

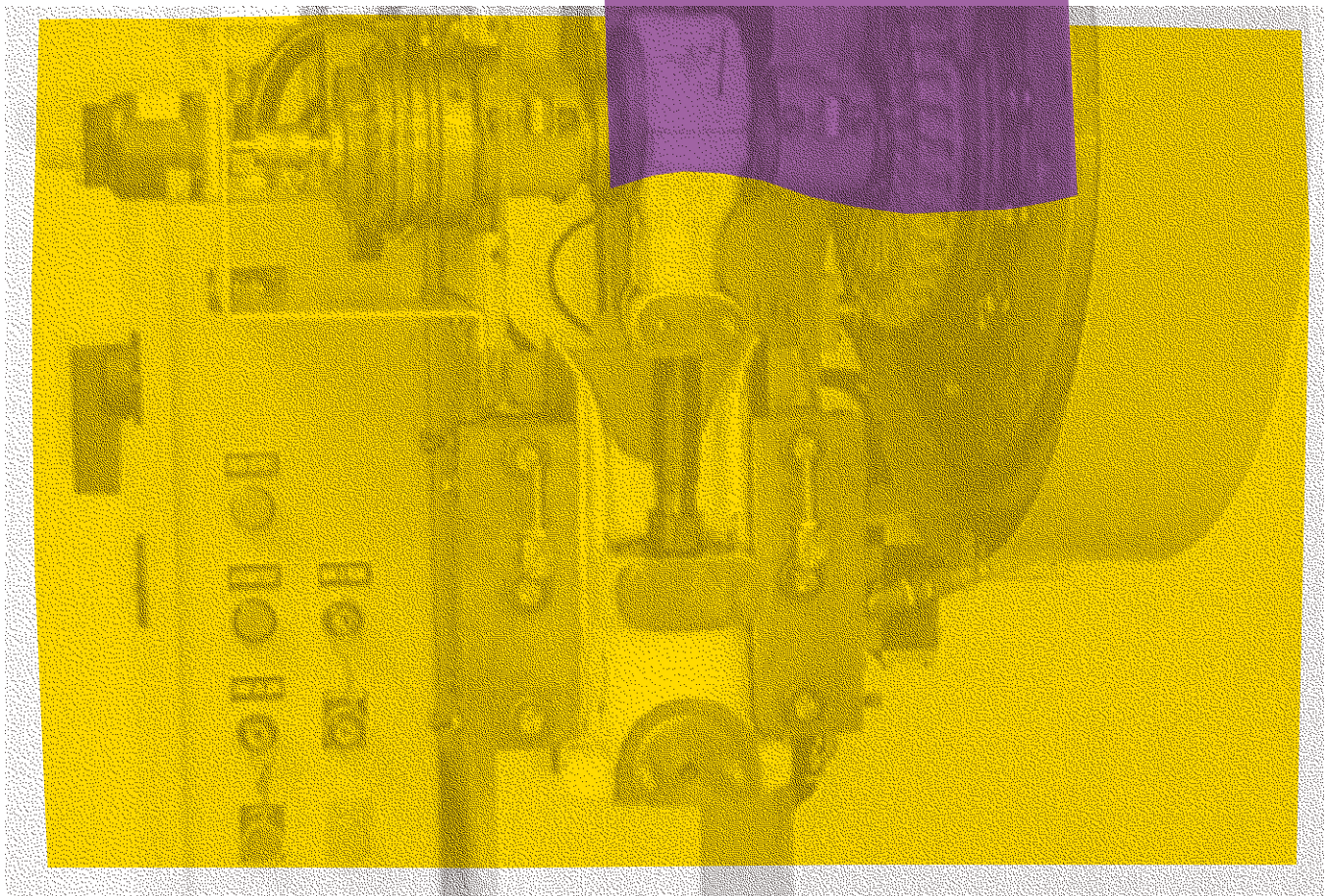
Modélisation de l'influence du contrepoids pneumatique sur le temps d'arrêt du coulisseau des presses à friction et méthode d'équilibrage

Laurent Giraud
Serge Massé
Denis Turcot
Daoud Rit-Hadi
Sébastien Tanchoux
Christophe Crampé

ÉTUDES ET RECHERCHES

R-378

RAPPORT





Solidement implanté au Québec depuis 1980, l'Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail (IRSST) est un organisme de recherche scientifique reconnu internationalement pour la qualité de ses travaux.

NOS RECHERCHES *travaillent pour vous !*

MISSION

- Contribuer, par la recherche, à la prévention des accidents du travail et des maladies professionnelles ainsi qu'à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes.
- Offrir les services de laboratoires et l'expertise nécessaires à l'action du réseau public de prévention en santé et en sécurité du travail.
- Assurer la diffusion des connaissances, jouer un rôle de référence scientifique et d'expert.

Doté d'un conseil d'administration paritaire où siègent en nombre égal des représentants des employeurs et des travailleurs, l'IRSST est financé par la Commission de la santé et de la sécurité du travail.

POUR EN SAVOIR PLUS...

Visitez notre site Web ! Vous y trouverez une information complète et à jour. De plus, toutes les publications éditées par l'IRSST peuvent être téléchargées gratuitement.
www.irsst.qc.ca

Pour connaître l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSST, abonnez-vous gratuitement au magazine *Prévention au travail*, publié conjointement par l'Institut et la CSST.

Abonnement : 1-877-221-7046

IRSST - Direction des communications
505, boul. De Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : (514) 288-1551
Télécopieur : (514) 288-7636
publications@irsst.qc.ca
www.irsst.qc.ca

© Institut de recherche Robert-Sauvé
en santé et en sécurité du travail,
août 2004

Modélisation de l'influence du contrepoids pneumatique sur le temps d'arrêt du coulisseau des presses à friction et méthode d'équilibrage

Laurent Giraud, ing. stag., Serge Massé, ing.
et Denis Turcot, ing.,
Sécurité-ingénierie, IRSST

Daoud Ait-Hadi, ing. et Sébastien Tanchoux,
Département de génie mécanique, Université Laval

Christophe Crampé, INSA de Strasbourg

RAPPORT

Cliquez recherche
www.irsst.qc.ca



Cette publication est disponible
en version PDF
sur le site Web de l'IRSST.

CONFORMÉMENT AUX POLITIQUES DE L'IRSST

**Les résultats des travaux de recherche publiés dans ce document
ont fait l'objet d'une évaluation par des pairs.**

SOMMAIRE

Les presses à métaux sont par essence même des machines dangereuses car l'opérateur doit régulièrement accéder à la zone de danger, comprise entre les deux matrices, pour les opérations de production. Cette recherche porte sur les presses mécaniques qui utilisent un embrayage à friction et qui représentent la moitié du parc machine au Québec. Cet embrayage à friction permet d'arrêter le mouvement de la presse au cours d'un cycle de la machine, par exemple lorsque l'opérateur relâche la commande bimanuelle de la presse.

Mais compte tenu de l'inertie de ces machines, l'arrêt du coulisseau n'est pas immédiat et il existe encore de nombreuses possibilités d'accidents, comme le prouvent les chiffres de la CSST. Plus une presse sera grosse et plus son temps d'arrêt sera grand. Si la protection du personnel est assurée par son éloignement de la machine, il se peut que les distances nécessaires ne soient plus compatibles avec le travail demandé. Afin de réduire le plus possible le temps de freinage, sans modifier les caractéristiques de la machine, cette étude tente de faire le point sur les paramètres qui l'influencent. Le contrepoids pneumatique est l'un de ces points, car son réglage, par l'opérateur ou par le personnel de maintenance, influence significativement le temps de freinage.

Afin de bien cerner l'influence de la pression du contrepoids pneumatique sur le temps de freinage des presses à embrayage, nous avons précisé sa conception et son fonctionnement, puis nous avons modélisé son comportement statique et dynamique. Les résultats de cette modélisation nous permettent de détailler l'influence de la pression du contrepoids sur le temps de freinage de la presse et sur son équilibrage. Par la suite, nous avons fait le bilan des différentes mesures d'équilibrage qui sont utilisées et nous proposons une nouvelle méthode d'équilibrage des presses, nouvelle méthode qui permet un équilibrage statique ou dynamique, selon les besoins. L'influence de la sous-pression ou de la surpression du contrepoids sur l'équilibrage et le fonctionnement de la presse est aussi détaillée dans ce rapport. Les résultats de la modélisation nous permettent aussi de quantifier l'influence des différentes composants de la presse sur le temps de freinage, et de voir que l'énergie cinétique du vilebrequin et de l'embrayage est le facteur le plus influent.

