A** Analyse d'un produit de référence
- ☞ **U** Utilisation des normes et des règlements

Pour un souci de redondance des fonctions, on retient les outils R, le E et le S de la méthode RESEAU.

i. Recherche intuitive

Les fonctions trouvées par la recherche intuitive sont regroupées dans le tableau 2 de l'annexe 2.

ii. Examen de l'environnement :

La méthode des interacteurs consiste à répertorier toutes les relations qui peuvent exister entre le système et son environnement et/ou deux éléments de l'environnement à travers le système dans un sens large pour en déduire des fonctions dites d'adaptation et/ou d'interaction. Les fonctions d'adaptation sont celles que devra remplir la machine pour qu'elle soit jugée adaptée à son environnement, ou tout simplement les contraintes, alors que les fonctions d'interaction sont celles pour lesquelles la machine doit exister et que devra remplir la machine pour lier (de manière fonctionnelle ou physique) deux éléments de l'environnement d'une manière appropriée, ce sont aussi les fonctions principales. Les diagrammes à partir desquels de telles fonctions sont tirées sont illustrés dans les figures 13 et 14.

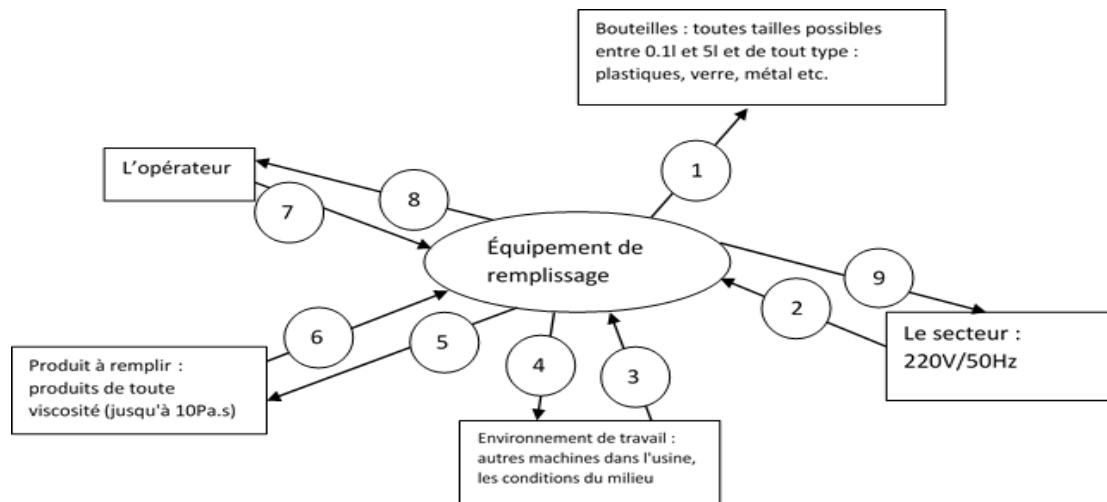


Figure 13: Interactions machine-éléments de l'environnement

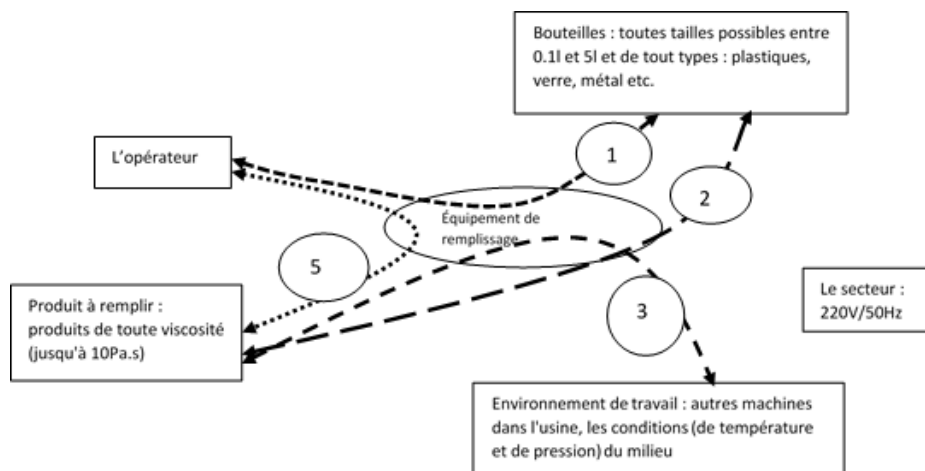


Figure 14: Interactions entre éléments de l'environnement à travers la machine

iii. L'outil SAFE

Le troisième outil pour la recherche de fonction utilisé est la méthode SAFE (Analyse Séquentielle d'élément fonctionnelle). Avec cet outil, on a imaginé un scénario d'utilisation de la machine dans un contexte industriel. Le scénario imaginé est découpé en séquences, pour chacune d'elles une ou plusieurs fonctions en sont déduites (voir tableau 2 de l'annexe 2).

Finalement, les fonctions retenues avec les trois outils de la méthode RESEAU et la conversion des besoins en fonctions, et qui ont servi à la construction de l'arbre fonctionnelle (fonction primaire et fonctions secondaires) sont regroupées dans le tableau 4. La liste complète de toutes les fonctions retenues sont consignées dans le tableau 4 à l'annexe 2.

No	Fonctions	Type	Kano
F1	Remplir des liquides variés (jusqu'à 10Pa.s) dans des bouteilles variées (0.1l à 5l)	Usage	I
F9	Stabiliser les bouteilles	Usage	C
F23	Orienter le produit entre la/les source(s) et la bouteille	Usage	B
F75	Protéger/supporter les sous-systèmes	Usage	B
F77	Contrôler le remplissage	Usage	B

Tableau 4: partie des fonctions retenues à partir des deux méthodes

4.2. Création de l'arbre fonctionnelle

Afin d'avoir une vue globale structurée des fonctions, on construit l'arbre fonctionnel qui permet de mettre en évidence les principaux sous-systèmes du produit. L'arbre fonctionnel peut être sujet à plusieurs améliorations, néanmoins, une première version de celui-ci est présentée à la figure 15.

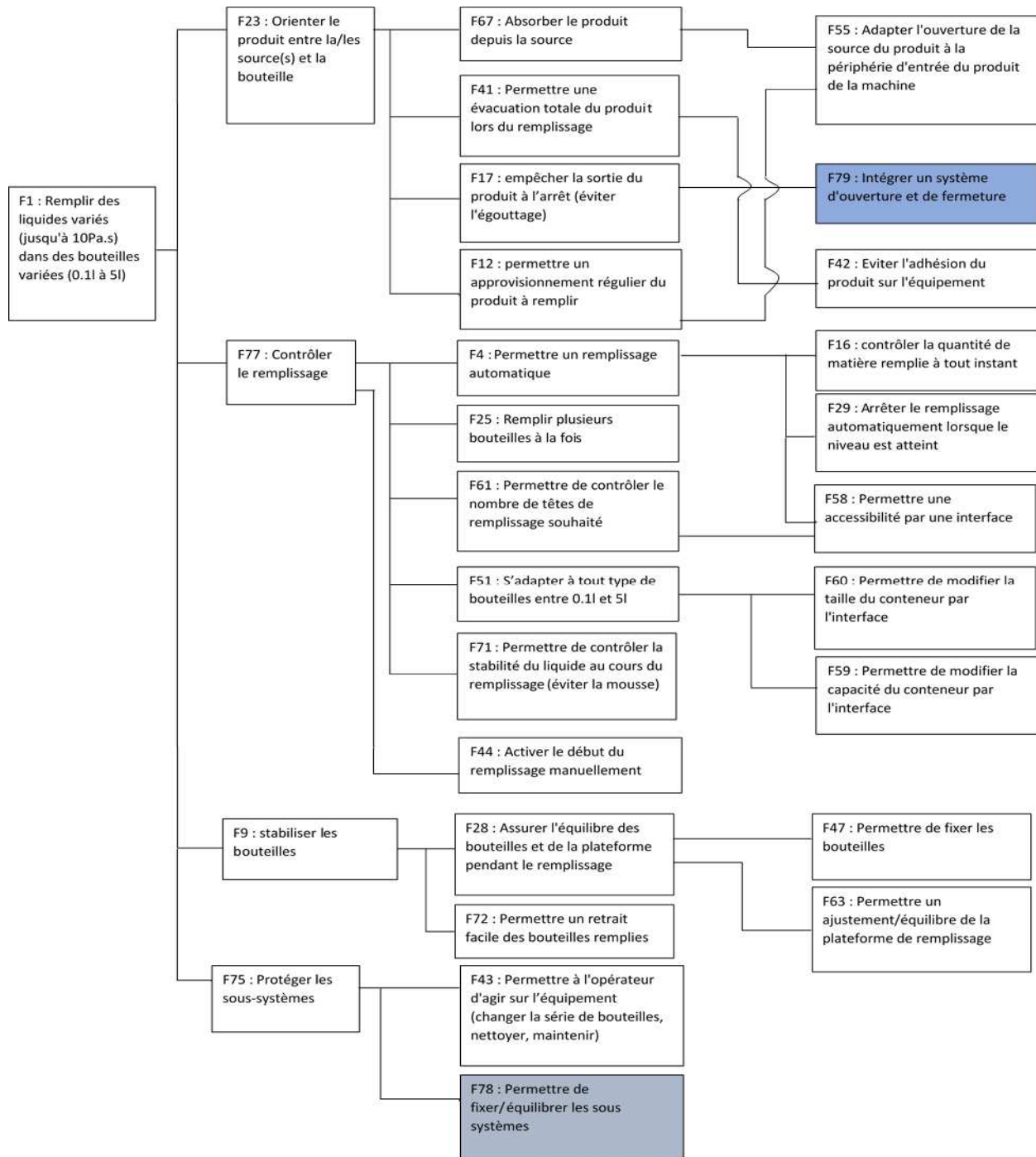


Figure 15: Arbre fonctionnelle

4.3. La structure fonctionnelle

Pour valider la cohérence des fonctions de l'arbre fonctionnel, on crée, par la suite, la structure fonctionnelle de la machine pour établir des relations logiques entre les éléments d'un sous-système d'une part et les sous-systèmes eux-mêmes d'autre part. Cette dernière est réalisée en deux vues principales, soit la vue générale (figure 16) et la vue détaillée (figure 17). Lorsque d'autres fonctions doivent être générées pour assurer la cohérence de la structure, on les ajoute également à l'arbre fonctionnel (cas des fonctions F78 et F79 de l'arbre fonctionnelle). Comme le

montre l'arbre fonctionnelle (figure 15), les fonctions secondaires retenues constitueront nos sous-systèmes, et seront définies comme suit :

F23-Orienter le produit entre la/les source(s) et la bouteille \implies Sous-système d'absorption/pompage du produit

F77-Contrôler le remplissage \implies Sous-système de contrôle

F9-Stabiliser les bouteilles \implies Sous-système de stabilisation des bouteilles

F75-Protéger les sous-systèmes \implies Sous-système de protection/support

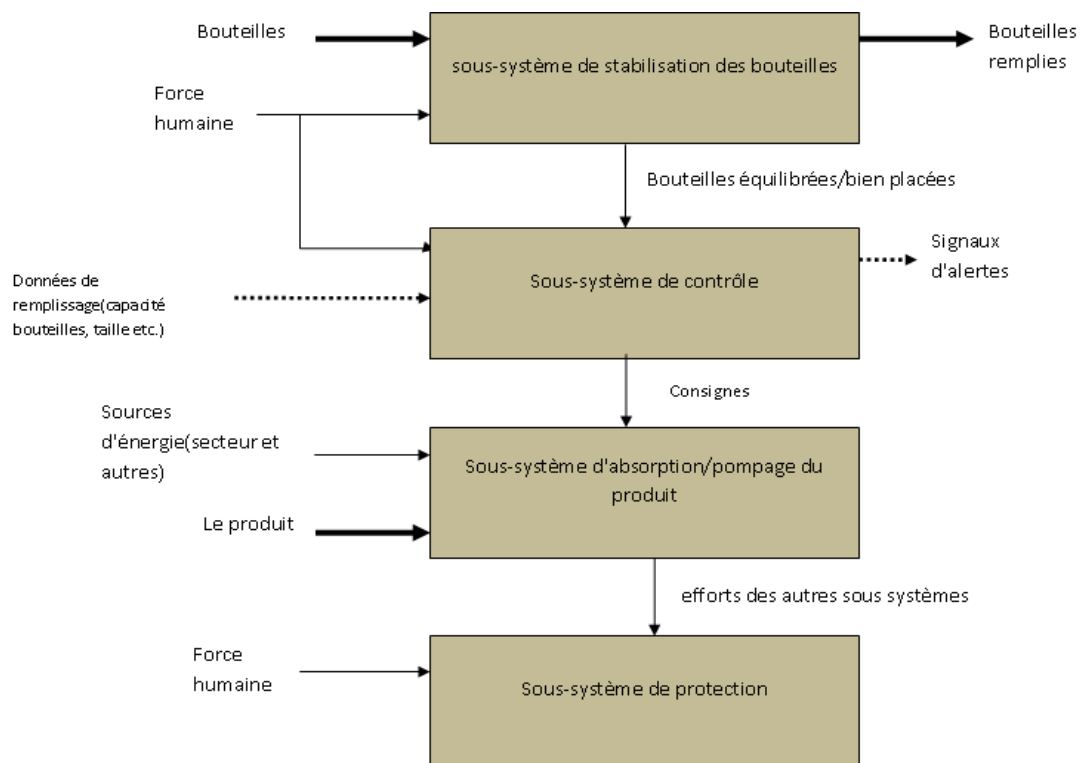
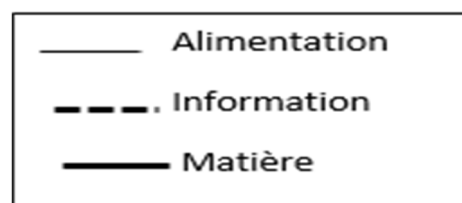


Figure 16: Vue générale de la structure fonctionnelle



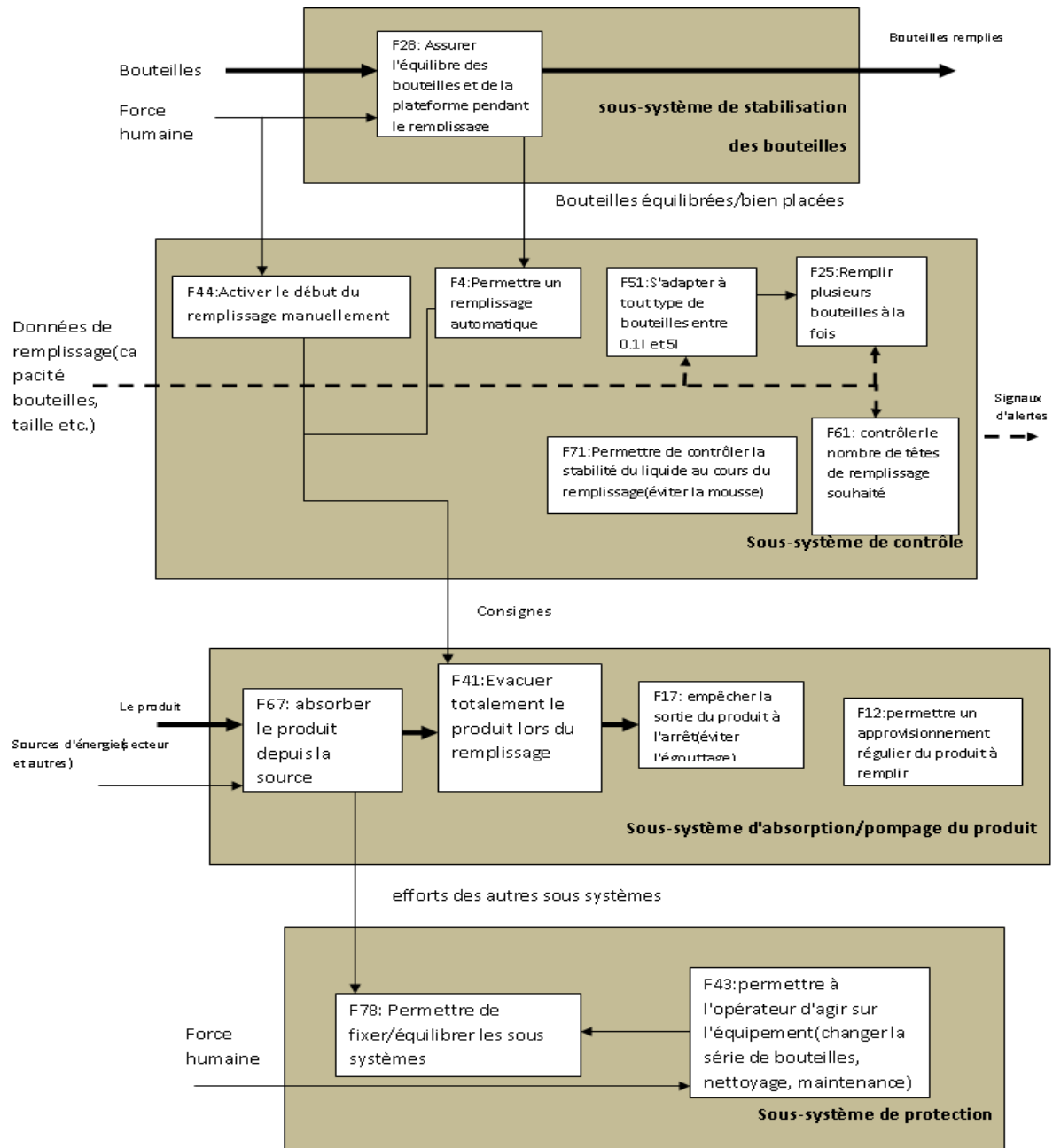


Figure 17: Vue détaillée de la structure fonctionnelle

4.4. Configuration physique

Afin d'avoir une première idée grossière de la machine, la figure 18 montre la première configuration physique qui est, en fait, l'agencement intuitif des sous-systèmes en deux dimensions. Chaque sous-système y est identifié par des boîtes et positionné intuitivement de façon à avoir une première représentation de la machine. Ce positionnement ainsi que la structure fonctionnelle vont permettre d'élaborer les interfaces et les dispositions de chacun des sous-systèmes.

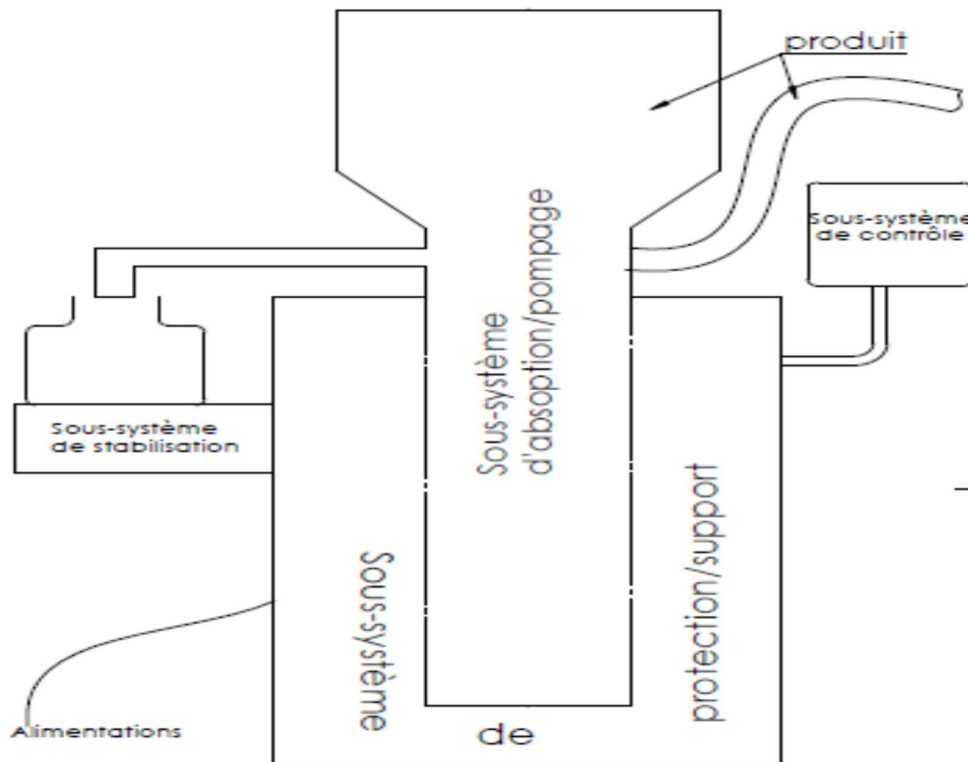


Figure 18: Première configuration physique

4.5. Cahier des charges fonctionnelles

A ce stade certaines spécifications préliminaires qui étaient au début très ambiguës deviennent de plus en plus claires. Elles peuvent être alors quantifiées et organisées dans un cahier des charges fonctionnelles qui va servir de base pour la génération de tout ce qui est concept. Le cahier des charges reste un document évolutif, mais une première version est établie pour servir de tremplin aux étapes d'étude qui suivent (voir annexe 4).