Les paramètres de fonctionnement de la presse qui influencent le plus le temps d'arrêt du coulisseau sont, en ordre décroissant, la cadence de la presse (le nombre de coup par minute) suivi par la pression du contrepoids et la masse de la matrice. Cependant, d'autres facteurs, de conception, influencent le temps de freinage. C'est le cas du couple de freinage dont l'influence est exponentielle. Finalement, le réglage optimal de la pression du contrepoids doit se faire dans une plage de pression limitée, qui est fonction du poids de la matrice supérieure utilisée.

REMERCIEMENTS

Pour la réalisation de cette activité de recherche, nous avons bénéficié de la collaboration de plusieurs personnes, et nous aimerions adresser nos remerciements à tous ceux qui, de près ou de loin, nous ont permis de mener à bien cette étude.

Nous aimerions tout d'abord remercier les deux étudiants de l'INSA de Strasbourg (ex ENSAIS) qui ont participé activement à cette étude dans le cadre de leur projet de fin d'étude (PFE). Nous remercions aussi les entreprises qui ont accepté de recevoir plusieurs membres de l'équipe de recherche afin de visiter et d'observer ou d'effectuer des mesures et des essais sur leurs presses, et plus précisément :

- M. Franck Parrot, responsable du service santé et sécurité de CAMCO;
- Mme Andrée Patoine, responsable du service santé et sécurité de Bombardier à la Pocatière;
- M. Denis Fournier, du chantier naval Davie de Lévis;
- Mme Anne Rivard, ingénieur chez Siemens;
- M. Marcel Lavoie, électromécanicien chez Electrolux, pour ses commentaires techniques forts pertinents et son soutien technique lors de la visite, ainsi que M. Denis Laporte, coordinateur Santé-Sécurité;
- M. Robert Bouchard, ingénieur chez Azimut, fabricant de presses, pour les informations techniques relatives aux presses.

Il faut également souligner la collaboration de M. Tony Venditi, conseiller de l'Association sectorielle paritaire secteur fabrication de produits en métal et de produits électriques pour ses conseils et informations.

Nous voudrions enfin remercier les membres de l'équipe Sécurité-ingénierie qui ont participé à la réalisation de l'activité et qui, depuis l'élaboration du devis jusqu'à la rédaction du rapport, nous ont offert un support professionnel de qualité et nous ont encouragés : Jérôme Boutin, Renaud Daigle, Micheline Laperle et Christian Sirard.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE.....	I
REMERCIEMENTS	III
TABLE DES MATIÈRES.....	V
LISTE DES FIGURES.....	VII
LISTE DES TABLEAUX.....	IX
1. INTRODUCTION.....	1
2. PROBLÉMATIQUE, OBJECTIFS ET MÉTHODOLOGIE	3
2.1 PROBLÉMATIQUE	3
2.2 OBJECTIFS.....	3
2.3 MÉTHODOLOGIE	4
3. PRÉSENTATION DU CONTREPOIDS PNEUMATIQUE	5
3.1 LES PRESSES À EMBRAYAGE À FRICTION	5
3.2 LE CONTREPOIDS PNEUMATIQUE	5
3.2.1 <i>Constitution</i>	5
3.2.2 <i>Fonctionnement actuel des systèmes types</i>	7
3.2.3 <i>Rôle</i>	7
4. ÉTUDE MÉCANIQUE	9
4.1 ÉTUDE STATIQUE	9
4.2 ÉTUDE DYNAMIQUE	10
4.3 PHÉNOMÈNE DE CHOC	12
4.4 INFLUENCE SUR L'ÉQUILIBRAGE	13
4.4.1 <i>Liaison bielle / coulisseau</i>	13
4.4.2 <i>Liaison bielle vilebrequin</i>	14
4.4.3 <i>Récapitulatif</i>	15
4.5 COMPORTEMENT DU CONTREPOIDS.....	16
5. MÉTHODES D'ÉQUILIBRAGE.....	21
5.1 MÉTHODE N° 1.....	21
5.2 MÉTHODE N° 2.....	21
5.3 MÉTHODE N°3.....	22
6. APPROCHE PROPOSÉE.....	25
6.1 CARACTÉRISATION DE LA MACHINE ET DU SYSTÈME DE CONTREPOIDS	25
6.2 ÉTABLISSEMENT DE LA PRESSION DE RÉGLAGE	25

6.3	AJUSTEMENT DE LA PRESSION.....	26
6.4	RÉALISATION DE L'ABAQUE D'UTILISATION	27
6.5	SUIVI ET MISE À JOUR DE L'ABAQUE.....	28
6.6	REMARQUE	28
6.6.1	<i>Exemple d'application pour une presse 8 T</i>	29
7.	PROBLÈMES DUS AUX MAUVAIS RÉGLAGES	33
7.1	SOUS-PRESSION.....	33
7.2	SURPRESSION.....	34
8.	TEMPS DE FREINAGE DES PRESSES.....	37
8.1	LE TEMPS D'ARRÊT DES PRESSES.....	37
8.2	LE FREINAGE.....	37
8.3	LES ESSAIS DE FREINAGE.....	40
8.4	ANALYSE DU TEMPS DE FREINAGE DES PRESSES.....	40
8.5	CONCLUSION SUR LE TEMPS D'ARRÊT DU COULISSEAU	41
	CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....	43
	RÉFÉRENCES.....	45
	BIBLIOGRAPHIE.....	47
	ANNEXE - INFLUENCE DU RÉGLAGE DU CONTREPOIDS SUR LA PUISSANCE DU MOTEUR.....	49

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1 : Schéma et repère du vilebrequin et de la bielle.....	5
Figure 2 : Système standard de contrepoids pneumatique.....	6
Figure 3 : Force du contrepoids nécessaire pour l'équilibrage statique en fonction de l'angle du vilebrequin.	10
Figure 4 : Force d'inertie appliquée au coulisseau en fonction de l'angle du vilebrequin.	11
Figure 5 : Position des jeux de liaison en compression (gauche) et en tension (droite).	12
Figure 6: Points de contact de la bielle lors du cycle de la presse.	13
Figure 7 : Bilan des forces appliquées au coulisseau.....	14
Figure 8 : Bilan des forces appliquées à la bielle.....	15
Figure 9 : Effort dans la liaison bielle / coulisseau selon les niveaux d'équilibrage ①, ② et ③. .	16
Figure 10 : Effort dans la liaison bielle / vilebrequin selon les niveaux d'équilibrage ①, ② et ③	16
Figure 11 : Pression du contrepoids en mode manuel suivant la position du coulisseau.	18
Figure 12 : Pression du contrepoids en mode continu suivant la position du coulisseau.	19
Figure 13 : Influence de l'équilibrage du contrepoids sur la puissance du moteur.	22
Figure 14 : Utilisation d'un seul comparateur sous le coulisseau.....	26
Figure 15 : Visualisation des deux phases distinctes d'équilibrage.....	26
Figure 16 : Position de la zone d'équilibre statique selon la différence entre les temps de fermeture et d'ouverture.	27
Figure 17 : Montage d'un accéléromètre sur la matrice supérieure.....	29
Figure 18 : Sous-équilibrage – $P_g = 20$ psi.....	29
Figure 19 : Équilibrage – $P_g = 40$ psi.	30
Figure 20 : Équilibrage – $P_g = 50$ psi.	30
Figure 21 : Suréquilibrage – $P_g = 80$ psi.	30
Figure 22 : Relevés d'accélération 'brouillés'.	31
Figure 23 : Origine de l'énergie dissipée par le frein lors d'un freinage à 100° pour la presse 8T.	39
Figure 24 : Origine de l'énergie dissipée par le frein selon l'angle de début de freinage pour la presse 8T.	39
Figure A-1 : Variations de la puissance de moteur suivant l'équilibrage réalisé.	49

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1: Valeurs des paramètres de la presse 100 T.	10
Tableau 2: Valeurs des paramètres de la presse 100 T pour le calcul de l'inertie.	11
Tableau 3: Valeurs des paramètres de la presse 100 T pour le calcul des efforts dans les liaisons.	16
Tableau 4: Paramètres utilisés pour la simulation de la variation de la pression du contrepoids.	17
Tableau 5: Valeurs des paramètres de la presse 8 T pour la visualisation de chocs avec un accéléromètre.	28
Tableau 6: Influence sur la sécurité du sous-équilibrage et du suréquilibrage du contrepoids.	35
Tableau 7: Importance des paramètres de la presse sur le temps d'arrêt du coulisseau.	41

1. INTRODUCTION

Les presses mécaniques utilisant un embrayage à friction représentent près de la moitié des 4 600 presses utilisées au Québec [1]. Une minorité de ces presses est utilisée uniquement en mode automatique et la majorité est utilisée en modes manuel et automatique, ce qui entraîne l'utilisation de commandes bimanuelles. On peut donc affirmer, compte tenu de sa simplicité et de son intégration aux circuits de commande, que la protection par éloignement¹ en utilisant des commandes bimanuelles est le moyen de protection le plus utilisé sur les presses. Par ailleurs, il est clairement établi, selon Bélanger et coll. [1, 2] et selon Turcot et coll. [3], que plusieurs facteurs, dont le mode de production, influencent le temps d'arrêt des presses à friction.

Pour les secteurs d'activité Produits métalliques Machines, Équipements de transport et Produits électriques, les statistiques de la CSST des années 1996-1998 mentionnent que 180 accidents, représentant un déboursé total de 1 862 863 dollars, sont survenus sur des presses à métaux (code CSST 35600 - 35610 - 35630 - 35690). Ces chiffres sont voisins de ceux des années 1992-1994, qui mentionnaient que 238 accidents étaient survenus pour un déboursé total de 1 435 000 dollars. De ces 180 accidents survenus au cours des années 1996-1998, 162 (90 %) ont pour sièges de lésion, les mains et les doigts, pour un déboursé total près de 1 862 863 dollars (617 505 \$ pour les mains et 1 245 358 \$ pour les doigts).

Ces accidents ont représenté en moyenne 110 jours d'indemnisation et un coût moyen de 10 781 dollars, soit une durée d'indemnisation trois fois plus longue et un coût trois fois supérieur à la moyenne des accidents des quatre secteurs concernés.

Ce rapport d'étude vise avant tout à synthétiser l'ensemble des informations recueillies et traitées sur le contrepoids pneumatique. Certains points ont été plus détaillés que d'autres afin d'améliorer la compréhension du problème exposé. De plus, certaines données et améliorations ont été apportées par rapport aux rapports d'études effectués précédemment [1-5] et regroupant l'ensemble des recherches et des calculs [6-8].

De plus, une nouvelle méthode d'approche, pour le réglage du contrepoids pneumatique, a été proposée. Celle-ci a été validée par des essais menés dans différentes entreprises avec l'appareil de mesure de l'IRSST et le modèle mathématique.

¹ Protection par éloignement : les membres supérieurs de l'opérateur sont tenus suffisamment éloignés du point de pincement et l'opérateur n'a pas le temps, en relâchant les commandes, de l'atteindre avant que le coulisseau ne s'arrête.

2. PROBLÉMATIQUE, OBJECTIFS ET MÉTHODOLOGIE

2.1 Problématique

De nombreuses visites d'entreprises effectuées par les chercheurs de l'IRSST ont révélé que le réglage du contrepoids pneumatique sur les presses à embrayage à friction n'était pas fait de façon optimale.

Plusieurs facteurs menant à un mauvais réglage du contrepoids pneumatique ont été identifiés. Mentionnons, entre autres, le manque d'information sur l'influence du contrepoids transmise lors de la formation des régleurs, ainsi que la disparition ou l'occultation non volontaire de la plaque signalétique illustrant le réglage de la pression du contrepoids en fonction du poids de la matrice attachée au coulisseau de la presse empêchant ainsi le régleur de s'y référer. Plus les presses sont vieilles, plus la probabilité que cette plaque soit manquante ou cachée (par la boîte de contrôle des commandes) augmente. Il devient donc impossible de faire un réglage précis. En effet, la pression de réglage du contrepoids dépend des caractéristiques générales du système mécanique (vilebrequin, bielle, coulisseau, matrice supérieure, cadence, ...) ainsi que du système pneumatique (dimensions des vérins pneumatiques). De ce fait, une même matrice utilisée sur deux presses différentes pourra entraîner un réglage différent de la pression du contrepoids pneumatique.

Enfin, il faut noter qu'un mauvais réglage de la pression du contrepoids pneumatique peut avoir de graves conséquences pour la sécurité des personnes utilisant les presses mécaniques à embrayage à friction (opérateurs, personnel de maintenance, ...) en outre en affectant le temps d'arrêt du coulisseau.

2.2 Objectifs

Le présent rapport vise avant tout à sensibiliser les industriels sur le rôle que possède le contrepoids pneumatique lors du fonctionnement de la presse notamment en précisant les conséquences de mauvais réglages de la pression jauge. Une méthode d'approche sera également proposée afin d'aider les utilisateurs des presses pour le réglage du contrepoids pneumatique en fonction des différentes caractéristiques et modes de fonctionnement.

Quatre grands points seront abordés :

1. Présentation du contrepoids pneumatique
2. Étude mécanique de l'équilibrage
3. Méthodes de réglage et d'ajustement de la pression
4. Conséquences de mauvais réglages

2.3 Méthodologie

La première étape de recherche a été d'effectuer une liste de tous les documents traitant du contrepoids pneumatique pour les presses à embrayage à friction. En parallèle, plusieurs visites d'entreprises ont été menées afin d'établir un bilan de la connaissance des opérateurs et du service de maintenance des presses à embrayage à friction. Plusieurs considérations ont été retenues à la suite du traitement de ces données et observations notamment concernant les problèmes de sécurité pouvant apparaître suite à un mauvais réglage de la pression du contrepoids.

Ensuite, une étude mécanique a été mise en place conduisant à l'élaboration d'un modèle théorique permettant d'établir une plage de réglages de la pression du contrepoids pneumatique en fonction des paramètres de fonctionnement (cadence, masse de matrice ...).

Enfin, des essais en entreprises ont été menés pour valider la méthode d'équilibrage et vérifier l'applicabilité des résultats sur des presses de différentes capacités.

3. PRÉSENTATION DU CONTREPOIDS PNEUMATIQUE

3.1 Les presses à embrayage à friction

Les presses à embrayage à friction sont des machines outils très utilisées dans les industries et ce depuis un très grand nombre d'année. Elles sont composées d'un bâti, d'un ensemble mobile qui anime un ou plusieurs coulisseaux d'un mouvement de translation rectiligne et d'un système de contrepois pneumatique destiné à annuler l'effet gravitationnel exercé sur ces derniers.

La mise en mouvement de la presse mécanique est obtenue à l'aide d'un moteur électrique qui stocke l'énergie dans un volant d'inertie. Un système de vilebrequin et de bielle transforme le mouvement de rotation en un mouvement de translation alternatif. Pour enclencher ou arrêter le mouvement alternatif, un système d'embrayage et de frein est disposé entre le système de transformation du mouvement et le volant d'inertie. Cette configuration permet au moteur et au volant d'inertie de rester en rotation entre deux cycles, évitant ainsi de relancer le système à chaque utilisation de la presse.

Afin de disposer de repères précis relatifs à la position des différents éléments de la presse lors de son fonctionnement, un repérage angulaire (en degrés) du vilebrequin est établi (figure 1). La position 0° représente le point mort haut (PMH), qui correspond à la position la plus haute que peut atteindre le coulisseau lors d'un cycle de fonctionnement. Quant à la position 180° , elle représente le point mort bas (PMB), qui correspond à la position la plus basse que peut atteindre le coulisseau lors d'un cycle de fonctionnement.

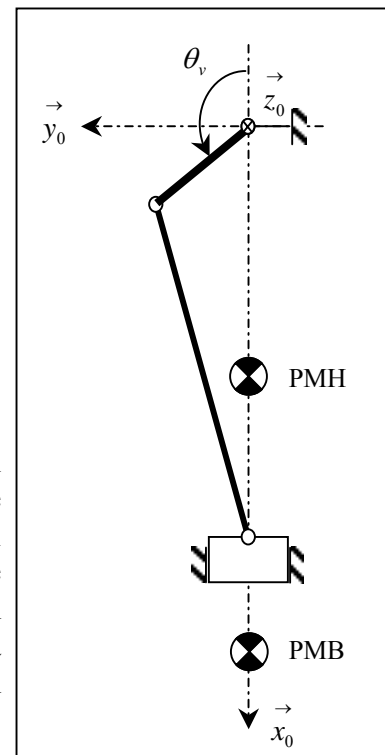


Figure 1 : Schéma et repère du vilebrequin et de la bielle

3.2 Le contrepois pneumatique

3.2.1 Constitution

Le système de contrepois pneumatique placé sur les presses à embrayage à friction peut varier d'un constructeur à l'autre suivant le modèle, la capacité ou encore la date de fabrication de la presse. Néanmoins, le contrepois standard (figure 2) est composé en général :

- De vérins pneumatiques reliés au coulisseau et au bâti de la presse. Ils permettent ainsi le transfert d'énergie lors du cycle de fonctionnement de la presse entre le système mécanique et le système pneumatique. Leur nombre et leur taille ont été définis par le fabricant lors de la conception de la presse.