5. Conclusion

Faire cette étude conceptuelle était d'une importance capitale, car c'est à partir de là que toute étude ayant trait à la conception prend forme. A travers l'établissement d'un arbre fonctionnel qui ressort les fonctions secondaires, quatre sous-systèmes ont été établies et dont l'interaction avec les fonctions filles (dites aussi tertiaires) est validée avec une structure fonctionnelle qui est détaillée. Cette dernière a permis aussi de définir les interactions entre les sous-systèmes établis de manière adéquate. A partir de là, un saut assez intuitif est fait pour établir une première configuration physique du système qui définit, en partie, la disposition des composants nécessaire pour le détail des calculs dans les étapes subséquentes et la nature des interfaces entre les sous-systèmes avant de déduire le cahier des charges fonctionnelles étayant et quantifiant les spécifications d'ingénierie servant de tremplin à la recherche et génération des concepts.

Chapitre 3 :

Génération des concepts

« Il n'est pas suffisant qu'on construise des produits qui fonctionnent, qui sont compréhensibles et utilisables, on a aussi besoin de construire des produits qui amènent l'excitation, le plaisir et le divertissement, et oui, une beauté à la vie des gens. » Don Norman

Introduction

L'étape suivante de la démarche de conception consiste à générer des concepts pour de confiner ceux dictés par les résultats de la pré-étude (e.g. : la technologie de remplissage) et/ou de définir les sous-systèmes dont le concept n'est pas dicté. Pour ce faire, une recherche des concepts par groupes de fonctions ayant les mêmes finalités (sous-systèmes) est menée, c'est-à-dire les fonctions secondaires (en essayant de tenir compte de toutes les fonctions tertiaires qu'elle englobe).

La démarche adoptée pour la recherche et le confinement des concepts est l'analyse paramétrique qui permet de décortiquer d'une manière structurée un problème de conception et de travailler sur les faiblesses séparément. C'est exactement le même processus mental qui est fait intuitivement pour concevoir quelque chose dans la vie de tous les jours. Ce processus peut être formalisé comme suit :

- 1- On identifie un problème de conception.
- 2- On sélectionne une technologie pour solutionner le problème technique.
- 3- A la suite de la sélection d'une technologie, on trouve un concept de départ.
- 4- De ce concept on identifie le paramètre de sa conception qui pose problème.
- 5- On choisit une solution pour générer un premier dimensionnement du concept.
- 6- Intuitivement, on analyse le concept dans le contexte où il sera mis en œuvre en identifiant ses points forts et points faibles.
- 7- On génère alors une seconde version du concept en améliorant les faiblesses propres au paramètres choisis (ceci peut changer l'aspect physique du concept).
- 8- On répète le même processus autant de fois qu'il faut pour être satisfait du concept final en faisant travailler tous les paramètres susceptibles de corriger les faiblesses. Si le concept final n'est pas approprié après l'étude de ses paramètres, on retourne à l'étape de choix de la technologie et on recommence ! [11]

1. Sous-système d'absorption/pompage du produit :

Le concept de ce sous-système a été globalement défini à partir des résultats de la pré-étude à savoir le remplissage par pistons volumétriques avec trémie. On comprend dès lors que ce sous-système sera composé principalement d'un cylindre à l'aide duquel le liquide est absorbé et éjecté, des sources à partir desquelles le produit est tiré (à savoir la trémie et/ou le tuyau relié à une source primaire) ainsi qu'un système d'entraînement.

1.1. Le cylindre :

i. Technologies identifiées :

Cylindres à fond plat connectés à une ou plusieurs têtes de remplissage

Cylindres à fond sphérique connectés à une ou plusieurs têtes de remplissage

ii. Technologie de départ : cylindre(s) à fond plat connecté(s) à une/plusieurs têtes de remplissage.

iii. Concepts

- ☞ 1^{er} concept : n cylindres à fond plat connectés à m têtes de remplissage, avec la distribution égale de volume sur les cylindres et un seul système d'entraînement commun (figure 19).

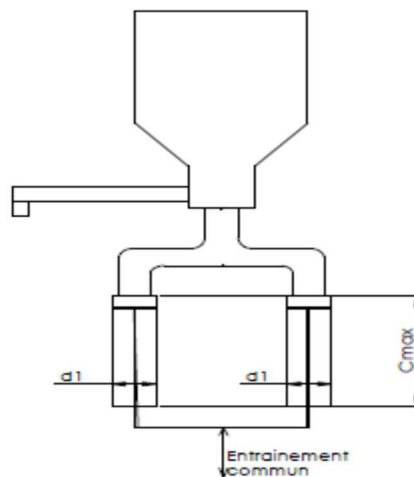


Figure 19: Configuration 1er concept pour $n=2$ et $m=1$

- Paramètres qui posent problème : la **course minimale** (distance que doit parcourir le piston pour absorber le volume minimal de 0.1l) et la **course maximale** (distance que doit parcourir le piston pour absorber le volume maximal de 5l) d'un cylindre qu'on va désigner par c_{min} et c_{max} respectivement.

- Le diamètre des cylindres dans le marché étant normalisé (le diamètre extérieur D et l'épaisseur e sont fixés par la norme NPS (*Nominal pipe size*) ou DN (Diamètre Nominal)), On cherchera la combinaison de m et n pour une référence de cylindre qui conduit à une solution économique combinant précision (pour faible volume, i.e. : 0.1l) - encombrement (pour volume important, i.e. : 5l) optimale ; sachant que la précision est obtenue avec un diamètre minimal et une longue course qui risque de compromettre l'encombrement et/ou la stabilité.

La pré-étude a permis de se renseigner sur le matériau le plus utilisé pour des applications de remplissage qui se distingue par le fait d'être à qualité alimentaire, à savoir le ASTM A312 TP304SS, dont les propriétés mécaniques sont les suivantes :

- ✓ $E = 200 \text{ MPa}$
- ✓ $Re = 205 \text{ MPa}$
- ✓ Poids = 11.31kg/m
- ✓ Propriétés chimiques (voir annexe 4 : propriétés chimiques des matériaux utilisés)
- Le profilé cylindrique de type sans soudure est choisi selon les références sur le marché
- Afin de faciliter l'étude, on exprime toutes les grandeurs relatives au cylindre en fonction des paramètres m, n, d_1 (diamètre intérieur d'un cylindre), et e_1 (l'épaisseur de la paroi du cylindre).

Le cahier des charges fonctionnelle a fourni les données suivantes :

La viscosité maximale : $\eta_{max} = 10 \text{ Pa.s}$, avec comme produit de référence pour cette viscosité le miel avec $\rho_{miel} = 1.422 \text{ kg/l}$.

La viscosité minimale : $\eta_{min} = 1 \text{ mPa.s}$, avec comme produit de référence pour cette viscosité l'eau, avec $\rho_{eau} = 1 \text{ kg/l}$.

Volume de la bouteille : $0.1 \text{ l} \leq V \leq 5 \text{ l}$.

- ✓ Expression des débits :

On désigne par Q le débit volumique nécessaire pour satisfaire la cadence massique de 30kg/min/tête (cahier des charges). Donc pour m têtes de remplissage et n cylindres, on aura :

$$\frac{30m}{60} = \rho Q n \Rightarrow Q = \frac{m}{2\rho n} \quad \rightarrow \quad \begin{cases} Q_{min} \text{ lorsque } \rho_{max} \\ Q_{max} \text{ lorsque } \rho_{min} \end{cases}$$

D'où $\begin{cases} Q_{min} = \frac{m}{2n\rho_{miel}} \\ Q_{max} = \frac{m}{2n\rho_{eau}} \end{cases}$, en application numériques des valeurs connues :

$$\boxed{\begin{cases} Q_{min} = 0.3516 \frac{m}{n} \text{ (l/s)} \\ Q_{max} = 0.5 \frac{m}{n} \text{ (l/s)} \end{cases}}$$

Avec Q_{min} et Q_{max} les débits volumiques à atteindre lorsque la viscosité du liquide à remplir η_{min} et η_{max} respectivement.

- ✓ Expressions des vitesses d'écoulement dans le cylindre pour les deux cas extrêmes :

On note A_1 la section transversale d'un cylindre de diamètre intérieur d_1 : $A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ et v la vitesse avec laquelle il faut absorber ou éjecter le liquide dans chaque cas de viscosité pour avoir le débit requis.

$$Q = A_1 v = \frac{\pi v d_1^2}{4} \Rightarrow v = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \rightarrow \begin{cases} v_{min} = \frac{4Q_{min}}{\pi d_1^2} \\ v_{max} = \frac{4Q_{max}}{\pi d_1^2} \end{cases}$$

$$\text{En application numérique : } \begin{cases} v_{min} = \frac{0.45m}{nd_1^2} \text{ (mm/s)} \\ v_{max} = \frac{2m}{\pi nd_1^2} \text{ (mm/s)} \end{cases}$$

✓ Expression des pressions tangentielles dues à la viscosité dans le cylindre

Du fait de l'effet de la viscosité, des forces de frottement internes qui s'opposent à l'écoulement surviennent. Pour assurer l'absorption et l'éjection du liquide, il faudra vaincre cette pression tangentielle dont l'expression en module est la suivante :

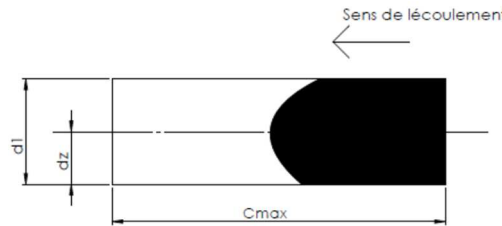


Figure 20: Profil de l'écoulement dans le cylindre

$\tau = \frac{F}{S} = \eta \frac{dv}{dz}$. Pour notre cas, $\begin{cases} \eta = \eta_{max} \Rightarrow dv = v_{min} \\ \eta = \eta_{min} \Rightarrow dv = v_{max} \end{cases}$ et dans les deux cas : $dz = \frac{d_1}{2}$ (figure 20)

Par conséquent,

$$\begin{cases} \tau_{max} = \frac{2\eta_{max}v_{min}}{d_1} \\ \tau_{min} = \frac{2\eta_{min}v_{max}}{d_1} \end{cases}, \text{ en remplaçant } v_{min} \text{ et } v_{max} \text{ par leurs expressions respectives, on aura :}$$

$$\begin{cases} \tau_{max} = \frac{9m}{nd_1^3} \text{ (MPa)} \\ \tau_{min} = \frac{4m \times 10^{-3}}{\pi nd_1^3} \text{ (MPa)} \end{cases}, \text{ Avec } \tau_{max} \text{ et } \tau_{min} \text{ les pressions tangentielles qu'il faut vaincre}$$

pour assurer le transport des produits de viscosité maximale et minimale respectivement. En vertu du dimensionnement, on ne s'intéressera par la suite qu'à la pire situation qui correspond à τ_{max} .

✓ Expressions des courses maximales et minimales pour un cylindre :

Soit V le volume que doit remplir une tête de remplissage. Pour m têtes de remplissage, le volume total à remplir sera de mV . Si les m têtes sont liées à n cylindres, les mV litres doivent être réparties sur n cylindrées (notée par C_y). Par conséquent, si c est la course d'un seul cylindre alors :

$$nC_y = \frac{n\pi d_1^2 c}{4} = mV \Rightarrow c = \frac{4mV}{n\pi d_1^2} \rightarrow \begin{cases} c_{max} = \frac{20m}{n\pi d_1^2} (mm) \\ c_{min} = \frac{0.4m}{n\pi d_1^2} (mm) \end{cases}$$

Où c_{min} et c_{max} sont les courses correspondant à un volume minimal de 0.1l et maximal de 5l respectivement.

✓ Expression de la contrainte que subit le cylindre :

Pour vérifier si le cylindre résistera à la pression interne avec le matériau choisi, il est nécessaire d'évaluer les contraintes que peut subir le cylindre pour les comparer avec la limite élastique du matériau Re à un coefficient de sécurité près. Pour ce faire, on se fixe les hypothèses suivantes :

- Toute valeur prise, a priori, de la course et du diamètre interne on a : $\frac{c_{max}}{d_1} < 5$

D'après [12], les hypothèses de la RDM peuvent ne plus s'appliquer sur le cylindre. D'où le recours au modèle coque.

- Compte de tenue de la construction du cylindre dans cet application (cylindre-piston), la coque est considérée à extrémité ouverte d'après [13]
- Compte tenu du fait, qu'a priori, $e_1 < \frac{d_1}{10}$, on la considère comme une coque mince. [13]
- Toujours d'après [13], une coque cylindrique mince à extrémité ouverte, soumise à une distribution de pression interne n'est sujette qu'à une contrainte circonférentielle (s'appliquant sur une section longitudinale) donnée par la relation suivante : $\sigma = \frac{pd_1}{2e_1}$

Avec p et e_1 la pression interne et l'épaisseur de la coque respectivement.

A partir de la première configuration physique du système, on comprend que les cylindres du sous-système de pompage auront une disposition verticale. Par conséquent, il serait judicieux d'évaluer la pression régnant dans le cylindre dans son état de chargement maximale (volume maximal du produit de plus grande viscosité absorbée) pour évaluer la résistance. Pour ce faire, on applique la formule de Pascal appliquée entre le point mort haut et le point mort bas du/des piston(s)

$$p_{max} = p_{atm} + \rho gh$$

Où p_{max} et p_{atm} sont les pressions au point mort bas du cylindre et atmosphérique respectivement.

ρ, g et h La masse volumique du liquide, l'accélération de la pesanteur et la hauteur du cylindre respectivement.

Le miel étant le plus lourd des deux fluides de références choisies. Donc l'état de chargement maximale d'un cylindre est tel qu'il soit rempli de miel lorsque le piston est à sa course maximale ($h = c_{max}$). Par conséquent, l'expression de la pression devient :

$$p_{max} = p_{atm} + \rho_{miel} g c_{max}$$

En remplaçant c_{max} par sa valeur : $p_{max} = p_{atm} + \rho_{miel} g \frac{20m \times 10^{-3}}{n\pi d_1^2}$

Finalement, l'expression de σ devient :

$\sigma = \frac{d_1}{2e_1} (p_{atm} + \rho_{miel} g \frac{20m \times 10^{-3}}{n\pi d_1^2})$ En Pa . En prenant un facteur de sécurité $s = 3.3$, σ doit être inférieur ou égale à $62MPa$.

En application numérique, on a : $\sigma = \frac{d_1}{e_1} (50662.5 + 139.4982 \frac{m}{n\pi d_1^2})$

Finalement, toutes les relations des grandeurs exprimées en fonction des paramètres sont répertoriées comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{min} = 0.3516 \frac{m}{n} \text{ (l/s)} \\ Q_{max} = 0.5 \frac{m}{n} \text{ (l/s)} \\ v_{min} = \frac{0.45m}{nd_1^2} \text{ (mm/s)} \\ v_{max} = \frac{2m}{\pi nd_1^2} \text{ (mm/s)} \\ \tau_{max} = \frac{9m}{nd_1^3} \text{ (mPa)} \\ c_{min} = \frac{0.4m}{n\pi d_1^2} \text{ (mm)} \\ c_{max} = \frac{20m}{n\pi d_1^2} \text{ (mm)} \\ \sigma = \frac{d_1}{e_1} \left(50662.5 + 139498.2 \frac{m}{n\pi d_1^2} \right) \text{ (en Pa)} \end{array} \right.$$

Résultats des calculs avec les paramètres m, n, d_1 et e_1 :

Pour plusieurs références de cylindres prises, on a fait varier les paramètres m et n sur Excel. Quelques valeurs relatives à ces grandeurs sont regroupées dans le tableau 6 de l'annexe 5. Les résultats des itérations successives ont permis de tirer les points forts et points faibles du 1^{er} concept

choisi en iii., en prêtant une attention particulière sur les valeurs de courses minimales et maximale, pour l'intervalle de volume donné par le cahier des charges (i.e. : $0.1 l \leq V \leq 5l$).

Points fort :

- ✓ Economique, du fait que pour un nombre cylindres $n > 1$ le volume sera équitablement distribué et par conséquent un seul diamètre pour tous les cylindres sera requis.
- ✓ Un seul système d'entraînement pourrait être utilisé.
- ✓ Facilité du contrôle de volume à remplir

Points faibles :

- ✓ La précision pour les petits volumes peut être très faible du fait que la course minimale sera très petite si on veut tenir compte du volume maximal (5l).
- ✓ L'encombrement verticale risque d'être intolérable du fait que la course maximale devient très grande quand on veut tenir compte du volume minimal à remplir (0.1l).

Pour améliorer ces points faibles, on fait appel à d'autres concepts dans la suite.

☞ **2em concept** : 2 cylindres à fond plat connectés à m têtes de remplissage, avec distribution inégale de volume sur les cylindres, et un système d'entraînement pour chaque cylindre (figure 21).

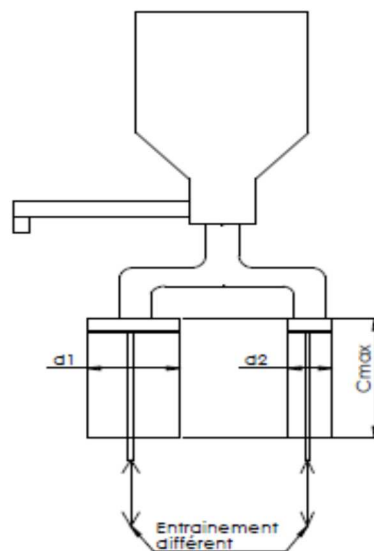


Figure 21: Configuration du 2ème concept

Pour ce concept, on considère, a priori, que les deux cylindres sont de diamètres intérieurs, d_1 et d_2 , différents et connectés à une seule tête de remplissage. Son fonctionnement doit être de telle sorte que :

- ☞ Lorsque la plage de volume à remplir est faible, seule le cylindre de plus faible diamètre fonctionne.
- ☞ Lorsque la plage de volume est moyenne, seule le cylindre de plus grand diamètre fonctionne.
- ☞ Lorsque la plage de volume est assez grande, les deux cylindres fonctionnent ensemble.

On désigne par $[V_{1min}, V_{1max}]$ et $[V_{2min}, V_{2max}]$, les plages de volume dans lesquelles opèrent les cylindres de grand et petit diamètre respectivement à déterminer. La description précédente sous-entend que pour remplir le volume minimal spécifié (0.1l), seul le cylindre de petit diamètre fonctionne. Par conséquent, V_{2min} doit coïncider avec 0.1 l. Par contre lorsque le volume maximal spécifié (5l) doit être rempli, les deux cylindres doivent fonctionner. Par conséquent $V_{1max} + V_{2max}$ coïncide avec 5l. Plus formellement, on a :

$$V_{2min} = 0.1l \quad (1)$$

$$V_{1max} + V_{2max} = 5l \quad (2)$$

$$c_{1max} = c_{2max} \quad (3)$$

Pour des raisons de stabilité géométriques et de simplicité, la contrainte (3) est rajoutée.

$$(3) \leftrightarrow \frac{4V_{1max}}{\pi d_1^2} = \frac{4V_{2max}}{\pi d_2^2}$$

$\leftrightarrow V_{1max} = V_{2max} \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$, en posant $a = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$, on a : $V_{1max} = aV_{2max}$ (4), avec d_1 et d_2 les diamètres intérieurs du grand cylindre et du petit cylindre respectivement.

En injectant (4) dans (2), on peut en tirer V_{1max} et V_{2max} comme suit : $V_{1max} = \frac{5a}{a+1}$ (en l) et $V_{2max} = \frac{5}{a+1}$ (en l)

D'où, $\begin{cases} \text{pour } V \in \left[0.1l, \frac{5}{a+1}\right], \text{ seul le cylindre de petit diamètre}(d_2) \text{ travaille} \\ \text{pour } V \in \left[v_{1min}, \frac{5a}{a+1}\right], \text{ seul le cylindre de grand diamètre}(d_1) \text{ travaille} \\ \text{pour } V \in \left[\frac{5a}{a+1}, 5l\right], \text{ les deux cylindres travaillent} \end{cases}$

V_{1min} Sera donc choisi de telle sorte que la course minimale du grand cylindre soit acceptable.

Puisque les diamètres sont fixés par les références normalisées de cylindres sur le marché, on peut écrire les expressions des courses minimales et maximales pour les deux cylindres comme suit :

$$V_{1max} = \frac{5a}{a+1} = Cy_1 = \frac{\pi d_1^2 c_{1max}}{4} \Rightarrow \boxed{c_{1max} = \frac{20a}{\pi(a+1)d_1^2}} \text{ (en mm)}$$

$$V_{1min} = \frac{\pi d_1^2 c_{1min}}{4} \Rightarrow \boxed{c_{1min} = \frac{4V_{1min}}{\pi d_1^2}} \text{ (en mm)}$$

$$V_{2min} = 0.1l = \frac{\pi d_1^2 c_{2min}}{4} \Rightarrow c_{2min} = \frac{0.4}{\pi d_2^2} \text{ (en mm)}$$

$$V_{2max} = \frac{5}{a+1} = Cy_2 = \frac{\pi d_1^2 c_{2max}}{4} \Rightarrow c_{2max} = \frac{20}{\pi(a+1)d_2^2} \text{ (en mm)}$$

En faisant varier les diamètres d_1 et d_2 sur une feuille de calcul Excel, ainsi que le volume minimal pour chaque couple (d_1, d_2) , on calcul, à chaque itération, les courses minimales de chaque cylindre et la course maximale commune selon les relations déjà établies. Pour varier les diamètres d_1 et d_2 , on a pris 9 références de tubes différentes avec les mêmes épaisseurs et dont les diamètres nominaux varient entre 40 et 200mm (i.e. : DN40SCH5S à DN200SCH5S), puis pour toute combinaison grand diamètre-petit diamètre possible, on calcul les grandeurs susmentionnées en variant V_{1min} de 1l à 4.9l avec un pas de 0.1l.

A l'issue des calculs, quelques combinaisons intéressantes ont été retenues et consignées dans l'annexe 5, tableau 5.

Avec D_1 et D_2 les diamètres extérieurs du grand et petit cylindre respectivement.

On remarque que la référence DN40SCH5S se répète parmi les valeurs choisies du fait que c'est la seule qui donne une course minimale tolérable du petit cylindre (i.e. : 63 mm). Il suffira donc de chercher le volume minimal et la référence pour le grand cylindre (de diamètre d_1) les plus appropriés pour satisfaire les spécifications en encombrement (course maximale commune pas très grande).

A ce stade, on sélectionne la combinaison suivante, puis calculer les autres grandeurs relatives au sous-système de pompage :

✓ **Grand cylindre :**

$$\text{Référence : DN90SCH5S} \begin{cases} \text{Diamètre extérieur } D_1 = 101,6\text{mm} \\ \text{Epaisseur } e_1 = 2,108\text{mm} \\ \text{Diamètre intérieur } d_1 = 97,384\text{ mm} \end{cases}, \text{ avec } d_1 = D_1 - 2e_1$$

Les grandeurs calculées :

$$\text{Volume minimal } V_{1min} = 2.5l$$

$$\text{Volume maximal } V_{1max} = 4,121579556\text{ l}$$

$$\text{Course minimale } c_{1min} = 335,640925\text{ mm}$$

$$\text{Course maximale } c_{1max} = 553,3483098\text{mm}$$

✓ **Petit cylindre :**

$$\text{Référence : DN40SCH5S} \begin{cases} \text{Diamètre extérieur } D_2 = 48,26\text{mm} \\ \text{Épaisseur } e_2 = 1,651\text{mm} \\ \text{Diamètre intérieur } d_2 = 44,958\text{mm} \end{cases}, \text{ avec } d_2 = D_2 - 2e_2$$

Grandeurs calculées :

$$\text{Volume minimal } V_{2min} = 0.1l$$

$$\text{Volume maximal } V_{2max} = 0,878 l$$

$$\text{Course minimale } c_{2min} = 62,99356\text{mm}$$

$$\text{Course maximale } c_{2max} = 553,3483098 \text{ mm}$$

✓ Calcul des débits, vitesses, pressions et contraintes :

➤ Cas où chacun des cylindres travaille seule

Compte tenu du fonctionnement dans ce concept, chaque cylindre doit satisfaire les débits associés à chaque fluide de référence (i.e. : l'eau pour le produit de plus faible viscosité et le miel plus le produit de plus grande viscosité) lorsqu'il travaille seul. Par conséquent, $m = n = 1$ dans l'expression des débits dans le premier concept du fait que chaque cylindre sera alors connecté à une seule tête :

Pour le grand cylindre (diamètre d_1)

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{1min} = 0.3516 \text{ (l/s)} \\ Q_{1max} = 0.5 \text{ (l/s)} \\ v_{1min} = \frac{0.45}{d_1^2} \text{ (mm/s)} \\ v_{1max} = \frac{2}{\pi d_1^2} \text{ (mm/s)} \\ \tau_{1max} = \frac{9}{d_1^3} \text{ (MPa)} \\ \sigma_1 = \frac{d_1}{2e_1} (p_{atm} + \rho_{miel} g c_{1max}) \text{ (MPa)} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Q_{1min} = 0.3516 \text{ (l/s)} \\ Q_{1max} = 0.5 \text{ (l/s)} \\ v_{1min} = 47.45 \text{ (mm/s)} \\ v_{1max} = 67,12 \text{ (mm/s)} \\ \tau_{1max} = 9,74 \text{ (Pa)} \\ \sigma_1 = 6 \text{ MPa} < 62 \text{ MPa} = \frac{205}{s} \text{ MPa} \end{array} \right. , \text{ pour } V \in [2.5l, 4,12l]$$

Pour le petit cylindre (diamètre d_2)

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{2min} = 0.3516 \text{ (l/s)} \\ Q_{2max} = 0.5 \text{ (l/s)} \\ v_{2min} = \frac{0.45}{d_2^2} \text{ (mm/s)} \\ v_{2max} = \frac{2}{\pi d_2^2} \text{ (mm/s)} \\ \tau_{2max} = \frac{9}{d_2^3} \text{ (MPa)} \\ \sigma_2 = \frac{d_2}{2e_2} (p_{atm} + \rho_{miel} g c_{2max}) \text{ (Pa)} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Q_{2min} = 0.3516 \text{ (l/s)} \\ Q_{2max} = 0.5 \text{ (l/s)} \\ v_{2min} = 222,63 \text{ (mm/s)} \\ v_{2max} = 314,96 \text{ (mm/s)} \\ \tau_{2max} = 99,04 \text{ (Pa)} \\ \sigma_2 = 4.01 \text{ MPa} < 41 \text{ MPa} = \frac{205}{s} \text{ MPa} \end{array} \right. , \text{ pour } V \in [0.1l, 0.87l]$$

Les valeurs de σ_1 et σ_2 sont nettement inférieures à 62MPa, on n'aura donc pas de problème de résistance.

➤ Cas où les deux cylindres travaillent simultanément

Lorsque les deux cylindres sont supposés travailler simultanément, chacun doit fournir un débit de telle sorte la somme soit égale au débit requis pour chaque cas (i.e. : cas de la viscosité maximale

et minimale). Pour ce faire, on suppose que le débit de chaque cylindre est proportionnel au débit total avec comme coefficient de proportionnalité la proportion de volume que représente chaque cylindre par rapport au volume maximal (i.e. : 5l) :

Soient :

Q Le débit total

Q_1 Le débit que fourni le grand cylindre de diamètre d_2 .

Q_2 Le débit que fourni le petit cylindre de diamètre d_1 .

On a alors,

$$Q_1 = x_1 Q \text{ et } Q_2 = x_2 Q, \text{ avec } x_1 = \frac{v_{1max}}{5} \text{ et } x_2 = \frac{v_{2max}}{5}.$$

Compte tenu du fait que $v_{1max} + v_{2max} = 5 \text{ l}$, on aura toujours

$$Q_1 + Q_2 = x_1 Q + x_2 Q = (x_1 + x_2) Q = Q, \text{ vue que } x_1 + x_2 = \frac{v_{1max}}{5} + \frac{v_{2max}}{5} = 1.$$

Par conséquent

$$\text{Pour le cylindre de grand diamètre } d_1 \left\{ \begin{array}{l} Q_{1min} = x_1 Q_{min} = \frac{v_{1max} Q_{min}}{5} = \frac{4.12 \times 0.35}{5} = 0.29 \text{ l/s} \\ Q_{1max} = x_1 Q_{max} = \frac{v_{1max} Q_{max}}{5} = \frac{4.12 \times 0.5}{5} = 0.4122 \end{array} \right.$$

sachant que $Q_{min} = 0.35 \text{ l/s}$ et $Q_{max} = 0.5 \text{ l/s}$.

$$\text{Pour le cylindre de } \left\{ \begin{array}{l} Q_{2min} = x_2 Q_{min} = \frac{v_{2max} Q_{min}}{5} = \frac{0.878 \times 0.35}{5} = 0.062 \text{ l/s} \\ Q_{2max} = x_2 Q_{max} = \frac{v_{2max} Q_{max}}{5} = \frac{0.878 \times 0.5}{5} = 0.088 \text{ l/s} \end{array} \right.$$

Par suite, les vitesses et les pressions correspondant qui en découlent seront comme suit :

$$\text{Pour le grand cylindre (diamètre } d_1) \left\{ \begin{array}{l} Q_{1min} = 0.29 \text{ (l/s)} \\ Q_{1max} = 0.4122 \text{ (l/s)} \\ V_{1min} = \frac{4 \times 0.29}{\pi d_1^2} = \frac{1.16}{\pi d_1^2} \text{ (mm/s)} \\ V_{1max} = \frac{4 \times 0.4122}{\pi d_1^2} = \frac{1.65}{\pi d_1^2} \text{ (mm/s)} \\ \tau_{1max} = \frac{23.2}{\pi d_1^3} \text{ (mPa)} \end{array} \right.$$

$$\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Q_{1min} = 0.29 \frac{\text{l}}{\text{s}} \\ Q_{1max} = 0.4122 \frac{\text{l}}{\text{s}} \\ V_{1min} = 39 \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right) \\ V_{1max} = 55.38 \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right) \\ \tau_{1min} = 1,13 \times 10^{-3} \text{ (Pa)} \\ \tau_{1max} = 8 \text{ (Pa)} \end{array} \right. \text{ Lorsque } v \in [4,12 \text{ l} ; 5 \text{ l}]$$

$$\text{Pour le petit cylindre (diamètre } d_2) \left\{ \begin{array}{l} Q_{2min} = 0.062 \text{ l/s} \\ Q_{2max} = 0.088 \text{ l/s} \\ V_{2min} = \frac{4 \times 0.062}{\pi d_1^2} = \frac{0.248}{\pi d_2^2} \text{ (mm/s)} \\ V_{2max} = \frac{4 \times 0.088}{\pi d_1^2} = \frac{0.352}{\pi d_2^2} \text{ (mm/s)} \rightarrow \\ \tau_{2min} = \frac{0.704 \times 10^{-3}}{\pi d_2^3} \text{ (MPa)} \\ \tau_{2max} = \frac{4.96}{\pi d_2^3} \text{ (MPa)} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{2min} = 0.062 \text{ l/s} \\ Q_{2max} = 0.088 \text{ l/s} \\ V_{2min} = 39.05 \text{ (mm/s)} \\ V_{2max} = 55.434 \text{ (mm/s)} \\ \tau_{2min} = 2466,049771 \times 10^{-3} \text{ (MPa)} \\ \tau_{2max} = 17374,44157 \text{ (MPa)} \end{array} \right. \quad \text{Lorsque } v \in [4,12l; 5l]$$

On peut tirer les avantages et les inconvénients suivants de ce concept.

Avantages :

- Il offre une course minimale intéressante lorsqu'il s'agit de remplir des volumes faibles (peut donc être d'une bonne précision) tout en conservant une course maximale acceptable commune aux deux cylindres, permettant de tenir compte de la stabilité et de l'encombrement verticale.

Inconvénients :

- Concept sensiblement plus couteux que le premier du fait que deux références différentes de cylindres seront requises.
- Le contrôle du volume à remplir peut être plus fastidieux que dans le premier concept.

Choix final

En regardant les deux concepts développés, le choix peut très vite tomber sur le deuxième du fait que le premier n'offre pas une bonne combinaison course minimale-course maximale sur la plage de volume considérée ($0.1 \text{ l} \leq v \leq 5 \text{ l}$: lorsque la course minimale est acceptable, la course maximale est très grande, lorsque la course maximale est acceptable, la course minimale est très petite).

✓ Choix de l'extrémité du cylindre

Le concept retenu présuppose que les cylindres utilisés soient de fond plat, il serait alors primordial de chercher les dimensions appropriées de la plaque de couverture ainsi que le procédé d'assemblage approprié avec le cylindre pour notre application.

○ Dimensions

La plaque de couverture peut être assemblée de différentes méthodes telles que le filetage, soudage ou peut-être même une partie intégrant du cylindre. D'après [14], lorsque le couvercle est de forme plate, alors son épaisseur minimale peut être calculé en utilisant la formule empirique suivante :

$$e = d_i \sqrt{\frac{kp}{R_e}}$$

Avec

d_i Le diamètre intérieur du cylindre

k Un coefficient empirique égale à 0.162

p La pression interne du cylindre

R_e La limite d'élasticité pour le matériau choisi

En appliquant cette relation sur les cylindres choisis, on aura :

$$\begin{cases} e_1 = d_1 \sqrt{\frac{kp_{1max}}{R_e}} = 9.7384 \sqrt{\frac{0.162 \times 7.996046024}{41 \times 10^6}} = 0,001910922 \text{ cm} \\ e_2 = d_2 \sqrt{\frac{kp_{2max}}{R_e}} = 4.4958 \sqrt{\frac{0.162 \times 99.04249233}{41 \times 10^6}} = 0,00281244 \text{ cm} \end{cases}$$

On voit à partir de ces valeurs que l'épaisseur du couvercle n'est pas du tout critique et peut être choisi égale à celui du cylindre correspondant.

En tenant compte de la configuration du concept choisi, une ouverture d'un certain diamètre doit être prévue sur le couvercle

o Assemblages

L'assemblage cylindre-couvercle choisi est celui par soudage du fait qu'il soit le plus économique pour les pressions relativement faibles (comme le cas de nos cylindres quelques dizaines de Pa).

1.2. Les sources

La technologie de remplissage choisie à l'issue de la pré-étude a permis de savoir que le produit à remplir doit être tiré d'une trémie et/ou directement à partir de la source primaire par l'intermédiaire d'un tuyau flexible. Cette section sera donc dédiée à la conception de la trémie/le tuyau selon les spécifications d'ingénierie établies.

La pré-étude a montré que pour des produits de très grande viscosité, la technologie avec trémie serait la plus adaptée. Pour avoir la plus large plage de viscosité possible, nous allons combiner les deux concepts comme suit :

- Lorsque l'utilisateur final du produit juge son produit à remplir assez visqueux la trémie est montée.
- Lorsque le produit est à écoulement libre, la trémie est démontée et remplacée par un tuyau flexible adapté.

1.2.1. Dimensionnement de la trémie

Pour une plus grande capacité et un encombrement minimale, la trémie peut être choisie de telle sorte qu'elle soit composée d'une partie supérieure cylindrique de diamètre d_{cy} et une partie basse conique de diamètre de base identique à celui du cylindre et assemblé à ce dernier par soudage. Dans la suite nous allons nous intéresser aux dimensions minimales de la trémie (hauteur, diamètre et épaisseur) pour satisfaire les spécifications d'ingénierie.

Etant donné que les diamètres et les épaisseurs des cylindres et cônes existants sur le marché sont normalisés, toutes les grandeurs relatives à la trémie seront exprimées en fonction du diamètre d_{cy} , e_3 (épaisseur commune entre le cylindre et le cône) et la hauteur h_{cy} du cylindre. Par la suite, pour chaque référence de cylindre (i.e. : couple (d_{cy}, e_3)), nous allons varier h_{cy} jusqu'à ce que les bonnes valeurs de d_{cy} , e_3 et h_{cy} qui permettent d'obtenir le volume avec une résistance suffisante des deux parties de la trémie.

- **La hauteur totale de la trémie**

Pour tenir en compte l'encombrement vertical maximal, on choisit une hauteur totale minimale $h = h_{cy} + h_{c\hat{o}} = 0.3m$

- **Le volume**

Comme la trémie est composée de deux parties de géométries différentes, le volume total sera :

$$V = V_{cy} + V_{c\hat{o}}$$

Or, $V_{cy} = \frac{\pi}{4} d_{cy}^2 h_{cy}$ et $V_{c\hat{o}} = \frac{\pi h_{c\hat{o}}}{12} (d_{cy}^2 + d_{cy} d_{c\hat{o}} + d_{c\hat{o}}^2)$

Pour des raisons de simplicité, on choisit $d_{c\hat{o}} = d_2$: le diamètre du petit cylindre.

Pour augmenter le volume, il est plus facile d'agir sur les dimensions du cylindre que ceux du cône, on écrit : $h_{c\hat{o}} = 0.3 - h_{cy}$

En remplaçant $h_{c\hat{o}}$, V_{cy} et $V_{c\hat{o}}$ par leurs expressions respectives, on aura :

$$V = \frac{\pi}{12} (d_{cy}^2 + d_{cy} d_2 + d_2^2) (0.3 - h_{cy}) + \frac{\pi}{4} d_{cy}^2 h_{cy}$$

- **Les contraintes que subit la partie cylindrique :**

Les mêmes hypothèses que celles fixées dans la partie de dimensionnement des cylindres sont conservées pour le calcul des contraintes que subit la partie cylindrique de la trémie sous la pression interne. L'expression de la contrainte est :

$$\sigma = \frac{pd_{cy}}{2e_{cy}}$$

Or, en considérant la trémie à son état de pression maximale (i.e. : rempli de miel dont la masse volumique $\rho_{miel} = 1.422kg/l$), la formule de Pascal donne :

$$p_{cy} = p_{atm} + \rho_{miel}gh_{cy}$$

L'expression de la contrainte devient :

$$\sigma_{cy} = \frac{(p_{atm} + \rho_{miel}gh_{cy})d_{cy}}{2e_{cy}}, \text{ avec } g = 9.81 \text{ N/Kg l'accélération de la pesanteur.}$$

- **Les contraintes que subit la partie conique :**

En appliquant la même démarche que dans [13] pour le calcul de la contrainte que subit une coque cylindrique, on peut établir celle que subit une coque mince conique soumis à une pression interne.

D'une part, la projection de la pression interne est telle qu'elle soit distribuée sur une surface trapézoïdale (figure 22). Par conséquent la force extérieure qu'exerce le fluide sur le cône est donnée par :

$$F_{ext} = p_{c\hat{o}}S_{c\hat{o}}, \text{ avec } S_{c\hat{o}} \text{ la section longitudinale du cône. Or}$$

$$S_{c\hat{o}} = \frac{1}{2}h_{c\hat{o}}(d_{cy} + d_2) \text{ Et } p_{c\hat{o}} = p_{cy} + \rho_{miel}gh_{c\hat{o}} \Rightarrow F_{ext} = \frac{1}{2}h_{c\hat{o}}(d_{cy} + d_2)(p_{cy} + \rho_{miel}gh_{c\hat{o}})$$

Comme $h_{c\hat{o}} = 0.3 - h_{cy}$, finalement :

$$F_{ext} = \frac{1}{2}(0.3 - h_{cy})(d_{cy} + d_2)[p_{cy} + \rho_{miel}g(0.3 - h_{cy})] \quad (a)$$

D'autre part, la force résistante du cône, d'épaisseur e_3 est telle que :

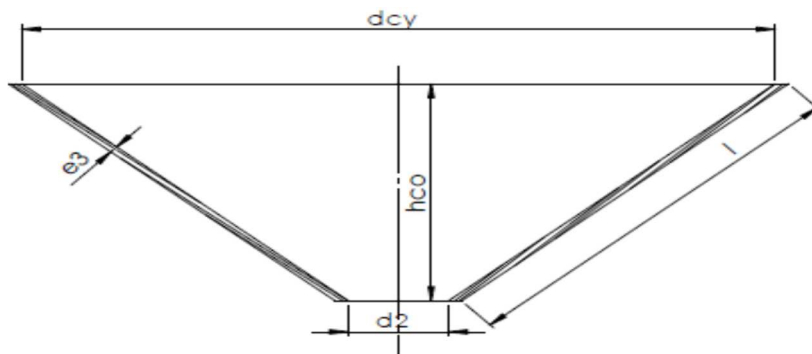


Figure 22: Coupe longitudinale de la partie conique

$$F_{res} = 2\sigma_{c\hat{o}}e_3l \quad (b)$$

Le facteur 2 apparait pour tenir en compte du fait qu'il s'agit de deux surfaces.