- De réservoirs d'accumulation permettant, lors du déplacement du coulisseau, de stocker l'air évacué des vérins pneumatiques. La présence d'un tel système évite d'avoir à remplacer, à chaque cycle, le volume d'air évacué par les vérins. Ceci permet ainsi de réaliser des économies considérables en ce qui concerne la consommation d'air comprimé. De plus, il convient de noter que si la capacité du réservoir est très grande par rapport au volume d'air déplacé par les vérins durant le déplacement du coulisseau, le réservoir joue indirectement un rôle de régulateur puisque la pression dans le réseau pneumatique sera alors peu variable.
- D'un pressostat permettant d'interdire le fonctionnement de la presse dans le cas d'une défaillance du système de contreponds pneumatique.
- D'une vanne de régulation manuelle permettant d'ajuster la pression jauge du contreponds. Elle est généralement accompagnée d'un manomètre permettant de visualiser la valeur de la pression dans le circuit pneumatique. Il est important de noter que la lecture du manomètre se fait avant ou après un cycle de fonctionnement, et que le coulisseau est alors au point mort haut (PMH).
- D'un système d'échappement permettant d'évacuer du système pneumatique le volume d'air excédentaire ou en surpression.

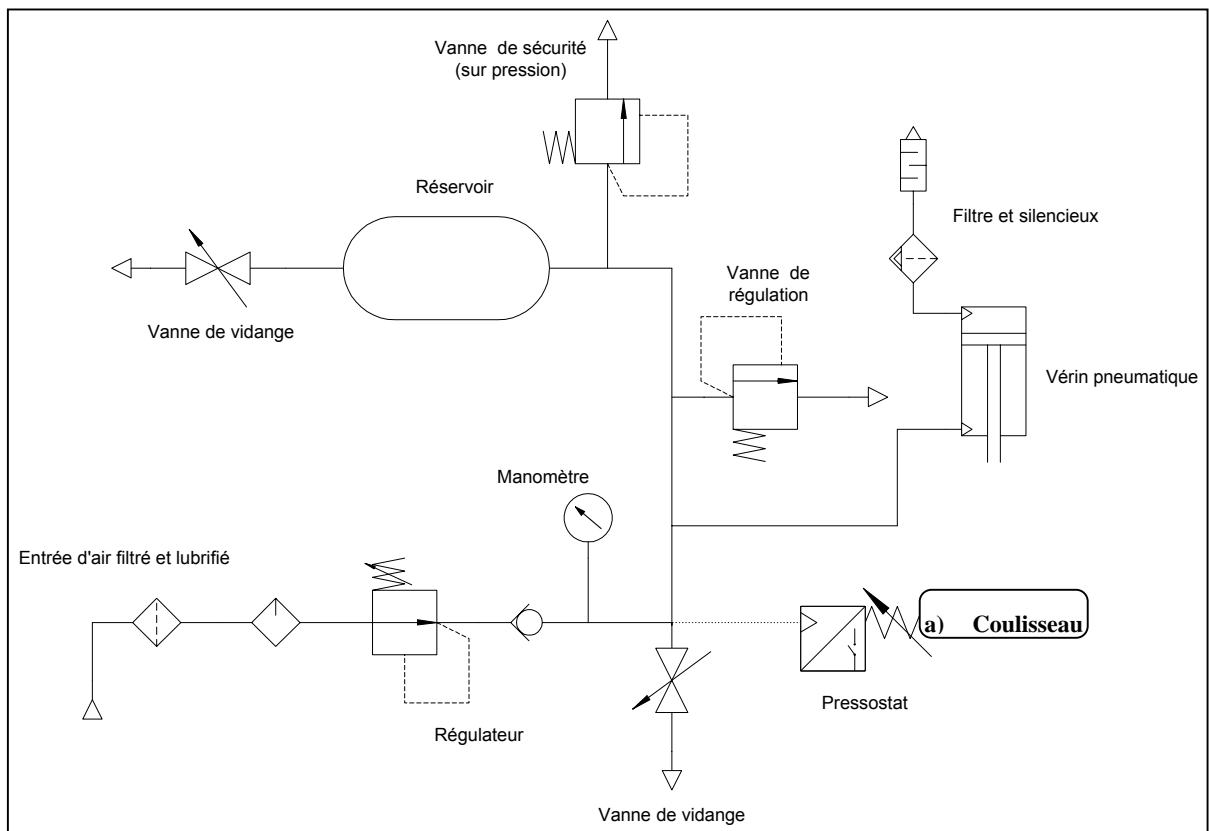


Figure 2 : Système standard de contreponds pneumatique

3.2.2 Fonctionnement actuel des systèmes types

Lorsque le cycle de fonctionnement de la presse débute, le coulisseau descend verticalement en entraînant le ou les vérins pneumatiques. Le déplacement du piston du vérin entraîne une augmentation de la pression dans le circuit pneumatique. Le système de régulation intervient alors en ramenant la pression à la valeur réglée sur la vanne de contrôle manuelle. Après le travail de la matrice effectué au point mort bas (PMB), le coulisseau remonte avec le piston. La pression diminue donc dans le circuit pneumatique et un certain volume d'air peut être introduit pour compenser les pertes ou échappements.

3.2.3 Rôle

Le contrepoids pneumatique exerce sur le coulisseau une force verticale ascendante durant tout le cycle de fonctionnement de la presse. Dans la phase de descente, celle-ci s'oppose au mouvement tandis que dans la phase de montée, elle va dans le sens du déplacement du coulisseau.

Ainsi, le système de contrepoids pneumatique permet de réduire la consommation excessive d'énergie ainsi qu'une partie des dommages et des usures occasionnés aux organes de la presse lors de son fonctionnement. Cependant, la signification du rôle du contrepoids diffère suivant les sources consultées : constructeurs, utilisateurs ou autre source d'information. Voici les définitions recueillies :

- Selon le dictionnaire en ligne www.granddictionnaire.com [9] :

Dispositif destiné à équilibrer le poids du coulisseau et de tout ce qui lui est rattaché, à rattraper automatiquement le jeu dans les paliers du vilebrequin, des bielles et des engrenages et à éviter la chute du coulisseau en cas de rupture de la bielle.

- Selon Techniques de l'ingénieur [10] :

Ce sont des vérins pneumatiques qui rattrapent les jeux en rappelant le coulisseau vers le haut et qui évitent également sa chute en cas de rupture de la bielle.

- Selon une documentation de Ross [11] :

Un équilibreur pneumatique réduit les dommages sur les composants de la transmission causés par les efforts importants mis en jeu lors du changement de direction du coulisseau après avoir effectué son travail.

- Selon un article de la revue *The Fabricator* [12] :

- Un équilibreur fonctionnant correctement retient en engagement positif toutes les liaisons afin d'éliminer au point mort bas les effets de chocs.

- Selon l'article de la revue *Sheet Metal Industries* [11] :

Un concepteur calcule la taille des vérins de contrepoids de manière à équilibrer les masses du coulisseau et de la matrice supérieure. S'il ne connaît pas le poids de cette dernière, il fera ses calculs avec la masse d'un bloc de dimension $L_c \times l_c \times h$ avec :

L_c : longueur nominale du coulisseau

l_c : largeur nominale du coulisseau

h : hauteur prise égale au tiers de la distance bas du coulisseau au PMB

À la lumière de ces différentes définitions et de nos connaissances des presses, nous pouvons définir les fonctions principales d'un contrepoids pneumatique comme servant à :

1. Éviter la chute du coulisseau en cas de rupture de la bielle;
2. Équilibrer statiquement le poids du coulisseau et de ce qui lui est rattaché;
3. Rattraper les jeux de manière à éviter les chocs dus au déplacement du jeu lors de l'opération de formation au PMB.

Compte tenu des nombreuses et diverses significations du rôle du contrepoids pneumatique, nous allons faire une étude mécanique (statique et dynamique) de ce mécanisme pour mettre en valeur ses différentes fonctions, ses plages de fonctionnement et ses limites.

4. ÉTUDE MÉCANIQUE

4.1 Étude statique

L'étude théorique de l'équilibrage statique du coulisseau et de la matrice qui lui est rattachée est relativement simple à réaliser. En effet, il suffit d'effectuer le réglage de la pression jauge de sorte que l'effort exercé par le contrepoids pneumatique (F_v) soit égal et opposé au poids total du coulisseau et de la matrice supérieure (P). Cette étude est valide quelle que soit la matrice utilisée et la position angulaire du vilebrequin.

$$F_v = P \quad \text{Équation 1}$$

Dans le cas où il est nécessaire d'équilibrer statiquement le coulisseau et tout ce qui lui est rattaché (matrice, bielle, ...), il faut considérer d'autres facteurs tels que les centres de gravité et les poids de la bielle et du vilebrequin. De plus, on notera que la pression jauge du contrepoids pneumatique nécessaire à cet équilibre variera suivant la position dans laquelle se trouve le vilebrequin.

$$F_v = \text{fonction}(R, L, L_g, R_g, \theta_v, P, P_b, P_v) \quad \text{Équation 2}$$

Avec :

- R : rayon d'excentricité du vilebrequin
- L : longueur de la bielle
- L_g : position du centre de gravité du vilebrequin par rapport à son axe de rotation
- R_g : distance entre le centre de gravité de la bielle et le centre de la liaison bielle / vilebrequin
- θ_v : position angulaire du vilebrequin
- P : poids du coulisseau et de la matrice qui lui est rattachée
- P_b : poids de la bielle
- P_v : poids du vilebrequin

L'équation 2 devient :

$$F_v = P + \frac{P_b \cdot R \cdot \sin(\theta_v) + P_v \cdot R_g \cdot \sin(\theta_v) - P_b \cdot \frac{L_g \cdot R^2}{L^2} \cdot \frac{\sin(\theta_v) \cdot \cos(\theta_v)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \cdot \sin^2(\theta_v)}}}{R \cdot \sin(\theta_v) - \frac{R^2}{L} \cdot \frac{\sin(\theta_v) \cdot \cos(\theta_v)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \cdot \sin^2(\theta_v)}}} \quad \text{Équation 3}$$

$\theta_v \neq 0 \text{ } [_\pi]$

La figure suivante montre l'évolution de la force du contrepoids pneumatique qui est nécessaire pour équilibrer statiquement le coulisseau et tous les éléments qui lui sont rattachés (tableau 1) en fonction de la position angulaire du vilebrequin.

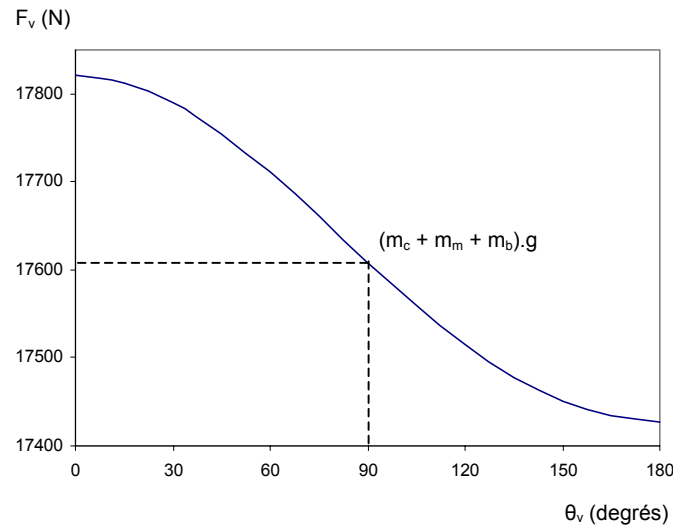


Figure 3 : Force du contrepoids nécessaire pour l'équilibrage statique en fonction de l'angle du vilebrequin

Tableau 1: Valeurs des paramètres de la presse 100 T

Paramètre	m_c (kg)	m_b (kg)	m_m (kg)	m_v (kg)	R (m)	L (m)	L_g (m)	R_g (m)
Valeur	1 243	302	250	400	0,0508	0,6604	0,095	0

Dans le cas où R_g est nul, il est intéressant de noter que, pour un angle de 90 degrés du vilebrequin, la force générée par le contrepoids correspond exactement à la somme des poids du coulisseau, de la matrice supérieure et de la bielle :

$$F_v = P + P_b \quad \text{Équation 4}$$

De plus, comme cela a été décrit précédemment, le rôle du contrepoids est d'équilibrer le coulisseau et tout ce qui lui est rattaché mais aussi d'éviter sa chute suite à la rupture de la bielle ou suite à une défaillance de l'embrayage ou du frein à l'arrêt (PMH). C'est pourquoi il est nécessaire de considérer la valeur maximale de réglage de la pression jauge dans la mesure où l'écart constaté entre la pression à 0 degré et à 90 degrés est important.

4.2 Étude dynamique

Lors du fonctionnement de la presse, le coulisseau se déplace verticalement avec une vitesse variable. Il est donc sujet à de nombreuses forces (réaction, inertie, gravitation) fonction de son propre poids, de celui de la matrice qui lui est rattachée, de l'action de la bielle ou du contrepoids pneumatique. Une étude cinématique du système de transformation du mouvement permet de déterminer l'équation de l'accélération du coulisseau en fonction des paramètres de réglage de la presse. L'équation de l'accélération verticale du coulisseau est alors :

$$A_c = \left(\cos(\theta_v) - \frac{1}{4} \cdot \frac{\sin^2(2\theta_v)}{(r^2 - \sin^2(\theta_v))^2} - \frac{2 \cdot \cos^2(\theta_v) - 1}{\sqrt{r^2 - \sin^2(\theta_v)}} \right) \cdot R \cdot \omega_v^2 \quad \text{Équation 5}$$

avec :

- A_c : accélération verticale du coulisseau
- θ_v : angle du vilebrequin
- r : rapport de la longueur de la bielle sur le rayon d'excentricité du vilebrequin
- R : rayon d'excentricité du vilebrequin
- ω_v : vitesse de rotation du vilebrequin

Cette accélération introduit une force d'inertie au niveau du coulisseau égale au produit de l'accélération verticale du coulisseau par sa masse et celle de la matrice supérieure qui lui est rattachée. Il est important de noter que la force d'inertie du coulisseau ne dépend que des caractéristiques géométriques et de la vitesse de la presse. Compte tenu du mouvement alternatif du coulisseau (cf. exemple ci-après de la presse 100 T, tableau 2 et figure 4), l'accélération n'est pas constante et change de signe durant le cycle de fonctionnement de la presse. La force d'inertie appliquée au coulisseau atteint sa valeur maximale au PMB. On notera que plus la valeur de r (rapport de la longueur de la bielle sur le rayon d'excentricité du vilebrequin) sera petite, plus l'inertie sera grande au PMB.

Tableau 2: Valeurs des paramètres de la presse 100 T pour le calcul de l'inertie

Paramètre	Cadence (cpm)	Course (m)	Rayon exc. (m)	r (Rapport L/R)	Masse (kg)
Valeur	150 (15.7 rad/s)	0,1016	0,0508	13	1 493

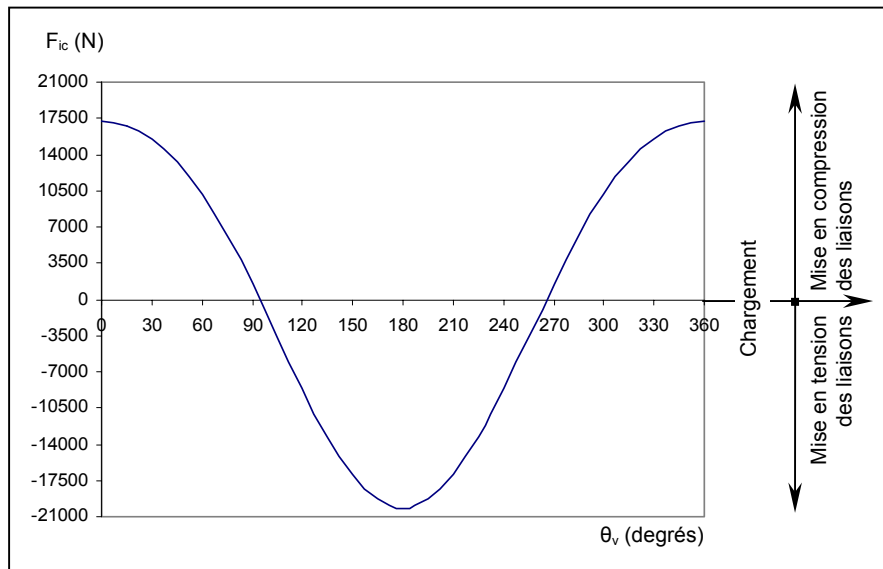


Figure 4 : Force d'inertie appliquée au coulisseau en fonction de l'angle du vilebrequin

Dans ce cas, nous aurons : $F_{ic} = \text{Masse} \times \text{Accélération}$

La variation et le changement de signe de cette force d'inertie tendent à déplacer les jeux dans les liaisons notamment entre le coulisseau et la bielle et entre la bielle et le vilebrequin.