L'expression de l peut être déterminée en faisant les considérations géométriques suivantes (figure 23) :

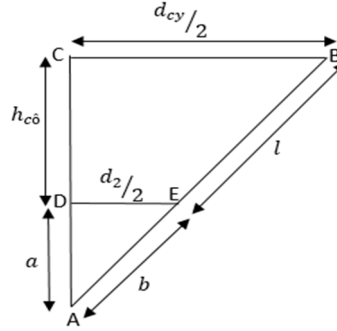


Figure 23: Considérations géométriques de la partie conique

D'une part, en appliquant le théorème de Thalès en pour les triangles ABC et AED, on a :

$$\frac{l+b}{b} = \frac{d_{cy}}{d_2} \Rightarrow l = b \left(\frac{d_{cy}}{d_2} - 1 \right) \text{ ou alors } b = \frac{l}{\frac{d_{cy}}{d_2} - 1} = \frac{ld_2}{d_{cy} - d_2} \quad (1) \text{ Et}$$

$$\frac{h_{c\hat{o}} + a}{a} = \frac{d_{cy}}{d_2} \Rightarrow a = \frac{h_{c\hat{o}}}{\frac{d_{cy}}{d_2} - 1} \text{ ou alors } \frac{lh_{c\hat{o}}}{d_{cy} - d_2} \quad (2)$$

$$\text{D'autre part, le théorème de Pythagore appliqué donne } (b + l)^2 = (h_{c\hat{o}} + a)^2 + \left(\frac{d_{cy}}{2} \right)^2 \quad (3)$$

$$\text{En utilisant (1) et (2), on a : } h_{c\hat{o}} + a = h_{c\hat{o}} + \frac{h_{c\hat{o}}}{\frac{d_{cy}}{d_2} - 1} \Rightarrow h_{c\hat{o}} + a = \left(\frac{h_{c\hat{o}} d_{cy}}{d_{cy} - d_2} \right) \quad (4)$$

$$\text{Et : } b + l = l + \frac{l}{\frac{d_{cy}}{d_2} - 1} \Rightarrow b + l = \frac{ld_{cy}}{d_{cy} - d_2} \quad (5)$$

$$\text{En injectant (4) et (5) dans (3), on a : } \left(\frac{ld_{cy}}{d_{cy} - d_2} \right)^2 = \left(\frac{h_{c\hat{o}} d_{cy}}{d_{cy} - d_2} \right)^2 + \left(\frac{d_{cy}}{2} \right)^2$$

$$\text{Finalement, } l = \sqrt{h_{c\hat{o}}^2 + \frac{1}{4}(d_{cy} - d_2)^2} = \sqrt{(0.3 - h_{cy})^2 + \frac{1}{4}(d_{cy} - d_2)^2}$$

On peut maintenant remplacer l'expression de l dans F_{res}

$$F_{res} = 2\sigma_{c\hat{o}}e_3l = 2\sigma_{c\hat{o}}e_3 \sqrt{(0.3 - h_{cy})^2 + \frac{1}{4}(d_{cy} - d_2)^2}$$

La condition d'équilibre du cône donne :

$$\begin{aligned} F_{ext} = F_{res} &\Leftrightarrow 2\sigma_{c\hat{o}}e_3 \sqrt{(0.3 - h_{cy})^2 + \frac{1}{4}(d_{cy} - d_2)^2} \\ &= \frac{1}{2}(0.3 - h_{cy})(d_{cy} + d_2)[p_{cy} + \rho_{miel}g(0.3 - h_{cy})] \end{aligned}$$

$$\text{D'où l'expression de } \sigma_{c\hat{o}}: \sigma_{c\hat{o}} = \frac{(0.3-h_{cy})(d_{cy}+d_2)[p_{cy}+\rho_{miel}g(0.3-h_{cy})]}{4e_3\sqrt{(0.3-h_{cy})^2+\frac{1}{4}(d_{cy}-d_2)^2}}$$

Pour faciliter les applications numériques, on répertorie les relations établies comme suit

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{c\hat{o}} = 0.3 - h_{cy} \\ v = \frac{\pi}{12}(d_{cy}^2 + d_{cy}d_2 + d_2^2)(0.3 - h_{cy}) + \frac{\pi}{4}d_{cy}^2h_{cy} \\ \sigma_{cy} = \frac{(p_{atm} + \rho_{miel}gh_{cy})d_{cy}}{2e_{cy}} \\ \sigma_{c\hat{o}} = \frac{(0.3 - h_{cy})(d_{cy} + d_2)[p_{cy} + \rho_{miel}g(0.3 - h_{cy})]}{4e_3\sqrt{(0.3 - h_{cy})^2 + \frac{1}{4}(d_{cy} - d_2)^2}} \end{array} \right.$$

En remplaçant d_2 , ρ_{miel} et p_{atm} par leurs valeurs respectives

$$d_2 = 0.044958 \quad \rho_{miel} = 1422kg/m^3 \quad p_{atm} = 101325 Pa$$

$$\text{On aura finalement : } \left\{ \begin{array}{l} h_{c\hat{o}} = 0.3 - h_{cy} \text{ (m)} \\ v = \frac{\pi}{12}(d_{cy}^2 + 0.044958d_{cy} + 0.044958^2)h_{c\hat{o}} + \frac{\pi}{4}d_{cy}^2h_{cy} \text{ (m}^3\text{)} \\ \sigma_{cy} = \frac{(50662.5+6975h_{cy})d_{cy}}{e_3} \text{ (Pa)} \\ \sigma_{c\hat{o}} = \frac{26377.5h_{c\hat{o}}(d_{cy}+0.04)}{e_3\sqrt{h_{c\hat{o}}^2+\frac{1}{4}(d_{cy}-0.04)^2}} \text{ (Pa)} \end{array} \right.$$

Remarque : Ces grandeurs sont établies en supposant que les deux parties de la trémie (partie cylindrique et conique) sont sans soudure ou l'efficacité de soudure est de 100%.

A l'issue des calculs effectués sur Excel, quelques valeurs intéressantes ont été repérée et regroupé dans le tableau 7 de l'annexe 5 :

Pour le matériau choisi au début, on voit clairement à partir des valeurs de σ_{cy} et $\sigma_{c\hat{o}}$ qu'on n'aura pas de problème de résistance du fait qu'ils sont tous les deux inférieures à la limite élastique du matériau.

En choisissant la référence DN550SCH5S, les dimensions de la trémie seront :

Le diamètre de la partie cylindrique : $d_{cy} = 549,25 \text{ mm}$

Le diamètre de l'ouverture de la trémie : $d_2 = 44,96 \text{ mm}$

La hauteur de la partie cylindrique : $h_{cy} = 190 \text{ mm}$

La hauteur de la partie conique : $h_{c\hat{o}} = 110 \text{ mm}$

Le volume total de la trémie : $V_{trémie} = 54.5 \text{ l}$

1.2.2. Dimensionnement du tuyau :

Comme susmentionné, lorsque le produit à remplir est semblable à l'eau, la trémie peut être remplacée par un tube qui sera directement liée à la source du produit. Le diamètre de ce tube doit être choisi égale à celui de l'ouverture de la trémie, à savoir d_2 .

1.3. Le système d'entraînement :

Cette section sera dédiée au calcul de toutes les grandeurs relatives au système d'entraînement ainsi que le choix final de la technologie la plus adaptée.

On rappelle que les résultats obtenus jusque-là pour le dimensionnement des vérins sont les suivants :

Pour le grand cylindre (diamètre d_1)

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Diamètre intérieur } d_1 = 97.384 \text{ mm} \\ Q_{1min} = 0.29 \text{ l/s} \\ Q_{1max} = 0.412 \text{ l/s} \\ v_{1min} = 39 \text{ (mm/s)} \\ v_{1max} = 55.38 \text{ (mm/s)} \\ \tau_{1min} = 1,137 \times 10^{-3} \text{ (Pa)} \\ \tau_{1max} = 8 \text{ (Pa)} \\ c_{1min} = 335,64 \text{ mm} \\ c_{1max} = 553,34 \text{ mm} \end{array} \right. \quad \text{lorsque } V \in [2,5 \text{ l}, 4,12 \text{ l}]$$

Pour le grand cylindre (diamètre d_2)

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Diamètre intérieur } d_2 = 44.958 \text{ mm} \\ Q_{2min} = 0.3516 \text{ (l/s)} \\ Q_{2max} = 0.5 \text{ (l/s)} \\ v_{2min} = 222,63 \text{ (mm/s)} \\ v_{2max} = 315 \text{ (mm/s)} \\ \tau_{2min} = 14011,64643 \times 10^{-3} \text{ (mPa)} \\ \tau_{2max} = 99,04 \text{ (Pa)} \\ c_{2min} = 63 \text{ mm} \\ c_{2max} = 553,34 \text{ mm} \end{array} \right. \quad , \text{ lorsque } V \in [0,1 \text{ l}, 0,87 \text{ l}]$$

✓ Choix de la technologie d'entraînement :

Système d'entraînement joue un rôle primordial dans la précision de remplissage et son contrôle. Le choix doit alors être fait d'une manière judicieuse.

i. Technologies identifiées :

Entraînement à vérin pneumatique avec système de mesure intégré ou non

Entraînement avec servomoteur.

- ii. Technologie de départ : Entraînement à vérin pneumatique avec système de mesure intégré ou non
- iii. Premier concept : Vérin pneumatique standard couplé avec un potentiomètre linéaire.

Les actionneurs pneumatiques ont plusieurs avantages, on peut citer : ils sont rapides, moins chers, ont un rapport puissance/masse remarquable, sont facilement maintenables et ne contaminent pas l'espace de travail.

La disposition verticale de la machine choisie a permis de distinguer les deux configurations vérin-piston-cylindre suivantes :

- Les axes du vérin et du cylindre confondus
- Les axes du vérin et du cylindre parallèles

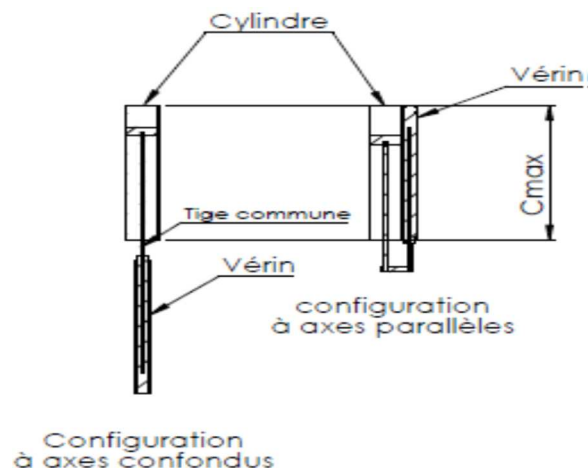


Figure 24: Les deux configurations du vérin

Dans la première configuration (figure 24), l'intégration d'un potentiomètre linéaire ne pourra être possible que si on utilise un vérin à tige traversante (dont l'encombrement est le double de son homologue normal) de telle sorte que l'une entraîne le piston du cylindre et l'autre soit liée au potentiomètre. Par conséquent, l'encombrement verticale minimale de l'ensemble sera $3c_{max} = c_{cylindre} + c_{vérin} + c_{capteur} = 1.659 \text{ m}$. Ce qui risque de compromettre l'encombrement globale de la machine.

Par contre, dans la deuxième configuration il est clair d'après la figure 24 que le capteur de position peut être placé de telle sorte que l'axe de sa tige soit parallèle à ceux du vérin et du cylindre et son extrémité fixée à la barre liant les tiges du vérin et du cylindre pour évaluer les positions de cette dernière. L'encombrement maximale (à la sortie des tiges) dans ce cas devient $2c_{max} = 1.106 \text{ m}$.

Les considérations précédentes conduisent à choisir la deuxième configuration à partir de laquelle on fera les calculs de dimensionnement relatifs au vérin.

- **La force nécessaire pour entraîner les dispositifs cylindre-piston :**

D'après ce qui précède, le système d'entraînement doit, en plus des forces de viscosités, vaincre le poids du produit. On prendra en considération le poids maximal qu'il aura à entraîner pour un cylindre de diamètre d . Ce poids maximal est obtenu lorsque ce dernier est rempli de miel jusqu'à sa course maximale.

$$P_{max} = \rho_{miel} V_{max} g$$

Par suite, en supposant la vitesse déplacement constante (implique que la force d'inertie due à l'accélération est nulle), la force totale maximale que doit supporter le système d'entraînement est :

Au recul (entrée de la tige du vérin) $F_{re} = \frac{\pi}{4} \tau_{max} d^2 + \rho_{miel} V_{max} g$

A l'avance (sortie de la tige du vérin) $F_{av} = \frac{\pi}{4} \tau_{max} d^2$

Avec d le diamètre du cylindre, et $g = 9.81 \text{ N/Kg}$

Finalement,

$$F_{re} = \frac{\pi}{4} \tau_{max} d^2 + 13949.82 V_{max}$$

$$F_{av} = \frac{\pi}{4} \tau_{max} d^2$$

- Temps minimal de déplacement sur la course maximale :

Ce temps est évalué avec la vitesse maximale (i.e. c_{max} de l'eau)

$$t_{max} = \frac{c_{max}}{v_{max}}$$

On applique ces relations sur les cylindres de diamètres respectifs d_1 et d_2 :

Cylindre de diamètre d_1

- ✓ Vitesse maximale de déplacement : $v_{1max} = 55.381 \text{ (mm/s)}$
- ✓ La course maximale : $c_{1max} = 553,3483098 \text{ mm}$
- ✓ La charge maximale au recul : $F_{1rec} = \frac{\pi}{4} \tau_{1max} d_1^2 + 13949.82 V_{1max} = 577.7 \text{ daN}$
- ✓ La charge maximale à l'avance : $F_{1av} = \frac{\pi}{4} \tau_{1max} d_1^2 = 0.6 \text{ daN}$

- ✓ Le temps minimal de parcours de la course maximale : $t_{1min} = \frac{c_{1max}}{v_{1max}} = \frac{553.348}{55.381} = 10s$

Cylindre de diamètre d_2

- ✓ Vitesse maximale de déplacement : $v_{2max} = 314,9678 \text{ (mm/s)}$
- ✓ La course maximale : $c_{2max} = 553,3483098 \text{ mm}$
- ✓ La charge maximale au recul : $F_{2re} = \frac{\pi}{4} \tau_{2max} d_2^2 + 13949.82 V_{2max} = 124.04 \text{ daN}$
- ✓ La charge maximale à l'avance $F_{2av} = \frac{\pi}{4} \tau_{2max} d_2^2 = 1.57 \text{ daN}$
- ✓ Le temps minimal de parcours de la course maximale : $t_{2min} = \frac{c_{2max}}{v_{2max}} = \frac{553.348}{315} = 1.75s$

- Diamètres de l'alésage du vérin et de la tige :

Pour une course maximale de 560mm, on choisit une première référence (CRDNG-32- -PPV-A) commune pour les cylindres de diamètres d_1 et d_2 , du constructeur FESTO dont la fiche technique donne les informations suivantes :

- ✓ Diamètre de piston D : 32 mm
- ✓ Pression de service : 0,6 ... 10 bar
- ✓ Mode de fonctionnement à double effet
- ✓ Fluide de service : Air comprimé selon ISO8573-1:2010 [7:4:4]
- ✓ Force théorique sous 6 bar, au recul : 415 N
- ✓ Force théorique sous 6 bar, à l'avance : 483 N
- ✓ Information matière corps : Acier fortement allié inoxydable (aciers 1.4301(AISI 304) d'après documentation constructeur. [15]
- ✓ Information matière tige de piston : Acier fortement allié inoxydable

A partir de ces informations, on peut déduire

- ☞ Le diamètre de la tige du piston d_t
- ☞ La plage de pression d'opération du compresseur étant donné que les charges à l'avance et au recul sont connues.
- ☞ Vérifier les possibilités de flambage au niveau des deux tiges
 - Le diamètre de la tige du piston :

La force théorique au recul à 6bar est telle que :

$$415 = \frac{\pi}{4}(0.032^2 - d^2) \times 6 \times 10^5 \Rightarrow d = \sqrt{0.032^2 - \frac{4 \times 415}{\pi \times 6 \times 10^5}}$$

D'où $d = 11.97 \text{ mm}$

La plage de pression doit permettre de fournir les pressions nécessaires pour déplacer les charges pour le petit et grand cylindre à leur avance et recul respectifs.

$$\text{A l'avance : } p_{av} \frac{\pi}{4} D^2 = F_{av} \Rightarrow p_{av} = \frac{4F_{av}}{\pi D^2}$$

$$\text{Au recul : } p_{re} \frac{\pi}{4} (D^2 - d_t^2) = F_{re} \Rightarrow p_{re} = \frac{4F_{re}}{\pi(D^2 - d_t^2)}$$

En application numérique :

Pour le cylindre de diamètre d_1

$$p_{1av} = \frac{4F_{1av}}{\pi D^2} = \frac{4 \times 0.06}{\pi \times 0.032^2} = 74.603 \text{ Pa}$$

$$p_{1re} = \frac{4F_{1re}}{\pi(D^2 - d_t^2)} = \frac{4 \times 57.77}{\pi \times (0.032^2 - 0.011972^2)} = 0.835 \text{ bar}$$

Pour le cylindre de diamètre d_2

$$p_{1av} = \frac{4F_2}{\pi D^2} = \frac{4 \times 0.157}{\pi \times 0.032^2} = 195.213 \text{ Pa}$$

$$p_{1re} = \frac{4F_2}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \times 12.404}{\pi \times (0.032^2 - 0.011972^2)} = 0.179 \text{ bar}$$

Les pressions à l'avance et au recul pour la charge sur le cylindre de diamètre d_2 étant inférieures à celles minimales d'opération du piston, on peut retenir à priori une plage de pression de la machine de remplissage entre 0.6 bar et 0.835 bar.

○ Vérification du flambage :

Pour assurer le fonctionnement du système sans damage, on vérifie qu'avec les conditions de fonctionnement, les tiges ne risquent pas un phénomène de flambement dû aux chargements. Pour ce faire, on suppose que les hypothèses ayant permis d'établir l'expression de la charge critique d'Euler sont vérifiées, à savoir :

La section constante,

Le poids propre de la barre négligeable,

Le matériau homogène (acier X5CrNi18-10),

Le raccourcissement de la barre négligeable vis-à-vis de la déformation due à la flexion.

[16]

Le modèle de fixation adopté, a priori, est comme le montre la figure 25 suivante

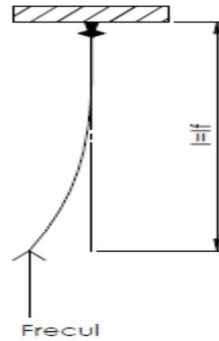


Figure 25: Modèle de fixation au flambage

En vertu du dimensionnement en flambement, on cherchera à vérifier que la contrainte de compression dans la tige est inférieure à celle admissible en flambement qui se traduit par la relation suivante :

$$\sigma_{ad. \text{ flambement}} = \frac{\sigma_{critique \text{ flambement}}}{s} \geq \sigma_{compression} = \frac{N}{A}$$

Avec s , N et A le coefficient de sécurité, l'effort normale à une section droite de la tige (la charge F au recul dans notre cas) et la section droite de la tige respectivement.

On maintien le même matériau pour la tige du cylindre que le vérin, à savoir l'acier inoxydable fortement allié (aciers 1.4301(AISI 304)- X5CrNi18-10) dont les propriétés mécaniques sont les suivantes :

Module d'Young : 200GPa

Résistance à la traction : 190MPa [17]

✓ Vérification de la condition d'Euler en élancement :

Par définition, l'élancement d'une colonne s'écrit : $\lambda_{col} = \frac{l_f}{i_g}$, avec $l_f = l$.

Où i_g est le rayon de giration dont l'expression est donnée par : $i_g = \sqrt{\frac{I}{A}}$

I Le moment d'inertie de la section de la tige.

A La section droite dont l'expression $A = \frac{\pi}{4} d^2$.

l_f La longueur de flambement égale à la longueur l de la tige dans le modèle de fixation.

La tige en question est de section circulaire, alors $I = \frac{\pi}{64} d^4$

$$\text{D'où } i_g = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{64} d^4}{\frac{\pi}{4} d^2}} = \sqrt{\frac{d^2}{16}} = \frac{d}{4}$$

Par conséquent : $\lambda_{col} = \frac{4l}{d}$

On peut montrer que l'élongement limite d'Euler s'écrit : $\lambda_{limite Euler} = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}}$

Et l'élongement réduit est défini telle que : $\bar{\lambda} = \frac{\lambda_{colonne}}{\lambda_{limite Euler}}$

E Le module d'Young du matériau

R_e La limite d'élasticité du matériau

Puisque les deux cylindres ont des vérins identiques, on fait l'application numérique pour le pire des cas (cas du recul cylindre de diamètre d_1 remplie de miel)

$$A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} \times (97.384)^2 = 7448,43 \text{ mm}^2$$

Par suite : $\lambda_{col} = \frac{4l}{d} = \frac{4c_{max}}{d_1} = \frac{4 \times 553.348}{97.384} = 22.73$
 $\Rightarrow \lambda_{limite Euler} = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \sqrt{\frac{200 \times 10^3}{190}} = 102$

Donc $\lambda_{col} < \lambda_{limite Euler}$. Par conséquent la contrainte admissible au flambement sera donnée par la formule empirique de Rankine définie comme suit :

$$\sigma_{critique flambement} = \sigma_{critique Rankine} = \frac{R_e}{1 + \bar{\lambda}^2}$$

On évalue par la suite cette contrainte puis la comparer avec celle de compression due à la charge F.

D'une part $\bar{\lambda} = \frac{\lambda_{colonne}}{\lambda_{limite Euler}} = \frac{22.728}{102} = 0.223$
 $\sigma_{critique Rankine} = \frac{190}{1 + 0.223^2} = 155.35 \text{ MPa}$

D'autre part $\sigma_{compression} = \frac{F}{A} = \frac{57.77}{7448,436153} = 0,00775 \text{ MPa}$

En prenant un facteur de sécurité $s = 2.2$, on a $\frac{\sigma_{critique Rankine}}{s} = 70.6 \text{ MPa} > \sigma_{compression} = 0,00775 \text{ MPa}$

Le flambage est donc loin d'avoir lieu sur la tige du cylindre de diamètre d_1 .

A partir de ces résultats on déduit que le flambage au niveau de la tige du vérin n'a aucune chance d'avoir lieu du fait qu'elle ne sera soumise en compression qu'à l'avance dont l'effort requis est plus faible que celui au recul.

2. Le sous-système de contrôle

Le sous-système de contrôle a pour principale rôle de contrôler le volume à remplir. Pour tout volume compris entre 100ml et 5000ml, la machine doit pouvoir le remplir à une précision de +/- 1% près. Avec la technologie de remplissage à pistons volumétriques, pour agir sur le volume à remplir il suffit d'agir sur la course du cylindre sachant que les diamètres sont fixes. Par conséquent, pour chaque capacité introduite par l'opérateur à travers une interface graphique (cf. : cahier des charges), un ajustement de la course sera requis. Autrement dit, à chaque fois que le volume à remplir est modifié, la course du vérin doit être limitée entre deux positions extrêmes correspondant à ce volume.

Dans la littérature, diverses technologies pour contrôler un système pneumatique existent. On va en mentionner que quelques-uns, à savoir le contrôle par servo- valves (servo- distributeur) proportionnels, par vanne de pression électronique (dispositifs électroniques qui laissent passer une certaine quantité de pression selon la tension d'entrée) et par distributeurs électropneumatiques standards piloté par un signal PWM qui, en plus de ces composants, un capteur de déplacement linéaire est utilisé pour renvoyer la position actuelle du piston du cylindre et, éventuellement, des capteurs de pression. Pour chacune de ces technologies, des méthodes de contrôle spécifiques leur sont dévouées.

2.1. Contrôle de force/position par servo- distributeur proportionnel

i. Présentation d'une servo- valve

Dans ce type de technologie, la composante principale est la servo- valve. Ce sont des distributeurs proportionnels, non-compensés en pression, à 2 étages dont le premier est original. Elles se caractérisent par de hautes performances en précision et surtout par leur faible temps de réponse. Leur symbole est semblable à celui des distributeurs proportionnels avec un centre fermé (figure 26).

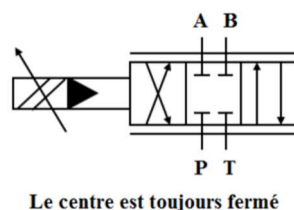


Figure 26: Schéma de principe d'un distributeur proportionnel avec centre fermé

Les servo-valves ne sont pas compensées en pression. Le débit Q en sortie dépend donc de la perte de charge ΔP_i entre son entrée et sa sortie. L'étage de puissance d'une servo-valve est construit avec un tiroir à recouvrement nul. Pour une perte de charge $\Delta P_i = \text{constante}$, on obtient donc une caractéristique linéaire du débit Q en fonction du courant de commande i (figure 27). Elle sera du type :

$$Q = K \cdot i \cdot \sqrt{\Delta P_i}$$

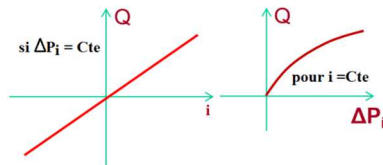


Figure 27: Caractéristique en débit d'une servo- valve

ii. Structure d'une servo- valve

Sa structure (figure 28) est telle que l'étage de puissance est un distributeur proportionnel classique à tiroir, à recouvrement nul (d'où la nécessité d'une grande précision de réalisation qui induit des coûts élevés (e.g. : 688\$ environ)). L'étage de commande a pour objectif de commander le déplacement du tiroir en créant une différence de pression ΔP entre ses 2 extrémités. Ce ΔP est obtenu par un système de buses-palette.

La position de la palette située entre les 2 buses est commandée par un moteur-couple. Cette palette est prolongée d'un élément élastique appelé ressort cantilever. L'extrémité de ce ressort est logée dans une rainure du tiroir.

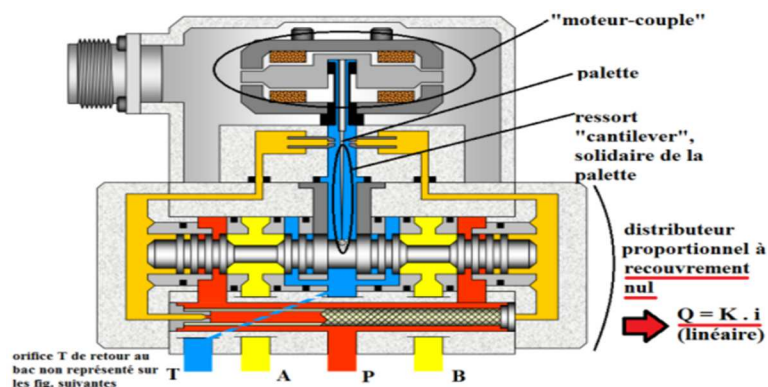


Figure 28: Structure d'une servo- valve

iii. Principe de fonctionnement

Lorsqu'il n'y a pas de courant de commande. La palette est en position centrale entre les 2 buses. Le fluide venant de l'orifice P passe au travers de gicleurs jusqu'aux buses. La pression du fluide qui alimente les 2 buses est identique. Cette pression s'applique des 2 côtés du tiroir qui reste donc en équilibre en position centrale. Les orifices A et B sont donc fermés (figure 28).

Lorsque le moteur-couple est commandé par un courant i (figure 29), la palette se déplace vers une des 2 buses (ici, vers celle de droite) et gêne donc la sortie du fluide par cette buse (figure 30). On crée donc une perte de charge supplémentaire qui provoque l'augmentation de la pression côté droit du tiroir.

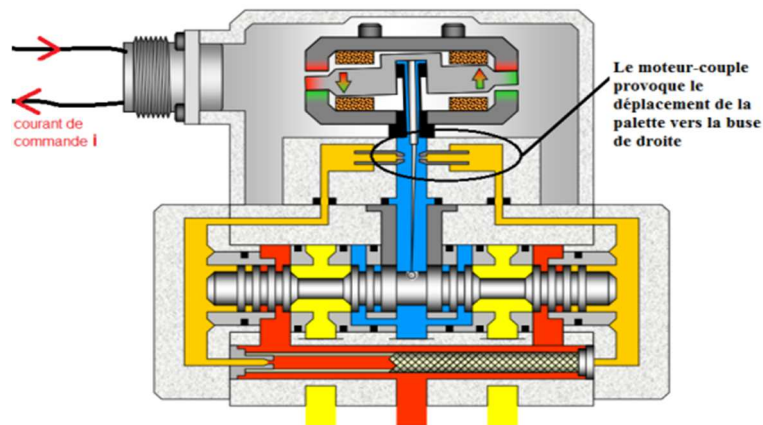


Figure 29: Déplacement de la palette par le "moteur couple"

Le tiroir se déplaçant vers la gauche entraîne avec lui l'extrémité du ressort cantilever (figure 31). Cela crée un couple qui s'oppose à celui produit par le moteur-couple.

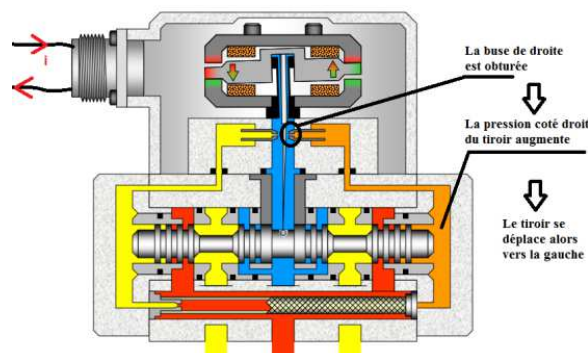


Figure 30: Déplacement du tiroir

Lorsque les 2 couples s'équilibrent, la palette revient en position centrale. Les pressions aux 2 extrémités du tiroir sont donc de nouveau identiques. La position du tiroir est alors stable et définie par l'égalité entre le couple moteur et le couple de rétroaction du ressort cantilever. La position du tiroir est alors l'image du courant de commande i . Il y a donc communication des orifices P et A avec un débit Q proportionnel au courant d'entrée i . [18]

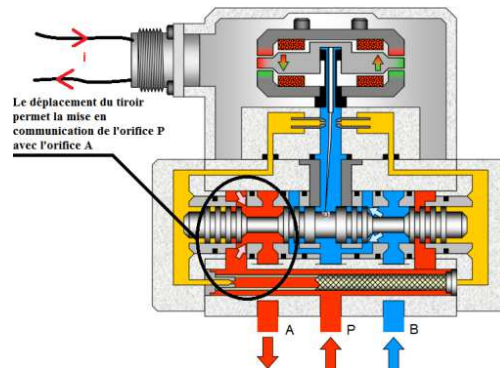


Figure 31: Equilibre du tiroir à débit constant en fonction du courant i

Ce composant est utilisé, avec succès, dans de nombreux travaux notamment dans [19] pour le contrôle de la force que délivre un servo- vérin pneumatique et s'avère très performant pour pallier les non linéarités qui existent des systèmes d'actuation pneumatiques. Toutefois, son coût élevé reste le principal problème pour son utilisation dans des applications qui demandent une précision modeste.

2.2. Contrôle de force/position par vanne de pression électronique

La tâche première d'une vanne de pression électronique est de contrôler d'une manière continue la pression dans différents processus d'automatisation industriels. Leur utilisation dans les actionneurs pneumatiques (vérin) permet de réguler la pression dans les deux chambres de manière à ce que régulation directe de la force puisse être effectuée.

Elles fonctionnent en utilisant une vanne de poussée et une vanne de purge (*vent*) pour maintenir la pression à la sortie à la valeur de consigne désirée (*analog setpoint signal*) (figure 32). Un petit capteur de pression (*PT*) interne à la composante surveille la pression de source et renvoi le signal à un correcteur analogique ou numérique (*controller*) qui ajuste, par conséquent, la pression de sortie

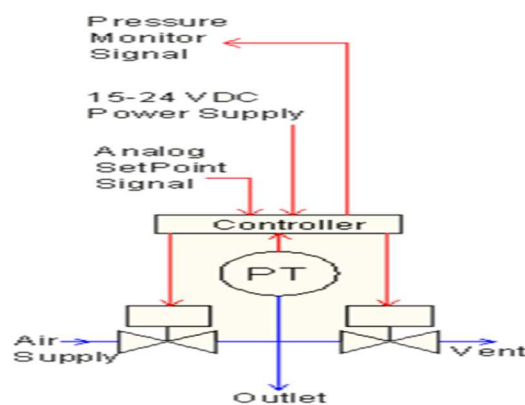


Figure 32: Schéma de principe de la vanne de pression électronique

Le fonctionnement de ces vannes de pression requiert un signal de consigne et généralement une tension/courant continu (e.g. : 0-10V ou 0-5V pour la tension et 4-20mA pour le courant). [21]

Cette technologie est utilisée avec succès dans [20] pour le contrôle de position d'un vérin sans tige avec une bonne précision de +/-1mm. Ce qui montre qu'on peut bel et bien contrôler les positions d'un actionneur pneumatiques d'une manière précise en se passant des distributeurs proportionnels couteux. Néanmoins, la vanne de pression reste relativement cher (prix de l'ordre de 55€) par rapport à notre application.

2.3. Contrôle de force/position par distributeur électropneumatique standard piloté par PWM

Cette technologie n'utilise que des distributeurs électropneumatiques 3/2 standards à bas prix, mais par contre joue sur la technique de contrôle par PWM de sa tension d'entrée. Dans la suite, l'attention sera prêtée au distributeur 3/2 à commande indirect dont le fonctionnement (figure 33) est telle qu'en actionnant la bobine de l'électro-aimant, le distributeur de commande commute et actionne le piston (tiroir) du distributeur principal. Quand on active l'électro-aimant, le noyau (B) est attiré vers le haut contre la force du ressort de rappel. De ce fait, la pression d'air passe et déplace le tiroir qui met les orifices 1 et 2 en relation et l'orifice d'échappement 3 est fermé. Si l'électro-aimant est désactivé, le ressort ramène le noyau dans sa position initiale et le ressort du piston fait de même. La connexion 1 - 2 est obturée pendant que le raccord 2 est relié au raccord d'échappement 3.

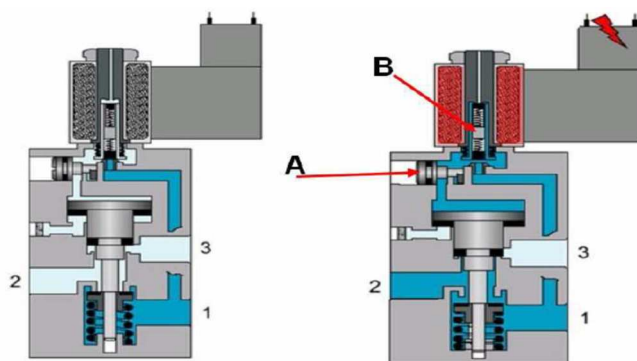


Figure 33: Distributeur 3/2 monostable à commande indirecte

On s'intéressera aux résultats des travaux de Robert B. van Varseveld et Gary M. dans « Contrôle de position précise d'un actionneur pneumatique en utilisant des distributeurs électropneumatiques » où un nouvel algorithme de pilotage des distributeurs par un signal du type modulation par largeur d'impulsion (PWM) est utilisé au lieu des servo- distributeurs couteux. Les

résultats obtenus en termes de précision sont proches de ceux obtenus avec de composantes électroniques plus sophistiquées susmentionnées.

2.3.1. Description de l'algorithme

Robert B. van Varseveld et Gary M. [22] ont utilisé deux distributeurs électriques monostables (figure 35) pour contrôler la position du piston du vérin. Partant du fait que la pression qui part d'un distributeur peut être variée en jouant sur la durée des états successifs passants ou bloquants respectivement, il s'agira de soumettre aux bobines respectives des distributeurs des signaux PWM de rapports cycliques différentes selon la position voulue pour agir indirectement sur les pressions respectives des deux chambres du vérin compte tenu du fait que la position est liée aux pressions régnant dans les deux chambres du vérin selon la relation.

$$m\ddot{x} = F_p - F_{load} - F_{fric} \quad [23]$$

Où m est la masse totale des éléments en mouvement et attachés au piston,

$F_p = p_1A_1 - p_2A_2$ La force résultante de la différence de pression,

A_1 et A_2 Les sections respectives des chambres 1 et 2 (voir figure 34),

p_1 et p_2 Les pressions respectives dans les chambres 1 et 2,

F_{load} La charge appliquée à l'extrémité de la tige du piston et

F_{fric} Les forces de frottement

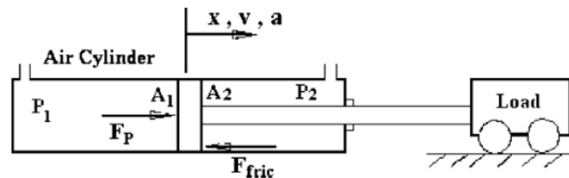


Figure 34: Vérin double effet soumis à une charge

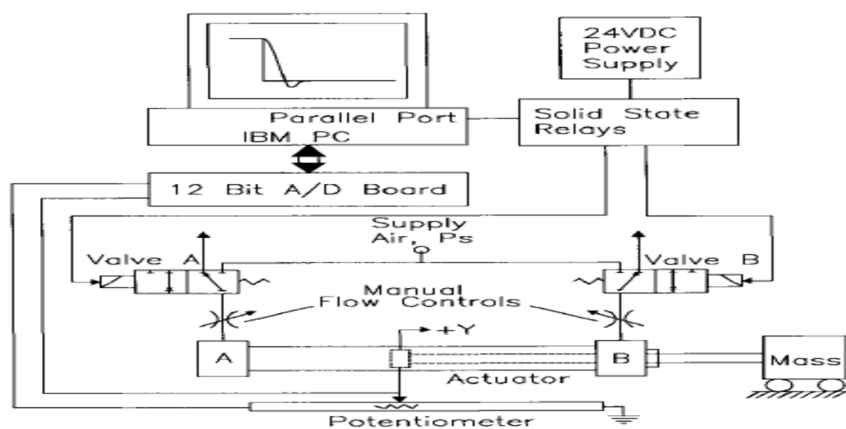


Figure 35: Circuit de puissance et de commande par PWM

Pour ce faire, ils ont établi une relation entre signal de consigne u et des rapports cycliques pour le pilotage des distributeurs d_A et d_B (figure 36) respectivement de telle sorte que la relation vitesse du piston-signal de consigne soit linéaire telle qu'illustré sur la figure 37.

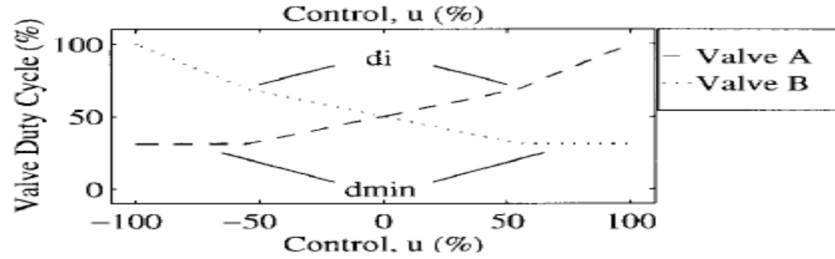


Figure 36: Variation des rapports cycliques des distributeurs A et B en fonction du signal de consigne

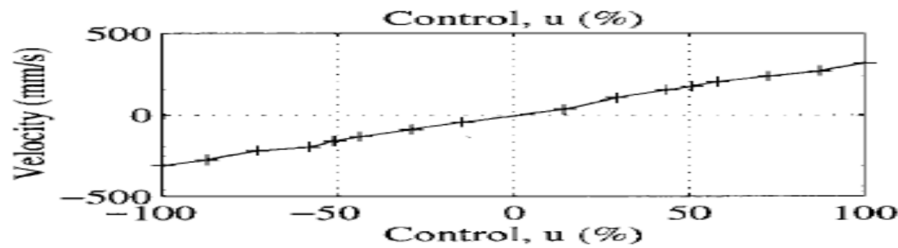


Figure 37: Variations de la vitesse du piston en fonction du signal de consigne

Les rapports cycliques d_A et d_B ont une valeur d_{min} en deçà de laquelle il ne faut pas descendre et qui est donnée par :

$$d_{min} = \frac{T_{vr}}{T_{PWM}} \times 100\%$$

Où T_{vr} est le temps de réponse du distributeur et T_{PWM} la période du signal PWM

Le signal d'entrée est limité à une valeur maximale telle que :

$$u_{max} = 100\% - d_{min}$$

Il a été démontré que lorsque l'un des deux distributeurs atteint d_{min} , alors le rapport cyclique de l'autre est augmenté du double de la pente pour maintenir la relation linéaire entre le signal d'entrée et la sortie (figure 37), et ce point d'inflexion est identifié sur cette figure 36 par une valeur du rapport cyclique d_i donnée par :

$$d_i = 100\% - d_{min}$$

Et le signal u correspondant est $u_l = 2(d_i - 50\%) \times \frac{100\%}{u_{max}}$

Finalement l'algorithme est résumé comme suit :

$$\text{Pour } |u| > 100\%, u = \text{sgn}(u) \times 100\%$$

$$\text{Pour } -u_I \leq u \leq u_I, \text{ alors } d_A = \frac{u(100\% - 2d_{min})}{2u_I} + 50\% \text{ et } d_B = \frac{u(100\% - 2d_{min})}{2u_I} + 50\%$$

$$\text{Pour } u_I \leq u \leq 100\%, \text{ alors } d_A = d_I + \frac{(u - u_I)(100\% - 2d_{min})}{u_I} \text{ et } d_B = d_{min}$$

$$\text{Pour } -100\% \leq u \leq -u_I, \text{ alors } d_A = d_{min} \text{ et } d_B = d_I - \frac{(u - u_I)(100\% - 2d_{min})}{u_I}$$

A partir de là, on sait, a priori, comment varier les rapports cycliques des distributeurs selon le signal d'entrée pour maintenir une relation vitesse du piston-signal d'entrée linéaire et par conséquent contrôler facilement la course du vérin.