On utilise les termes de compression et de tension pour définir la position des jeux au niveau des liaisons entre la bielle et le coulisseau et la bielle et le vilebrequin. La figure 5 illustre les deux situations (compression et tension).

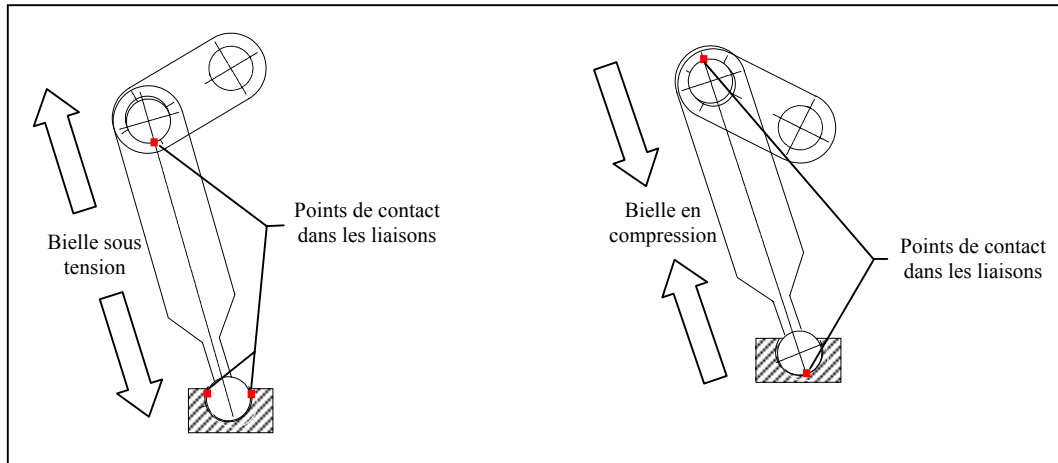


Figure 5 : Position des jeux de liaison en compression (gauche) et en tension (droite)

4.3 Phénomène de choc

Comme l'étude dynamique précédente l'a montré, l'effort entre le coulisseau et la bielle n'est pas constant lors du cycle de fonctionnement de la presse. Des efforts variables apparaissent alors au niveau des liaisons du système de transformation du mouvement. Ce phénomène a pour conséquence d'introduire de violents chocs dans les liaisons entre le coulisseau et la bielle et entre la bielle et le vilebrequin, notamment lors de l'opération de formage qui met l'ensemble mécanique en compression. En effet, il existe deux origines pour ces chocs : tout d'abord, les efforts variables créés par les forces d'inertie, et l'effort dû à l'opération de formage au PMB. Les liaisons qui relient le coulisseau à la bielle ainsi que la bielle et le vilebrequin ne sont pas parfaites et possèdent des jeux de fonctionnement. Ainsi le point de contact change au cours du cycle de fonctionnement de la presse comme le montre la figure 6 suivante.

Un réglage approprié de la pression jauge du contrepoids pneumatique de la presse permet de réduire, voire d'éliminer complètement, la présence de ces contraintes : l'utilisation du contrepoids peut permettre de charger la bielle en compression durant tout le cycle de fonctionnement de la presse et ainsi d'éviter ce problème.

Cependant, il est important de retenir qu'un tel réglage n'est pas toujours possible, ni toujours recommandable. En effet, la cadence de la presse peut entraîner des forces d'inertie trop grandes, qui ne peuvent être compensées par le contrepoids ou qui nécessiteraient un suréquilibrage important du contrepoids avec tous les inconvénients associés.

Il faut donc toujours considérer dans quelle mesure il est nécessaire d'augmenter la valeur de la pression pour rattraper les jeux des liaisons.

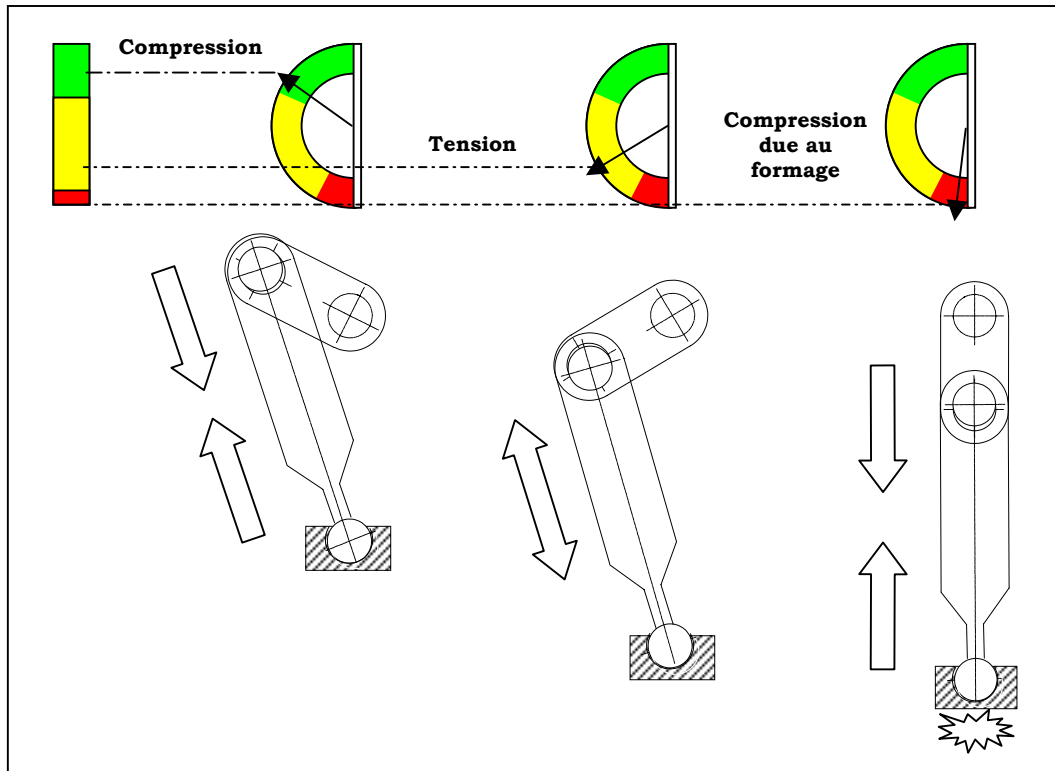


Figure 6: Points de contact de la bielle lors du cycle de la presse

4.4 Influence sur l'équilibrage

4.4.1 Liaison bielle / coulisseau

Le coulisseau est soumis à son propre poids et à celui de la matrice supérieure qui lui est rattachée, à la force d'inertie, à l'action de la bielle sur le coulisseau et à la force exercée par le contreponds pneumatique. La force notée B correspondant à l'action de la bielle sur le coulisseau n'est à priori pas connue ni en intensité ni en direction. C'est pourquoi, cette dernière a été placée arbitrairement de façon ascendante.

Il faut noter que la figure 7 représente seulement les résultantes verticales des forces qui s'appliquent sur le coulisseau. De plus, par soucis de simplification, aucun phénomène de frottement n'a été pris en compte dans cette étude.

Nous avons:

- F_{ic} : force d'inertie verticale au niveau du coulisseau
- P : poids du coulisseau et de la matrice supérieure
- F_v : action du contreponds sur le coulisseau (considérée constante durant tout le cycle de fonctionnement)
- B_x : résultante verticale de l'action de la bielle sur le coulisseau

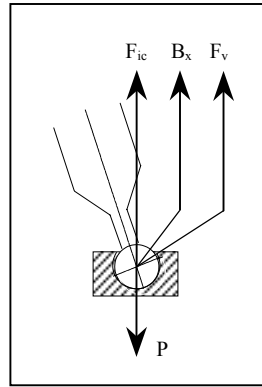


Figure 7 : Bilan des forces appliquées au coulisseau

L'application du principe fondamental de la dynamique permet d'établir l'équation suivante :

$$P - F_{ic} - F_v - B_x = 0 \quad \text{Équation 6}$$

Pour éliminer les phénomènes de choc dans cette liaison, il faut que l'effort B_x reste toujours négatif suivant le déplacement du coulisseau, soit :

$$B_x < 0 \text{ entraîne } F_v > P - F_{ic} \quad \text{Équation 7}$$

D'où :

$$F_v > (m_c + m_m) \left(g - \left(\cos(\theta_v) - \frac{1}{4} \cdot \frac{\sin^2(2\theta_v)}{(r^2 - \sin^2(\theta_v))^2} - \frac{2 \cdot \cos^2(\theta_v) - 1}{\sqrt{r^2 - \sin^2(\theta_v)}} \right) R \cdot \omega_v^2 \right) \quad \text{Équation 8}$$

4.4.2 Liaison bielle vilebrequin

La bielle est soumise à son propre poids (P_b), à la force d'inertie verticale (F_{ib}), à l'action du coulisseau sur la bielle (B_x) et à l'action verticale du vilebrequin sur la bielle (A_x). La force notée A_x correspondant à l'action du vilebrequin sur la bielle n'est à priori pas connue ni en intensité ni en direction. C'est pourquoi, cette dernière a été placée arbitrairement de façon ascendante.