Pour avoir une idée du comportement du système, a priori, vis-à-vis de cet algorithme on va essayer par la suite de développer un modèle de simulation qui sera détaillé dans les paragraphes qui suivent.

2.3.2. Modélisation du système

A ce stade de conception, un modèle Simscape de vérin pneumatique piloté par deux distributeurs 3/2 est construit (figure 38) en s'inspirant des travaux dans [24]. Le modèle est composé de plusieurs sous-systèmes qu'on a décrit en détail à l'annexe 6.

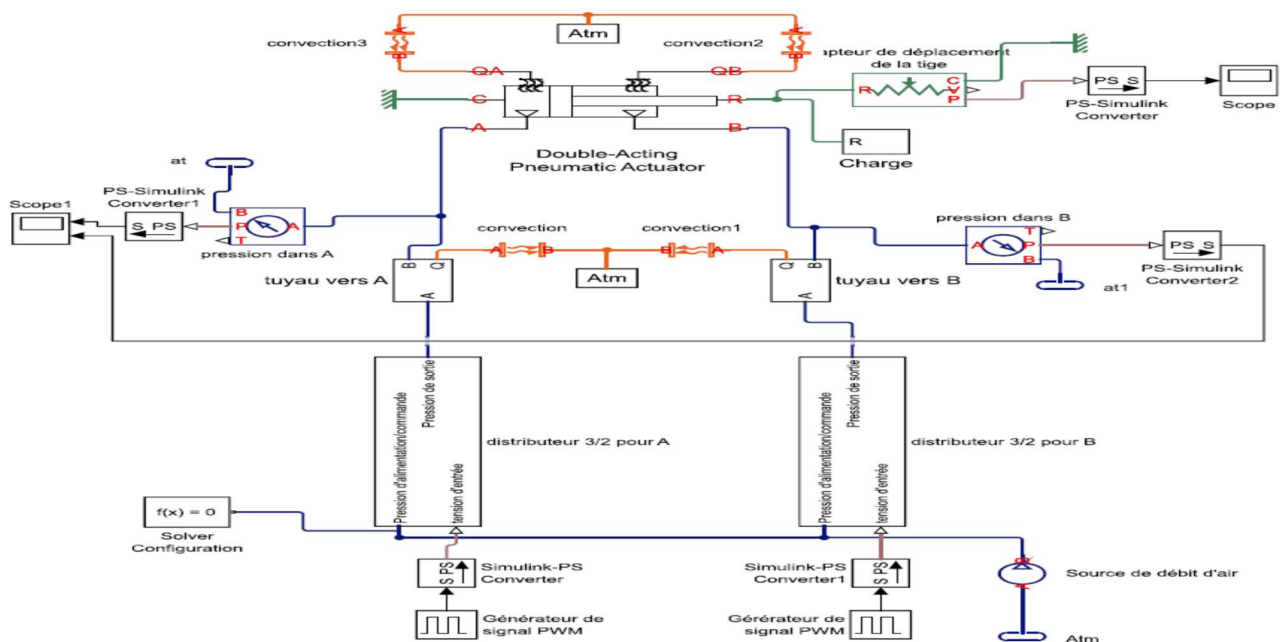


Figure 38: Modèle Simscape du système d'actuation pneumatique

2.3.3. Résultats préliminaires

A ce niveau, on va présenter quelques résultats obtenus à partir de ce modèle avec un temps de réponse du distributeur de 5 ms. Pour une entrée $u = 22\%$ (avance de la tige), les rapports cycliques correspondants pour les distributeurs des chambres A et B du vérin sont $d_A = 57.54\%$ et $d_B = 42.46\%$ respectivement. Pour $u=100\%$, on a mis $d_A = 90\%$ et $d_B = 0.1\%$. Les courbes de réponse en termes de position sont données dans la figure 39.

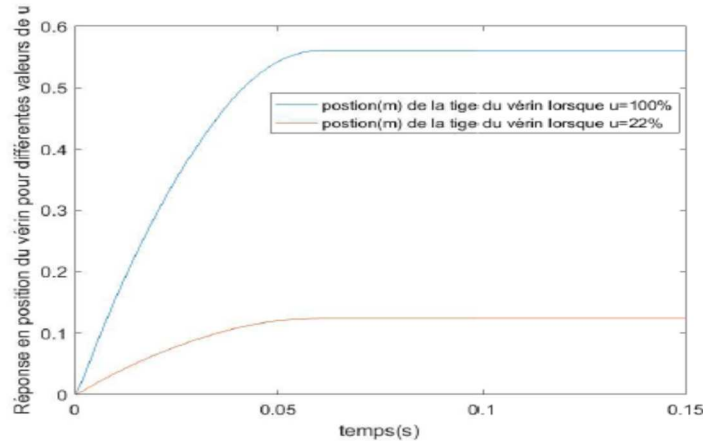


Figure 39: Courbes de réponses en termes de position du vérin pour $u=22\%$ et $u=100\%$

On peut voir clairement que pour $u=100\%$ la tige du vérin est totalement sortie (position atteinte 0.553m égale à la course maximale), alors que pour $u=22\%$, la tige du vérin s'arrête à 0.12m. Ce qui veut dire qu'on pourra bel et bien utiliser cette méthode pour contrôler le volume d'un cylindre dans le sous-système de pompage. Néanmoins, des confinements doivent être fait sur le modèle.

Conclusions

Dans cette partie, on a pu à partir du cahier des charges fonctionnelles et de la première configuration physique établie du système faire une étude des deux sous-systèmes principaux d'une machine de remplissage, à savoir le sous-système de pompage et celui de contrôle du volume de remplissage.

En effet, l'étude du sous-système de remplissage nous a permis, avec la technologie préalablement choisie, de confiner celle-ci jusqu'à aboutir au concept détaillé à partir du paragraphe **1.1-b** en servant d'une analyse paramétrique basique. Le concept choisi finalement s'explique par fait que la plage de volume à remplir est très large et regroupe des volumes d'ordres de grandeurs différents et dont le principal souci était de regrouper à la fois encombrement minimale (synonyme de

stabilité) pour les grands volumes (de l'ordre de 5l) et précision pour les petits volumes (de l'ordre de 0.1l) tout en bénéficiant de l'aspect économique que cette technologie de remplissage offre.

Quant à l'étude du sous-système de contrôle, plusieurs méthodes et technologies efficacement appliquées avec de performances élevées ont été explorées, mais présente presque tous l'inconvénient d'être très coûteuses risquant de compromettre l'avantage économique acquis avec le sous-système précédent. Néanmoins, la méthode utilisant deux distributeurs 3/2 standards bas coût, et piloté avec deux signaux PWM de rapports cycliques respectifs variables en fonction un seul signal de consigne selon l'algorithme décrit dans le paragraphe **2.3.1** a attiré notre attention. Pour pousser davantage sur la méthode, on a décidé d'établir un premier modèle Simscape du système vérin-distributeur tel que décrit dans le paragraphe **2.3.2** et dont l'étude est toujours en cours car les premiers résultats de simulation obtenus et le modèle doivent être améliorés.

Conclusion générale

On rappelle que l'étude de l'équipement de remplissage menée jusque-là entre dans un contexte où efficacité technologique et économique doivent aller ensemble pour une entreprise dans le marché de la conception et développement de machines industriels. C'est pour cette raison qu'on a essayé d'être le plus rigoureux possible dans la démarche adoptée. Ce qui a, à ce stade, conduit aux résultats suivants :

- ✓ Le choix d'une technologie de remplissage par pistons volumétriques dont l'aspect économique et la précision qu'elle peut offrir sont indéniables mais présente néanmoins l'inconvénient de ne pas être adaptée à une plage de volume diversifiée (soit des ordres de volumes petits, ou grands). Son amélioration dans cette étude a conduit à une alternative de cette technologie qui n'a jamais été utilisée, et qui est adaptée (du moins théoriquement) pour une plage du volume de remplissage aussi diversifiée que dans notre cas (i.e. : entre 0.1l et 5l), et ce en se servant d'une analyse paramétrique basique.
- ✓ La pré-étude effectuée a montré que les machines de remplissage utilisant cette technologie de remplissage utilisent toutes des systèmes d'entraînement pneumatique avec un réglage manuel de la course avec une butée mécanique réglable. Ce qui risque de compromettre la précision que peut offrir cette technologie de remplissage, mais aussi et surtout la difficulté du réglage que cela peut engendrer pour un opérateur non avisé. Ce qui a motivé la recherche, dans la littérature, des moyens de contrôle électronique bas coût qui a conduit à une méthode de contrôle de position d'un vérin pneumatique par deux distributeurs 3/2 standards pilotés par deux signaux PWM de rapports cycliques respectifs variant en fonction d'un signal de consigne commune traduisant une position désirée selon l'algorithme décrit dans 2.3.1. Cette méthode est en cours d'implémentation sur un modèle Simscape, et des améliorations sur le modèle de simulation doit être faites.

La méthodologie dans l'étude utilisée, rappelons-la, est celle la plus souvent utilisée pour le développement d'un produit industriel depuis le début à savoir la succession d'étapes d'études préliminaires, étude conceptuelle, conception et fabrication. Jusque-là seule l'étape d'études préliminaires est achevée et l'étape étude conceptuelle est toujours en cours. Ce qui est assez normal du fait que la durée de ce PFE est limitée et il ne s'agit pas d'une étude qui peut être réalisée en si peu de temps.

On ne va pas terminer sans projeter les étapes qui vont suivre dans cette étude vue qu'elle n'est pas encore achevée. En ce qui concerne la partie mécanique, une simulation en 3-D sera faite à

l'aide d'un logiciel CAO 3-D pour valider les configurations et les concepts retenus. Pour ce qui concerne la partie de contrôle du volume de remplissage, une amélioration du modèle de simulation entamé et implémentation de la méthode de contrôle retenue seront faites, un modèle numérique du système (vérin-distributeurs) sera établi pour prévoir son implémentation dans un automate programmable. Enfin, des concepts seront explorés pour les autres sous-systèmes de la machine qui ne sont pas encor traité à savoir celui de stabilisation et celui de protection (voir chapitre 2 figures 16 et 17).

Références

- [1] François Charron, ing. (Francois.R.Charron@USherbrooke.ca), Jean-Philippe Desbiens, ing. Jr (Jean-Philippe.Desbiens@USherbrooke.ca). Documentation pour un projet de conception. Département de génie mécanique Université de Sherbrooke.
- [2] Site web Aliexpress <https://fr.aliexpress.com>
- [3] D'après constructeur APACKS. <http://www.apacks.com>
- [4] http://hydrauliqueportuaire.fr/documentation/ap_debit.pdf
<http://www.ahr-socah.fr/tarifs/tarif-simplifie-socah-hydraulique-mars-2012.pdf>
<https://www.ksb.com/blob/72392/ad83d7507a06453eb4d96f5162819bc8/savoir-faire-automatisation--r%C3%A9gulation-12-data.pdf>
<http://hydraulicspneumatics.com/hydraulic-pumps-amp-motors/circuits-make-gear-pumps-more-versatile>
http://www.sta-rite.com/residentialpage_techinfopage_powermatching.aspx
https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/variable_speed_pumping.pdf
<http://www.gather-industrie.fr/pompes/exemples-d-application/technique-de-dosage/>
- [5] [http://www.fillers.com/servo-pump-filling-machine/#lightbox\[6332\]/0/](http://www.fillers.com/servo-pump-filling-machine/#lightbox[6332]/0/)
- [6] Constructeur Ricochet Internationale <http://www.ricochet-international.com/>
- [7] Problem Solving and Decision Making: Hard, Soft and Creative Approaches. Par Michael J. Hics
- [8] A PROJECT IN SMALLGROUP DECISION MAKING. Judith A. Kolb, The Pennsylvania State University, JOURNAL OF MANAGEMENT EDUCATION, Vol. 23 No. 1, February 1999 71-79
- [9] Aide à la réalisation de l'analyse fonctionnelle dans le processus de développement de produit. Préparée par François Charron et Jean-Philippe Desbien. Département de génie mécanique Université de Sherbrooke
- [10] https://fr.wikipedia.org/wiki/Mod%C3%A8le_de_Kano
- [11] Projet de développement de produit McGRO. Revue de conception système, Révision 1. Université Sheerbrook, Faculté de génie, Département de génie mécanique
- [12] Pratiques du Dimensionnement en Mécanique - P.-A. Boucard, P.-A. Guidault, F. Louf
- [13] A textbook of Machine Design. Par R.S. KHURMI et J.K. GUPTA EURASIA PUBLISHING HOUSE (PVT.) LTD. RAM NAGAR, NEW DELHI-110 055
- [14] DESIGN AND MANUFACTURING OF HYDRAULIC CYLINDERS, by Q.S. Khan TANVEER PUBLICATIONS Hydro-Electic Machinery Premises 12-A, Ram-Rahim Uduog Nagar, Bus Stop Lane, L.B.S. Marg, Sonapur, Bhandup (west), Mumbai - 400 078 (India) E-mail: hydelect@vsnl.com www. Tanveerpublication.com Tel: 022-25965930,25964075-8108000222
- [15] https://www.festo.com/cat/fr_fr/data/doc_fr/PDF/FR/CR-DRIVES_FR.PDF

- [16] Cours Resistance des matériaux. Roger Itterbeek
[https://www.itterbeek.org/uploads/documents/RMChap8\(Flambement\).pdf](https://www.itterbeek.org/uploads/documents/RMChap8(Flambement).pdf)
- [17] [Fiche technique Acier Inoxydable 1.40301 constructeur Rostfreier Stahl
http://www.hertsch.ch/lagerliste/E14_E15_1_4301.pdf]
- [18]
http://www.unilim.fr/pages_perso/thierry.cortier/Hydraulique_cours/co/Hydraulique_Industrielle_web.html
- [19] Achim Ilchmann, Oliver Sawodny and Stephan Trenn. Pneumatic cylinders: modelling and feedback force-control. 2 May 2005
- [20] : Zeljko Setim. Control of a pneumatic drive using electronic pressure valves. Transactions of the Institute of Measurement and Control 35(8) 1085–1093 © The Author(s) 2013 Reprints and permissions: sagepub.co.uk/journalsPermissions.nav DOI: 10.1177/0142331213481841 tim.sagepub.com
- [21] <https://proportionair.com/electronic-pressure-regulators/>
- [22] Bone [Robert B. van Varseveld and Gary M. Bone, « Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves », in IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, VOL. 2, NO. 3, SEPTEMBER 1997]
- [23] [Farid Najafi & Morteza Fathi & Mozafar Saadat, « Dynamic modelling of servo pneumatic actuators with cushioning », Int J Adv Manuf Technol (2009) 42:757–765 DOI 10.1007/s00170-008-1635-x]
- [24] Moataz A. Youssry, Wael M. Elmayyah, Mohamed H. Mabrouk, Hussein M. Mahgoub. PARAMETRIC STUDY OF A LOW COST PNEUMATIC SYSTEM CONTROLLED BY ON/OFF SOLENOID VALVES. IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology eISSN: 2319-1163 | pISSN: 2321-7308

ANNEXES

Annexe 1 : Equipements choisis pour la pré-étude

Equipement N1 [1] :

- Prix : 346.10 €
- Spécifications :
 - ✓ Gamme de remplissage : 0-50 ml
 - ✓ Matériau : SUS316
 - ✓ Cadence : 20-30 fois par minute (selon l'opérateur)
 - ✓ Précision de remplissage : $\pm 1\%$
 - ✓ Capacité trémie : 10 kg
 - ✓ Diamètre de la buse de remplissage : 8mm
 - ✓ Taille de l'emballage : 270*270*700mm
 - ✓ Poids 12Kg



Figure 40: Equipement manuel de remplissage de fluide pâteux

Equipement N2 [2] :

- Prix : 939.53 €
- Spécifications :
 - ✓ Fonction mélange intégrée
 - ✓ Puissance : 40W
 - ✓ Dimensions : 26*25*36cm
 - ✓ Matériau : acier inoxydable
 - ✓ Cadence de remplissage : 20-35 pièces/min
 - ✓ Plage de débit : jusqu'à 24ml/min
 - ✓ Utilisation : eau, huile et autres liquides
 - ✓ Poids net : 10kg
 - ✓ Tension d'opération : 220V 50Hz
 - ✓ Plage de contenance bouteilles : 2-1400ml



Figure 41: Machine de remplissage jus/lait jusqu'à 1400ml

Equipement N3 [3] :

- Prix : 939.53 €
- Spécifications :
 - ✓ Type d'actuation : Pneumatique
 - ✓ Tension (V) :220V
 - ✓ Fonction mélange intégrée
 - ✓ Puissance : 110W
 - ✓ Plage de capacité contenances : 60-500ml
 - ✓ Précision de remplissage : $\leq \pm 0.5\%$
 - ✓ Cadence de remplissage : 10-30 fois / minute
 - ✓ Pression d'opération : 0.4-0.6Mpa
 - ✓ Poids net : 78 kg
 - ✓ Capacité trémie : 20L- 50L
 - ✓ Dimensions de l'emballage :155*70*50 cm



Figure 42: Equipement de remplissage de bouteilles et tasses en verre

Equipement N4 [4]:

- Prix : 5560.46 €
- Spécifications :
 - ✓ Volume de remplissage : 1-50L (peut être personnalisé)
 - ✓ Buses de remplissage : 2/4/6/8
 - ✓ Précision de remplissage : $\pm 1\%$
 - ✓ Puissance : 220 V AC
 - ✓ Pression de l'air : 0.5Mpa-0.7Mpa
 - ✓ Contrôle pondéral du remplissage.



Figure 43: Remplisseuse capsuleuse

Equipement N5 [5]:

- Prix : 1225.22€
- Spécifications :
 - ✓ Tension : 220/110 V 50/60 Hz
 - ✓ Cadence approximative : 20-40 pièces/min
(selon la vitesse de l'opérateur, la densité du produit, la vitesse de remplissage, entre autres)
 - ✓ Toutes les Pièces en Contact avec le Produit sont de Qualité Alimentaire (matériau du type SS 304/316)
 - ✓ Construction En Acier inoxydable/
 - ✓ Système robuste avec vanne rotative
 - ✓ Actuation pneumatique
 - ✓ Précision : +/-1%
 - ✓ Panneau de contrôle
 - ✓ Fonctionnement semi-automatique.
 - ✓ Manomètre à air pour réglage de la pression d'admission de l'air
 - ✓ Piston de réglage du volume
 - ✓ Consommation d'air 3-5 kg
 - ✓ Pression d'opération 0.4-0.6MPa



Figure 44: Equipement de remplissage de liquide ou boissons non alcoolisées (1000-5000 ml)

Equipement N6 [6]:

- Prix : 1505.16 €
- Spécifications :

- ✓ Tension : 220 V/60Hz, 110 V/50Hz
- ✓ La pression de l'air: 0.4-0.6MPa
- ✓ Cadence de remplissage : ≤ 3000 pcs/Heure
- ✓ Capacité de La trémie : 50L
- ✓ Taille de l'emballage : 950*420*380mm
- ✓ Précision de remplissage : $\leq \pm 1\%$
- ✓ Gamme de remplissage : 1000-5000 ml
- ✓ Têtes de remplissage : double têtes
- ✓ Le poids de la Equipement : 90 KG



Figure 45: Equipement semi-automatique de remplissage à piston, entraîné par des vérins avec 5 vannes de contrôle du flux.

Synthèse des technologies trouvées dans la pré-étude :

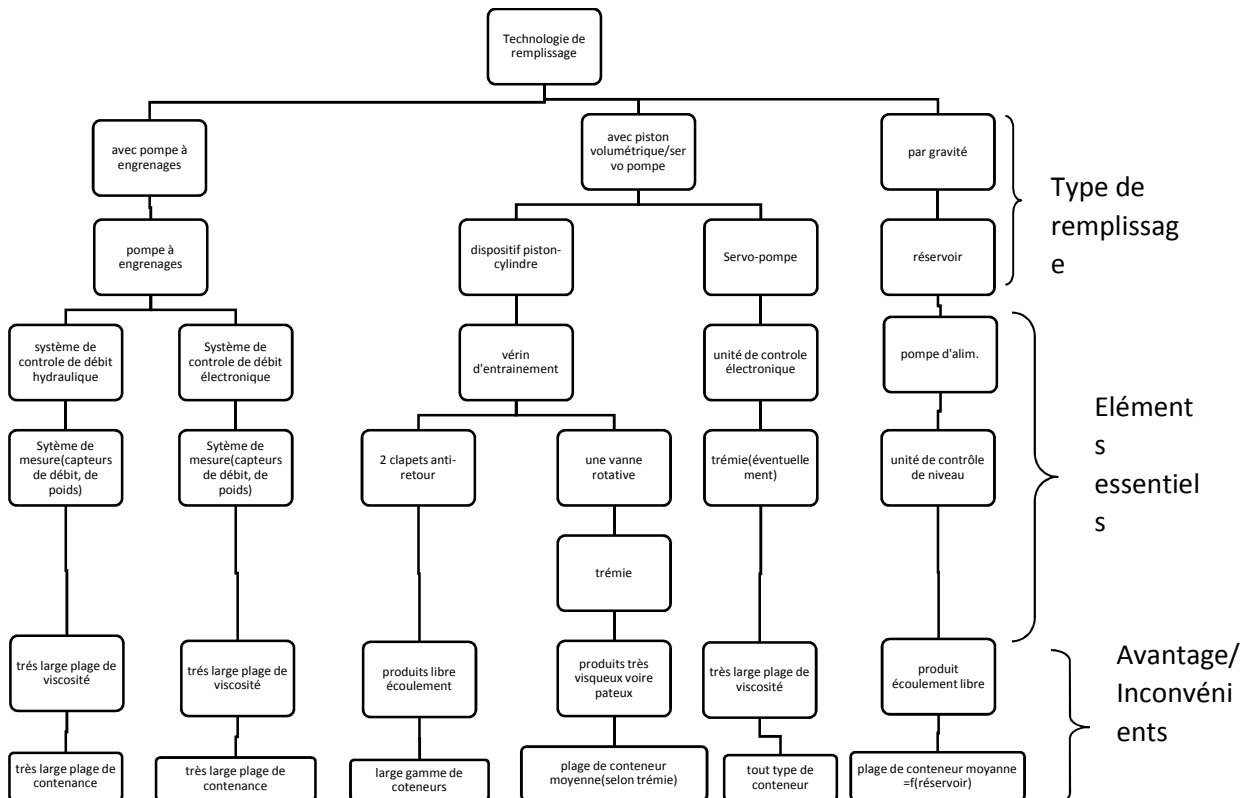


Figure 46: Synthèse des technologies

Références annexe 1 :

- [1] <https://fr.aliexpress.com/item/SUS-316-0-50ml-using-manual-bottle-filling-Equipement-liquid-filling-Equipement-and-liquid-paste-pasty/1998696408.html?spm=2114.44010308.4.2.Kq8N4h>
- [2] <https://fr.aliexpress.com/item/DHIB-milk-bottle-filling-Equipement-juice-filling-Equipement-2-1400ml/32733796279.html?spm=2114.44010308.4.40.89Q32S>
- [3] <https://fr.aliexpress.com/item/CE-ISO-100-Certificate-Good-feedback-60-500ml-bottle-glass-cup-box-Filling-Equipement/32284607472.html?spm=2114.44010308.4.145.7muIT4>
- [4] <https://fr.aliexpress.com/item/5L-30L-Big-bottle-Barrel-Tank-coating-paint-filling-Equipement/1000001063102.html?isOrig=true#extend>
- [5] <https://fr.aliexpress.com/item/1000-5000ml-Double-Heads-Pneumatic-Small-Bottle-Filling-Equipement/2007332873.html?spm=2114.44010308.4.86.VCtJfv>

Annexe 2 : Listes des besoins et des fonctions

N°	Besoins	Pondération	Classe
B1	Rempli des liquides allant du semblable à l'eau au très visqueux, jusqu'à 10Pa.s	4	I
B2	Remplir des bouteilles des 100ml jusqu'à 5000ml	4	I
B3	Est peu couteux	4	C
B4	Peut être entretenue/maintenue facilement	4	B
B5	Est sécuritaire	5	B
B6	Possède un arrêt d'urgence	4	B
B7	Peut être fabriqué	4	C
B8	Utilise le secteur comme source d'énergie électrique	4	C
B9	Débuter et arrêter le remplissage d'une manière automatique	4	C
B10	Utilise une interface homme machine	2	C
B11	Utilise le maximum de pièce standards	3	B
B12	Résiste aux produits corrosifs/abrasifs	4	C
B13	Possible d'interrompre et de reprendre le remplissage	3	P
B14	Ergonomique	3	B
B15	Assure la stabilité du liquide (éviter les éclaboussures) lors du remplissage	4	P
B16	Permet un changement de série facile	3	P
B17	Permet de changer de liquide facilement	2	C
B18	Assurer la stabilité géométrique des conteneurs pendant le remplissage	4	B
B19	Permet d'utiliser un piston volumétrique	4	C
B20	Rempli avec une précision de 1% du volume correspondant	4	C
B21	Rempli avec une cadence de 30kg/min par tête de remplissage (au moins)	4	C
B22	Source du produit à remplir facilement accessible	3	P
B23	Utilise des matériaux/composants disponibles	4	B
B25	Têtes de remplissage isolés(électriquement)	4	B
B26	Doit être facile à utiliser/mettre en place	4	B
B27	Adaptable à la taille/forme de l'ouverture du conteneur	4	B
B28	Permet un nettoyage facile	3	B
B29	Doit résister à des chocs éventuels	3	C
B30	Ne doit remplir qu'en présence de conteneur	4	B

Tableau 5: Listes des besoins

Séquences du scénario de la méthode SAFE pour la recherche des fonctions.

Séquences	Fonctions trouvées
<i>Vous êtes technicien travaillant avec une équipe pour simuler une station de remplissage de produit dans des bouteilles de</i>	S'adapter à tout type de bouteilles entre 0.1l et 5l

<i>capacités variées, dans une chaîne de production.</i>	
<i>Le produit rempli peut être de tout type,</i>	Remplir des produits de viscosité variée (jusqu'à 10Pa.s)
<i>et la demande est élevée pour un certain type de produit selon des bouteilles de plusieurs formats différents.</i>	Minimiser le temps de remplissage
<i>Pour remplir connectez la machine à toutes ses sources</i>	*S'adapter au secteur(220/50Hz) *Adapter l'ouverture de la source du produit à la périphérie d'entrée du produit de la machine *permettre un temps d'amorçage minimale
<i>et ajustez les grandeurs d'entrée.</i>	Permettre de modifier les grandeurs d'opération
<i>A partir d'une interface homme-machine,</i>	Permettre une accessibilité par une interface
<i>vous introduisez les données nécessaires, à savoir la capacité des bouteilles de la série,</i>	Permettre de modifier la capacité du conteneur
<i>leurs tailles,</i>	Permettre de modifier la taille du conteneur
<i>le nombre de têtes que vous comptez activer(pour tenir compte de la situation de fin d'une certaine série où il reste un nombre de bouteilles qui ne correspond pas au nombre de têtes de remplissage).</i>	Permettre d'activer le nombre de têtes de remplissage souhaité
<i>Vous mettez le nombre de bouteilles correspondant aux bouches de remplissage actives devant chacune d'elles,</i>	Permettre une accessibilité ergonomique de la plateforme de remplissage
<i>et vous vous assurez que chaque bouteille est suffisamment proche de la tête de remplissage</i>	Permettre un ajustement de la plateforme de remplissage
<i>et parfaitement équilibrée.</i>	*Permet un équilibre parfait de la plateforme *Permettre un équilibre parfait de la bouteille une fois placée

<i>Vous appuyez par suite sur une périphérie d'activation pour démarrer le remplissage.</i>	Avoir une périphérie de démarrage du remplissage
<i>La machine véhicule le liquide depuis la source</i>	Permettre de sucer efficacement le produit depuis la source
<i>tout en maintenant ses caractéristiques physiques/chimiques</i>	Ne pas modifier les caractéristiques du produit
<i>et d'une manière continue,</i>	Ne pas interrompre le remplissage tant que le niveau n'est pas atteint
<i>jusqu'à ce que le produit atteigne le niveau requis</i>	Contrôler le niveau du produit dans les bouteilles
<i>sans engendrer ni de mousses ni d'éclaboussures,</i>	Permettre de contrôler la stabilité du liquide au cours du remplissage
<i>puis s'arrête toute seule.</i>	Permet un arrêt automatique lorsque le niveau est atteint
<i>Vous récupérez les conteneurs remplis,</i>	Permettre un retrait facile des bouteilles remplies
<i>les remplacez par d'autres et le cycle recommence!</i>	-
<i>Vous pouvez, en cas de besoin, arrêter le processus de remplissage même si le niveau requis dans les bouteilles n'est pas encore atteint.</i>	Donner la possibilité d'arrêter le remplissage sans arrêter la machine
<i>En cas d'urgence, vous agissez sur une périphérie d'arrêt d'urgence pour arrêter complètement le système.</i>	Contenir une périphérie d'arrêt d'urgence
<i>Au bout d'une période déterminée, vous pouvez collecter les données de production pour en évaluer la performance</i>	Permettre l'enregistrement et la collecte des données

Tableau 6: Séquences SAFE et les fonctions qui en découlent

No	Fonctions	Type	Kano
F15	Remplir le produit d'une manière continue	Usage	B
F16	Contrôler la quantité de matière remplie à tout instant	Usage	P

F17	Maitriser parfaitement la sortie du produit à l'arrêt de remplissage (éviter l'égouttage)	Usage	B
F18	Fonctionner avec un bruit minimal	Estime	P
F19	Indiquer l'état de la machine (encours de remplissage, arrêt, défaillance etc.)	Usage	P
F20	Indiquer le niveau/état de la source du produit	Usage	P
F21	Permettre la collecte des données de production	Usage	P
F22	Permettre un enregistrement régulier des données de production	Usage	P
F23	Orienter l'écoulement du produit entre la/les source(s), le cylindre et la bouteille	Usage	B
F24	Envoyer des signaux d'alerte	Usage	C
F25	Permettre le remplissage de plusieurs bouteilles à la fois	Usage	P
F75	Protéger les sous systèmes	Usage	C
F76	Est sécuritaire	Estime	C

Tableau 7: Fonctions retenues à partir de la recherche intuitive

No	Fonctions	Type	Kano
F1	Remplir des liquides variés (jusqu'à 10Pa.s) dans des bouteilles variées (0.1l à 5l)	Usage	I
F2	Utiliser une source d'énergie électrique	Usage	B
F3	Permettre un arrêt d'urgence	Usage	B
F4	Permettre un remplissage automatique	Usage	P
F5	Permettre à l'opérateur d'y agir	Estime	P
F6	Résister aux produits corrosifs/abrasifs	Estime	C
F7	Eviter les éclaboussures	Estime	C

F9	Stabiliser les bouteilles	Usage	C
F10	Permettre une précision de 1% au moins	Estime	P
F11	Permettre de remplir avec une cadence de 30kg/tête	Estime	P
F12	Permettre un approvisionnement régulier du produit à remplir	Usage	P
F13	S'adapter à la taille de tout type de bouteille	Usage	C
F14	Résister à des chocs éventuels	Estime	C
F15	Remplir le produit d'une manière continue	Usage	P
F16	Contrôler la quantité de matière remplie à tout instant	Usage	P
F17	Empêcher la sortie du produit à l'arrêt (éviter l'égouttage)	Usage	C
F18	Fonctionner avec un bruit minimal	Estime	P
F19	Indiquer l'état global de la machine (encours de remplissage, arrêt, défaillance etc.)	Usage	P
F22	Permettre un enregistrement/collecte des données de production	Usage	P
F23	Orienter le produit entre la/les source(s) et la bouteille	Usage	B
F24	Envoyer des signaux d'alerte	Usage	P
F25	Remplir plusieurs bouteilles à la fois	Usage	P
F28	Assurer l'équilibre de la bouteille et de la plateforme pendant le remplissage	Usage	B
F29	Arrêter le remplissage automatiquement lorsque le niveau est atteint	Usage	P

F30	Eviter que le produit génère de la mousse lors du remplissage	Estime	P
F31	Utiliser le secteur comme source d'énergie	Usage	C
F32	Adapter les besoins en énergie à ce que fournit la source	Usage	C
F32	Minimiser la consommation d'énergie	Estime	P
F33	Résister aux perturbations(électromagnétiques) : niveau de susceptibilité acceptable	Estime	P
F34	Résister aux variations de températures, de pression et d'humidité	Estime	P
F35	Avoir un niveau d'émission acceptable	Estime	P
F36	Ne pas dégager une chaleur excessive	Estime	B
F37	Eviter les fuites (d'air, du produit etc.)	Estime	B
F39	Ne pas souiller le produit pendant le remplissage	Usage	B
F40	Eviter au maximum les pertes du produit	Estime	P
F41	Evacuer totalement le produit lors du remplissage	Usage	P
F42	Eviter l'adhésion du produit sur l'équipement	Usage	P
F43	Permettre à l'opérateur d'agir sur l'équipement (changer la série de bouteilles, nettoyer, maintenir)	Usage	B
F44	Activer le début du remplissage manuellement	Usage	B
F45	Interrompre le remplissage à tout moment	Usage	B
F46	Contenir suffisamment de protection (contre des chocs électriques éventuelles, les liquides dangereux etc.)	Estime	B
F47	Permettre de fixer les bouteilles	Usage	B

F49	Ne pas polluer l'environnement avec le produit	Estime	B
F50	Accéder à la source du produit	Usage	B
F51	S'adapter à tout type de bouteilles entre 0.1l et 5l	Usage	P
F53	Minimiser le temps de remplissage	Usage	P
F55	Adapter l'ouverture de la source du produit à la périphérie d'entrée du produit de la machine	Usage	B
F56	Permettre un temps d'amorçage minimale	Estime	P
F57	Permettre de modifier les grandeurs d'opération	Usage	P
F58	Permettre une accessibilité par une interface	Usage	P
F59	Permettre de modifier la capacité du conteneur par l'interface	Usage	B
F60	Permettre de modifier la taille du conteneur par l'interface	Usage	B
F61	Contrôler le nombre de têtes de remplissage souhaité	Usage	B
F63	Permettre un ajustement/équilibre de la plateforme de remplissage	Usage	B
F66	Avoir une périphérie de démarrage du remplissage	Usage	B
F67	Absorber le produit depuis la source	Usage	B
F68	Ne pas modifier les caractéristiques du produit	Estime	B
F71	Permettre de contrôler la stabilité du liquide au cours du remplissage	Usage	P
F72	Permettre un retrait facile des bouteilles remplies	Estime	P
F73	Permettre d'arrêter le remplissage sans arrêter la machine	Usage	P

F75	Protéger/supporter les sous-systèmes	Usage	B
F76	Est sécuritaire	Estime	B
F77	Contrôler le remplissage	Usage	B

Tableau 8: Liste des fonctions retenues

Annexe 3 : Cahier des charges fonctionnelles

N o	Fonctions	Typ e	Spécifications d'ingénierie	Définition	Mesure	Niveau	Flexibi lité
F1	Remplir des liquides variés dans des bouteilles variées	Usa ge	Volume à remplir	Correspond au volume de la bouteille à remplir à chaque cycle	La valeur indiquée sur la bouteille correspondante	Min 0.1l Max 5l	+/-1%
			Viscosité du produit à remplir	Viscosité dynamique ou cinématique	A communiquer par l'utilisateur (on peut utiliser la valeur nominale dans la littérature)	Max 10Pa.s Min : le plus petit possible	Min
			Cadence	Définie la quantité de matière remplie par unité de temps par tête de remplissage	Calcul à partir des propriétés du produit, le volume total remplie pendant une période.	30kg/min/ tête	Min
F9	stabiliser les bouteilles	usag e	Position	Définie la position de la tête de la	Contrôle de la distance	Réglable sur une	Min

				bouteille, quelle que soit sa taille, par rapport à la tête de remplissage	entre la tête de remplissage et la tête de la bouteille	course de 36cm	
			Surface de repos	L'aire occupée par la base de la bouteille		Couvrir une surface circulaire de diamètre maximal de 15cm et être plane	Min
F28	Assurer l'équilibre des bouteilles et de la plateforme pendant le remplissage	usage	Nombre de degrés de liberté	Empêcher tout mouvement par rapport à la plateforme	Par observation	0	Min
			Supporter la bouteille et le contenu	Supporter le poids maximal que peut avoir la bouteille avec son contenu	Calcul de la masse maximale compte tenu du volume maxi(5l) et de la masse volumique du produit	145N	Min

					de plus haute viscosité		
F6 3	Permettre un ajustement/équilibre de la plateforme de remplissage	Usage	Distance de réglage	Ajuster la plateforme pour que la taille de la bouteille soit adaptée à la hauteur de la tête de remplissage		Réglable sur une course de 36cm	Min
F2 3	Orienter le produit entre la/les source(s) et la bouteille	Usage	Nombre de directions	Le moyen pour orienter l'écoulement entre source(s)-cylindre(s), cylindre(s)-bouteilles		2 minimum (cas d'une seule source à la fois) 3 maximum (dans le cas de deux sources à la fois)	Min
			Volume(cylindrée) réglable			Entre 0.1 l et 5 l	Min
F6 7	Absorber le produit depuis la source	Usage	Hauteur d'absorption	La distance entre le niveau du produit dans la source et			

				l'entrée de la machine			
F4 1	Evacuer totalement le produit lors du remplissage	Usage	Hauteur d'évacuation	La hauteur que doit parcourir le liquide avant la sortie au niveau de la tête de remplissage			
F1 7	Empêcher la sortie du produit à l'arrêt (éviter l'égouttage)	Usage	Arrêt total de l'écoulement	Blocage du liquide lorsque la fin de course est atteinte			
F1 2	Permettre un approvisionnement régulier du produit à remplir	Usage	Niveau du produit de la source	Le niveau à partir duquel le produit est réapprovisionné	Mesuré par un dispositif approprié		
F7 7	Contrôler le remplissage						
F4	Permettre un remplissage automatique	Usage	Nombre d'opérations	Le nombre d'opérations qu'on peut effectuer sans intervention humaine		1	

F2 5	Remplir plusieurs bouteilles à la fois	Usage	Nombre	Le nombre de têtes de remplissage que peut offrir la machine	Visuel	2	
F6 1	Contrôler le nombre de têtes de remplissage souhaité	Usage	Nombre	Le nombre de têtes de remplissage que l'opérateur souhaite activer		Maxi 2 Mini 0	
F5 1	S'adapter à tout type de bouteilles entre 0.1l et 5l	Usage	Hauteur de la tête de remplissage	Hauteur de la tête de remplissage de telle sorte que la bouteille soit bien placée	Contrôle	Hauteur maxi 36cm	
F7 1	Permettre de contrôler la stabilité du liquide au cours du remplissage (éviter la mousse)	Usage	Niveau de la mousse			Minimale	
F4 4	Activer le début du remplissage manuellement	Usage	Effort appliqué	Effort qu'applique l'opérateur		Minimal	

				sur la périphérie			
F7 5	Protéger/suppo rter les sous- systèmes	Usa ge	Effort supporté	L'ensemble des charges que supporte le sous- système			
F7 8	Permettre de fixer/équilibrer les sous systèmes		Degrés de liberté	Degrés de liberté des sous- systèmes les uns par rapport aux autres		0	

Annexe 4 : Propriétés chimiques des matériaux utilisés

ASTM A312 TP304SS

Stainless Steel		Chemical Composition %								Mechanical Properties			
		C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	N	Tensile Strength	Yield Strength	Elongation HRB
		%	%	%	%	%	%	%	%	%	Mpa	Mpa	%
304	ASTM A240	Min %					8.00	18.00			515	205	40
		Max %	0.080	2.00	0.045	0.030	1.00	10.50	20.00				

Annexe 5 : Résultat des calculs sur Excel

Nom Cyl. 1	$D_1(r$	$e_1(r$	$d_1(r$	Nom Cyl. 2	$D_2(r$	$e_2(r$	$d_2(r$	V_{1mi}	a	C_{1min}	C_{1max}	C_{2min}	C_{2max}	V_{1md}	V_{2md}
DN8 OSC H5S	88, 9	2,1 1	0,0 8	DN4 OSC H5S	48, 26	1,6 5	0, 05	2,5	3, 5 4	443, 86	692, 53	63	692, 53	3,9	1,0 9
DN9 OSC H5S	10 1,6	2,1 1	0,1 0	DN4 OSC H5S	48, 26	1,6 5	0, 04 4	2,5	4, 6 9	335, 64	553, 34	63	553, 34	4,1 2	0,8 7
DN1 00S CH5	11 4,3	2,1 08	0,1 10 08 4	DN4 OSC H5S	48, 26	1,6 51	0, 04	2,5	5, 9 9	262, 66	450, 23	63	450, 23	4,2 8	0,7 1
DN1 25S CH5	14 1,3	2,7 69	0,1 3	DN4 OSC H5S	48, 26	1,6 51	0, 04	2,5	9, 1 2	172, 70	311, 26	63	311, 26	4,5 0	0,4 9
DN1 50S CH5	16 8,2 8	2,7 69	0,1 6	DN4 OSC H5S	48, 26	1,6 51	0, 04	1,3	1 3, 1 0	62,5	223, 32	63	223, 32	4,6 4	0,3 5
DN1 50S CH5	16 8,2 8	2,7 6	0,1 6	DN4 OSC H5S	48, 26	1,6 5	0, 04	2,5	1 3, 1 0	120, 18	223, 32	63	223, 32	4,6 4	0,3 5
DN2 00S CH5	19 3,6 8	2,7 69	0,1 88 14 2	DN4 OSC H5S	48, 26	1,6 51	0, 04	1,7	1 7, 5 1	61,1 4	170, 13	63	170, 13	4,7 2	0,2 7