Il faut noter que la figure 8 représente seulement les résultantes verticales des forces qui s'appliquent sur la bielle. De plus, par soucis de simplifier la démonstration, aucun phénomène de frottement n'a été pris en compte dans cette étude. Nous avons :

F_{ib} : force d'inertie verticale au niveau de la bielle appliquée au centre d'inertie

P_b : poids de la bielle

A_x : résultante verticale de l'action du vilebrequin sur la bielle

B_x : résultante verticale de l'action du coulisseau sur la bielle

L'application du principe fondamental de la dynamique permet d'établir l'équation suivante :

$$P_b - F_{ib} + B_x - A_x = 0$$

Équation 9

Pour éliminer les phénomènes de choc dans cette liaison, il faut que l'effort A_x reste toujours négatif suivant le déplacement du coulisseau, soit :

$$A_x < 0 \text{ entraîne } F_v > P + P_b - F_{ic} - F_{ib}$$

Équation 10

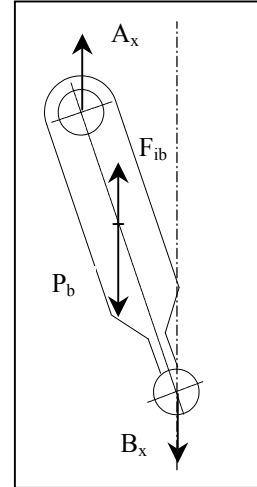


Figure 8 : Bilan des forces appliquées à la bielle

d'où :

$$F_v > \begin{bmatrix} (m_c + m_m)g + m_b \cdot g \\ - (m_c + m_m) \cdot \left(\cos(\theta_v) - \frac{1}{4} \cdot \frac{\sin^2(2\theta_v)}{(r^2 - \sin^2(\theta_v))^{\frac{3}{2}}} - \frac{2 \cdot \cos^2(\theta_v) - 1}{\sqrt{r^2 - \sin^2(\theta_v)}} \right) \cdot R \cdot \omega_v^2 \\ - m_b \cdot \left(\cos(\theta_v) - \frac{k_1}{4} \cdot \frac{\sin^2(2\theta_v)}{(r^2 - \sin^2(\theta_v))^{\frac{3}{2}}} - k_1 \cdot \frac{2 \cdot \cos^2(\theta_v) - 1}{\sqrt{r^2 - \sin^2(\theta_v)}} \right) \cdot R \cdot \omega_v^2 \end{bmatrix} \quad \text{Équation 11}$$

4.4.3 Récapitulatif

Ainsi, afin d'éviter les chocs dans ces liaisons, il est possible de rattraper les jeux dans les liaisons bielle / coulisseau et bielle / vilebrequin en appliquant une pression jauge adaptée.

Cependant, comme il l'a été précisé précédemment, ce rattrapage de jeux n'est pas toujours réalisable notamment pour les presses à cadence élevée et dont les masses en mouvement sont importantes. Les deux figures suivantes (figure 9 et figure 10) illustrent l'évolution des efforts dans ces liaisons en fonction de la position du vilebrequin et du réglage du contrepoids dans trois cas :

- ① : équilibrage statique du coulisseau, de la matrice supérieure et de la bielle;
- ② : cas ① + compensation des forces d'inertie du coulisseau et de la matrice supérieure;
- ③ : cas ② + compensation des forces d'inertie de la bielle.

Tableau 3: Valeurs des paramètres de la presse 100 T pour le calcul des efforts dans les liaisons

Paramètre	Cadence (cpm)	L (m)	L_g (m)	R (m)	m_b (kg)	m_c (kg)	m_m (kg)
Valeur	100 (10,46 rad/s)	0,6604	0,095	0,058	302	1 243	250

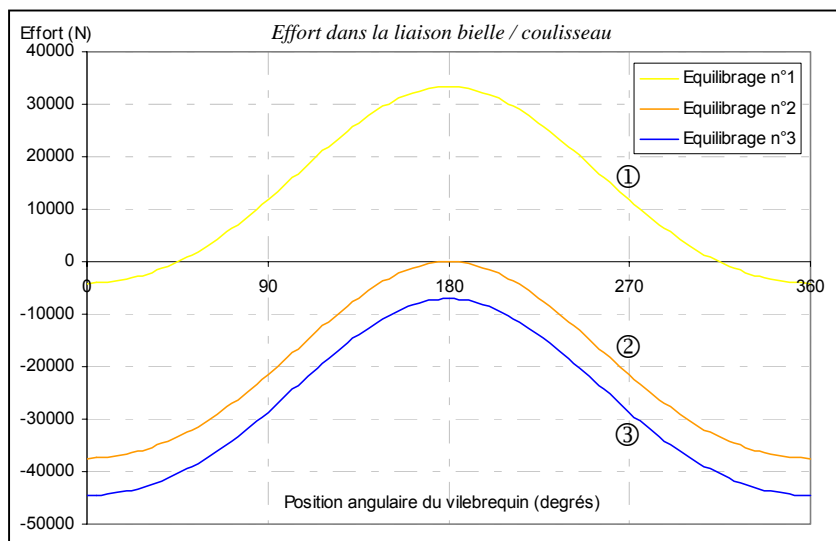


Figure 9 : Effort dans la liaison bielle / coulisseau selon les niveaux d'équilibrage ①, ② et ③

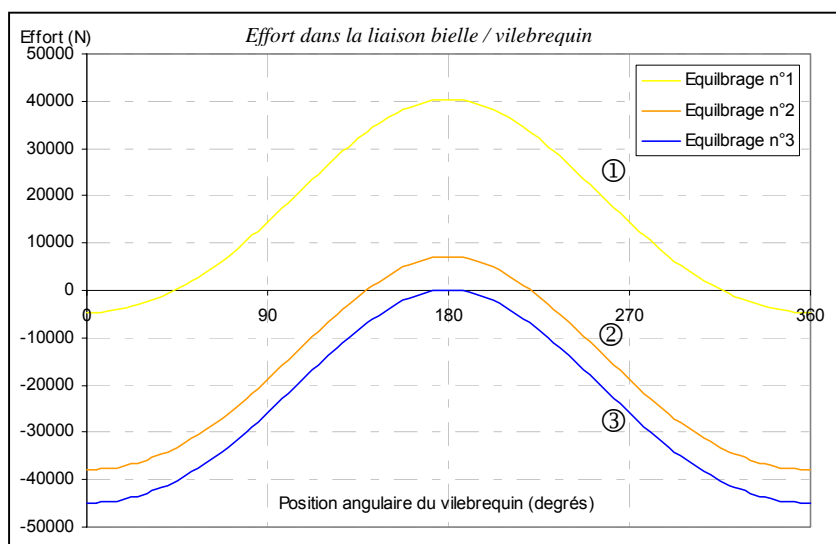


Figure 10 : Effort dans la liaison bielle / vilebrequin selon les niveaux d'équilibrage ①, ② et ③

4.5 Comportement du contrepoids

Les systèmes de régulation permettent de conserver la valeur de la pression jauge réglée dans le circuit pneumatique lors du cycle de fonctionnement de la presse. Cependant, cette régulation est plus ou moins exacte suivant la technologie utilisée et la cadence de la presse. En effet, lors de nombreuses visites, il a été observé des variations de 15 psi (103 kPa) pour une pression désirée

de 45 psi (310 kPa) à la mi-course du coulisseau (auquel était attachée une matrice très légère), soit plus de 30 % de variation.

Généralement, le circuit pneumatique du contrepoids est utilisé selon les deux modes de fonctionnement de la presse : le mode manuel et le mode continu.