DN2	19		0,1	DN4					1						
00S	3,6	2,7	88	OSC	48,	1,6	0,	2,5	7,	89,9	170,	63	170,	4,7	0,2
CH5	8	69	14	H5S	26	51	04		5	2	13		13	3	7
			2						1						

Tableau 9: Résultats combinaisons grand cylindres-petit cylindres (deuxième concept)

m	n	Nom	D(m)	e1(m)	d1(m)	Cmin(m)	Cmax(m)	Qmin(l/s)	Qmax(l/s)	Vmin(m/s)	Vmax(m/s)	Pmin(mPa)*10 ⁻³	Pmax(mPa)	Sigma(mPa)
1	1	DN5 OSC H5S	60,33	1,651	0,057028	39,15018664	1957,509332	0,3516	0,5	138,3681811	195,7509332	6865,081475	48526,40144	2,221568793
1	1	DN6 5SC H5S	73,03	2,108	0,068814	26,88787698	1344,393849	0,3516	0,5	95,02960138	134,4393849	3907,326558	27619,26392	1,95994305

1	1	DN1	16	2,7	0,1	4,80	240,	0,3	0,5	16,9	24,0	295,4	2088	
		50S	8,	69	62	7406	3703	516		9077	3703	00463	,062	3,07
		CH5	28		74	218	109			606	109	2	831	6115
					2									389
1	1	DN2	19	2,7	0,1	3,59	179,	0,3	0,5	12,7	17,9	191,1	1351	
		00S	3,	69	88	6984	8492	516		1279	8492	84574	,404	3,52
		CH5	68		14	827	414			375	414	8	125	7538
					2									993
1	2	DN5	60	1,6	0,0	19,5	978,	0,1	0,25	69,1	97,8	3432,	2426	
		0SC	,3	51	57	7509	7546	758		8409	7546	54073	3,20	1,98
		H5S	3		02	332	659			053	659	8	072	5763
					8									515
1	2	DN6	73	2,1	0,0	13,4	672,	0,1	0,25	47,5	67,2	1953,	1380	
		5SC	,0	08	68	4393	1969	758		1480	1969	66327	9,63	1,80
		H5S	3		81	849	244			069	244	9	196	6890
					4									233
1	2	DN1	16	2,7	0,1	2,40	120,	0,1	0,25	8,49	12,0	147,7	1044	
		50S	8,	69	62	3703	1851	758		5388	1851	00231	,031	3,02
		CH5	28		74	109	554			032	554	6	416	6847
					2									253
1	2	DN2	19	2,7	0,1	1,79	89,9	0,1	0,25	6,35	8,99	95,59	675,	
		00S	3,	69	88	8492	2462	758		6396	2462	22874	7020	3,48
		CH5	68		14	414	068			873	068		626	4922
					2									273
2	1	DN5	60	1,6	0,0	78,3	3915	0,7	1	276,	391,	13730	9705	
		0SC	,3	51	57	0037	,018	032		7363	5018	,1629	2,80	2,69
		H5S	3		02	327	664			621	664	5	288	3179
					8									349
2	1	DN6	73	2,1	0,0	53,7	2688	0,7	1	190,	268,	7814,	5523	
		5SC	,0	08	68	7575	,787	032		0592	8787	65311	8,52	2,26
		H5S	3		81	395	698			028	698	6	785	6048
					4									683

2	1	DN1	16	2,7	0,1	9,61	480,	0,7	1	33,9	48,0	590,8	4176	
		50S	8,	69	62	4812	7406	032		8155	7406	00926	,125	3,17
		CH5	28		74	435	218			213	218	3	662	4651
					2									661
2	1	DN2	19	2,7	0,1	7,19	359,	0,7	1	25,4	35,9	382,3	2702	
		00S	3,	69	88	3969	6984	032		2558	6984	69149	,808	3,61
		CH5	68		14	654	827			749	827	6	25	2772
					2									433
1	3	DN5	60	1,6	0,0	13,0	652,	0,1	0,16	46,1	65,2	2288,	1617	
		0SC	,3	51	57	5006	5031	172	6666	2272	5031	36049	5,46	1,90
		H5S	3		02	221	106		667	702	106	2	715	7161
					8									756
1	3	DN6	73	2,1	0,0	8,96	448,	0,1	0,16	31,6	44,8	1302,	9206	
		5SC	,0	08	68	2625	1312	172	6666	7653	1312	44218	,421	1,75
		H5S	3		81	659	829		667	379	829	6	308	5872
					4									628
1	3	DN1	16	2,7	0,1	1,60	80,1	0,1	0,16	5,66	8,01	98,46	696,	
		50S	8,	69	62	2468	2343	172	6666	3592	2343	68210	0209	3,01
		CH5	28		74	739	696		667	021	696	5	437	0424
					2									541
1	3	DN2	19	2,7	0,1	1,19	59,9	0,1	0,16	4,23	5,99	63,72	450,	
		00S	3,	69	88	8994	4974	172	6666	7597	4974	81916	4680	3,47
		CH5	68		14	942	712		667	915	712		417	0716
					2									699
3	1	DN5	60	1,6	0,0	117,	5872	1,0	1,5	415,	587,	20595	1455	
		0SC	,3	51	57	4505	,527	548		1045	2527	,2444	79,2	3,16
		H5S	3		02	599	996			432	996	3	043	4789
					8									904
3	1	DN6	73	2,1	0,0	80,6	4033	1,0	1,5	285,	403,	11721	8285	
		5SC	,0	08	68	6363	,181	548		0888	3181	,9796	7,79	2,57
		H5S	3		81	093	547			041	547	7	177	2154
					4									316

3	1	DN1	16	2,7	0,1	14,4	721,	1,0	1,5	50,9	72,1	886,2	6264	
		50S	8,	69	62	2221	1109	548		7232	1109	01389	,188	3,27
		CH5	28		74	865	326			819	326	5	493	3187
					2									932
3	1	DN2	19	2,7	0,1	10,7	539,	1,0	1,5	38,1	53,9	573,5	4054	
		00S	3,	69	88	9095	5477	548		3838	5477	53724	,212	3,69
		CH5	68		14	448	241			124	241	4	376	8005
					2									874

Tableau 10: Résultats calculs Excel premier concept

Référence	D_{ext}	e_3	$d_{cy}(m)$	h_{cy}	$h_{c\hat{o}}$	$v(l)$	$\sigma_{cy}(Mpa)$	$\sigma_{c\hat{o}}(MPa)$
DN500SCH	508	4,77	0,4984	0,2	0,1	46,170870	10,902094	1,2113049
5S		5	5			77	24	18
DN550SCH	558,	4,77	0,5492	0,18	0,12	52,965052	10,872879	1,4105713
5S	8	5	5			93	58	2
DN550SCH	558,	4,77	0,5492	0,19	0,11	54,474684	10,887486	1,3125254
5S	8	5	5			34	91	86

Tableau 11: Résultats calcul Excel pour la trémie

Annexe 6 : Détails des sous-systèmes du modèle Simscape

Le vérin

Pour le vérin, on a utilisé le modèle dans l'exemple de circuit pneumatique existant sur Matlab (figure 12) qui est construit à partir des éléments de base dans la bibliothèque pneumatique personnalisée de Simscape comme le montre la figure 13

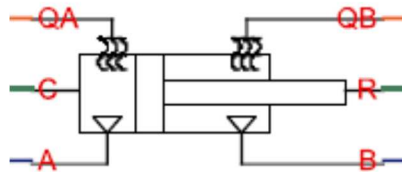


Figure 47: Modèle Simscape de vérin double effet

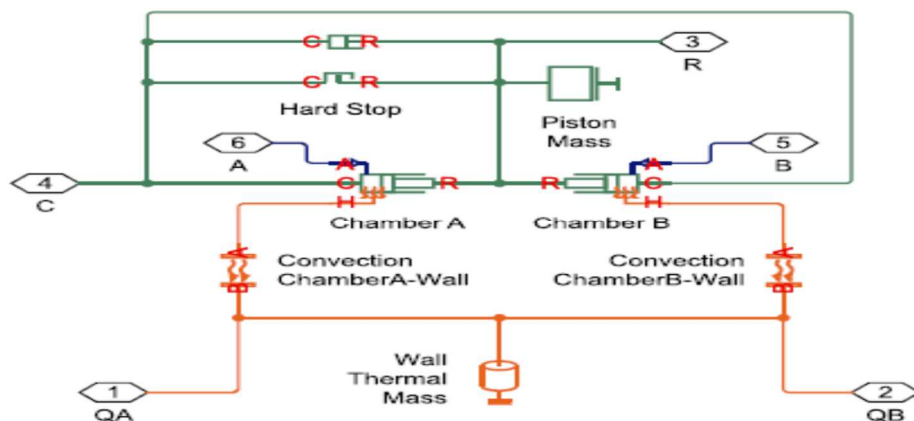


Figure 48: Modèle Simscape détaillé d'un vérin double effet

Le distributeur 3/2 monostable

La modélisation Simscape de ce composant a été guidée par les travaux dans [ref]. Il est décomposé lui-même en 3 parties connectées en cascade dans le modèle, conformément au fonctionnement d'un distributeur 3/2 monostable à savoir une partie électro-magnétique qui interagit directement avec la commande électrique, une partie mécanique (pilotage interne) et une partie pneumatique qui interagit directement avec le circuit de puissance.

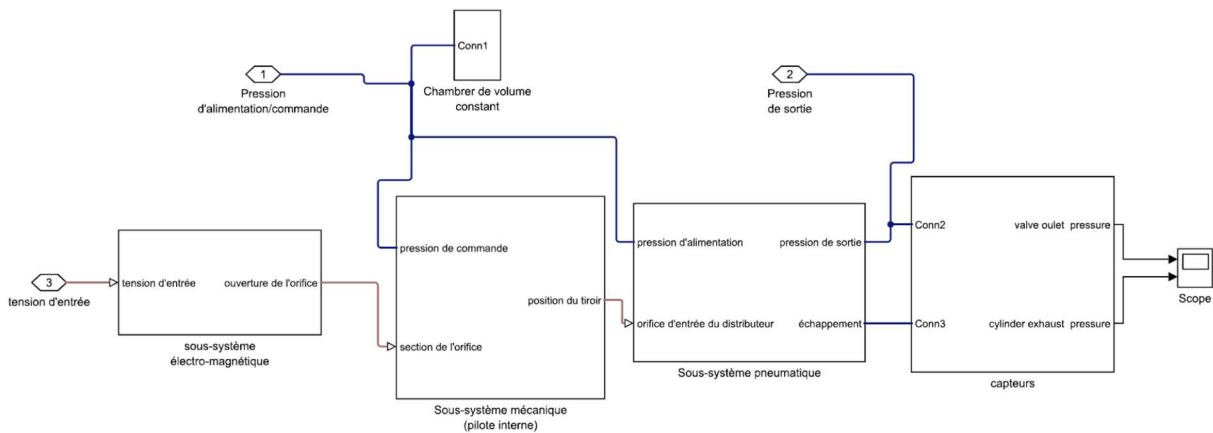


Figure 49: Modèle Simscape du distributeur électropneumatique 3/2 monostable

La partie électro-magnétique :

C'est la partie en contact avec le circuit de commande, composé d'un convertisseur électromécanique qui utilise la tension d'entrée pour déplacer l'armature pour laisser passer l'air de commande qui va agir ensuite sur le tiroir.

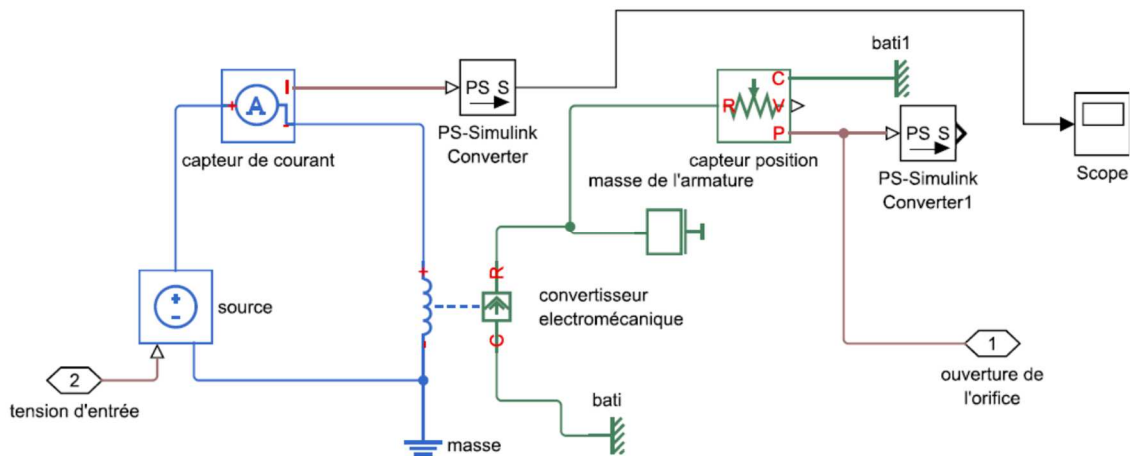


Figure 50: Partie électro-magnétique du distributeur

La partie mécanique (pilotage interne)

C'est la partie sur laquelle agit l'air de pilotage pour déplacer le tiroir. Compte tenu du fait que le distributeur soit monostable, un ressort de rappel est mis en parallèle avec celui-ci de telle sorte que lorsque le signal de commande est coupé, le tiroir revient à sa position initiale.

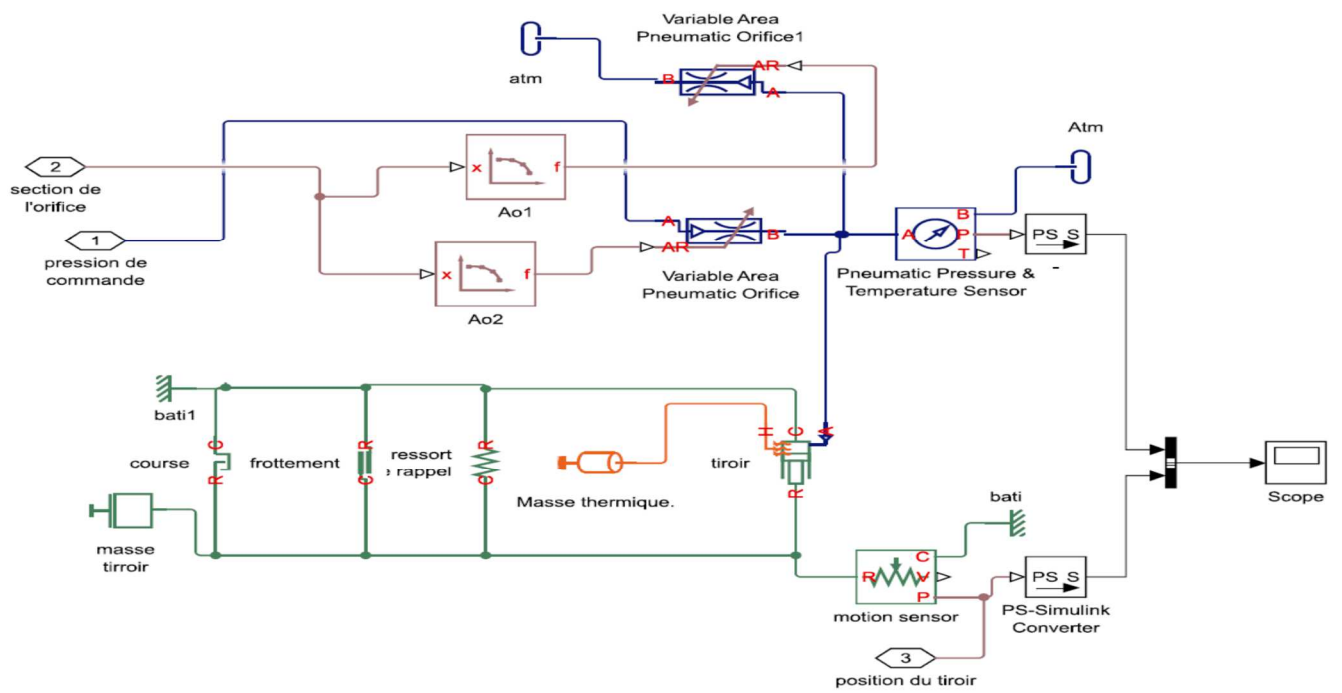


Figure 51:Partie mécanique (pilotage interne) du distributeur

Partie pneumatique

C'est la partie en contact direct avec le circuit de puissance, modélisée par des orifices à sections variables dont l'ouverture dépend de la position du tiroir.

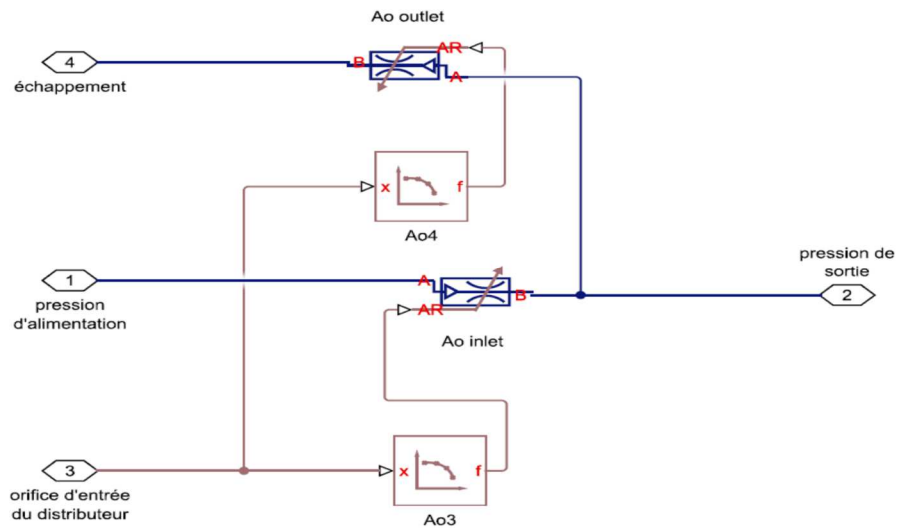


Figure 52: Partie pneumatique

Résumé

La conception et le développement d'un produit industriel, quel que soit sa nature, doit passer par une étude complète et approfondie de tous les aspects technologiques. Les outils et les phases de l'étude d'un produit sont très rarement utilisés et/ou respectés dans certaines entreprises militant dans le domaine de la conception. Dans ce travail ayant comme objet l'étude technologique d'un équipement de remplissage, ces phases et leurs étroites relations sont mises en évidence, et ce en partant d'une étude préliminaire qui a ressorti les technologies existantes pour ce type d'équipement conduisant à un choix judicieux de la technologie à adopter. Une phase d'étude conceptuelle s'en est suivie dont l'objectif principal était d'arriver, à l'aide d'une analyse fonctionnelle approfondie, au cahier des charges fonctionnelles accompagné d'une certaine perspicacité développée à travers la phase précédente. Tout ceci a servi de tremplin à une recherche minutieuse de concepts susceptibles de répondre aux spécifications d'ingénierie établies dans le cahier des charges. Cette génération de concepts a permis de découvrir une nouvelle manière d'exploiter la technologie de remplissage choisie.

Mots clés : Remplissage, machine, conception, étude, analyse fonctionnelle, concepts

Abstract

The design and development of an industrial product, whatever its nature, have to pass through a complete and deepened study of all its technological aspects. The stages and the tools of a product design are seldom utilized and/or respected in some enterprises in the realm of design. In this work whose aim is a technological study of a filling equipment, the steps of product design and their tight links are highlighted by beginning with a preliminary study that has brought out the existing technologies for this type of equipment and led to a judicious choice of the one to be adopted for the filling machine. A conceptual study which aimed at establishing functional specifications with the help of the functional analysis tool has followed along with a certain insight towards the equipment to be studied gained throughout the previous stage. All of that has served as springboard to a detailed research of concepts likely suitable to the functional specifications already established. This concepts generation has allowed to find out a new way of utilizing the chosen technology of filling.

Keywords: Filling, machine, design, study, functional analysis, concepts.