Lors du démarrage en mode manuel, lorsque le coulisseau est à son point mort haut depuis un certain temps, la pression dans les vérins du contrepoids pneumatique et dans les réservoirs d'accumulation est celle qui est indiquée par le régulateur pneumatique (pression de référence au point de référence). Lors de la descente du coulisseau, la pression augmente, compte tenu du déplacement de la tige des vérins, et le régulateur joue alors son rôle (de réducteur de pression) en laissant échapper de l'air. Cependant, cette régulation ne peut être que partielle compte tenu de la vitesse du cycle. Ensuite, lors de la remontée du coulisseau, la pression diminue, et si elle devient inférieure à la pression de référence, le régulateur fait entrer de l'air comprimé dans le circuit. De ce fait, la pression à mi-course du vilebrequin est toujours supérieure à la pression de référence.

Ce scénario se reproduit lors du premier tour de la presse en mode continu. Mais ensuite, après plusieurs cycles, le régulateur essaye de limiter au mieux les pics et chutes de pression dus respectivement aux positions basses (PMB) et hautes (PMH) du coulisseau. Le nouveau point de référence devient alors la mi-course. De ce fait, en position haute, la pression est légèrement plus faible et en position basse, la pression est légèrement plus élevée que la pression de référence. Pour les presses à cadence faible, la régulation est plus efficace compte tenu des longs temps de cycle, et c'est pourquoi l'on observe sur ces modèles de faibles variations de pression. Compte tenu de ces différences de régulation expliquées précédemment, il en résulte que la pression dans les vérins du contrepoids pneumatique est plus élevée en mode manuel ou lors des premiers cycles (démarrage) en mode continu que lors du fonctionnement en mode continu. Ce faisant, le contrepoids pneumatique exerce un effort supérieur en mode manuel par rapport au mode continu. Ainsi, un équilibrage en mode continu pourra conduire à un suréquilibrage en mode manuel ($F_{v \text{ manuel}} > F_{v \text{ continu}}$).

Un modèle simulant la variation de la pression du contrepoids suivant le mode de fonctionnement (figures 11 et 12) et suivant la course du coulisseau a été mis en place notamment dans les rapports d'études effectués précédemment. Les principaux paramètres utilisés sont détaillés dans le tableau 4.

Tableau 4: Paramètres utilisés pour la simulation de la variation de la pression du contrepoids

P_x	Pression du contrepoids pneumatique
P_g	Pression jauge initiale
x_c	Déplacement du coulisseau
C	Course totale du coulisseau
r_v	Rapport entre le volume d'air déplacé par les vérins et le volume d'air des réservoirs et des conduites pneumatiques

Les équations sont :

En mode manuel :

$$P_x = P_g \cdot \left(\frac{1 + r_v}{1 + r_v \cdot \left(1 - \frac{x_c}{C} \right)} \right)$$

Équation 12

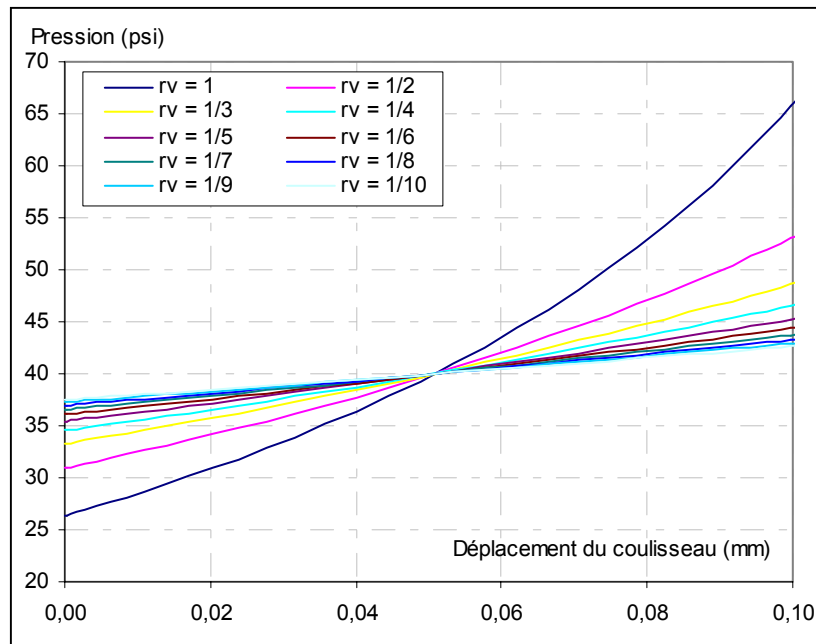


Figure 11 : Pression du contrepois en mode manuel suivant la position du coulisseau

En mode continu :

$$P_x = P_g \cdot \left(\frac{1 + \frac{r_v}{2}}{1 + r_v \cdot \left(1 - \frac{x_c}{C}\right)} \right)$$

Équation 13

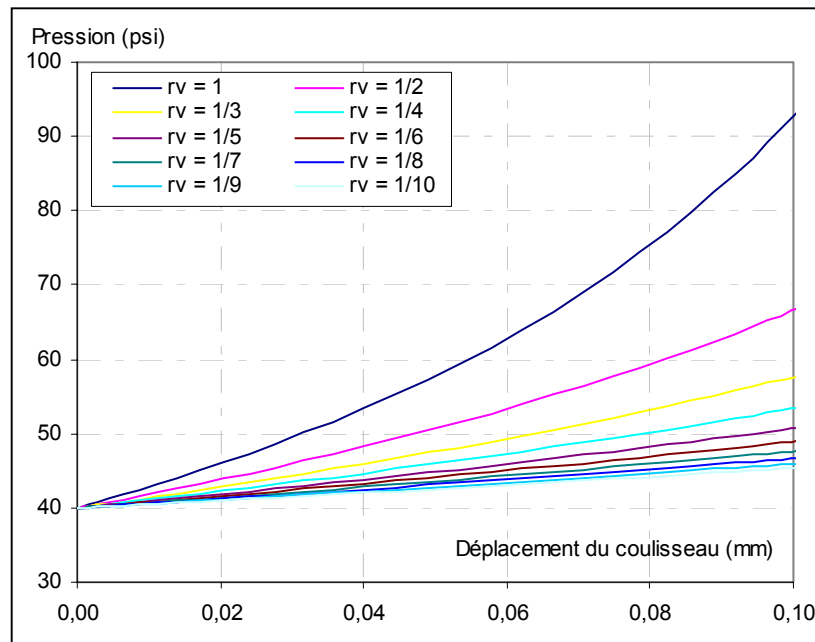


Figure 12 : Pression du contrepois en mode continu suivant la position du coulisseau

5. MÉTHODES D'ÉQUILIBRAGE

Il convient de distinguer l'équilibrage statique (équilibre du poids du coulisseau et de la matrice supérieure) et le rattrapage des jeux au PMB.

5.1 Méthode n° 1

La première méthode consiste à retrouver le fabricant de la presse, et à lui demander de fournir de nouveau la plaque signalétique recherchée pour le réglage du contrepoids pneumatique. Cependant, l'information n'est souvent plus disponible car les presses utilisées sont en général assez vieilles et les constructeurs de ces machines peuvent ne plus exister ou encore ne plus avoir en leur possession les documentations relatives à la presse.

De plus, la presse peut avoir été modifiée après sa conception tant au niveau du contrepoids ou du fonctionnement général (modification du coulisseau, des organes de liaisons, ...), sans que cela n'ait été indiqué. Les abaques de réglage de pression pour le contrepoids fournis par le constructeur ne seront donc plus applicables.

5.2 Méthode n° 2

La seconde méthode consiste à mesurer le courant électrique du moteur d'entraînement, lorsque le coulisseau fonctionne à vide (i.e. sans pièce dans la matrice), et de régler la pression du contrepoids pour que la charge du moteur soit identique à la descente et à la remontée du coulisseau.

Compte tenu des différents parasites (bruits électriques, friction mécanique) présents ainsi que la précision des outils de mesure (ampèremètre et manomètre), cette méthode n'est pas précise et peut facilement amener à des erreurs significatives sur le réglage de la pression du contrepoids. Ce réglage est d'autant plus difficile à réaliser lorsque la variation de la pression du contrepoids entre les positions haute (PMH) et basse (PMB) est importante. En effet, de grandes variations de pression, allant jusqu'à 30 psi sont fréquentes. Ce réglage est aussi délicat à réaliser si le temps de cycle est court, car la lecture de l'ampèremètre devient alors très difficile. De plus, cette procédure doit être effectuée pour toutes les matrices qui seront utilisées sur la presse, surtout si les poids des matrices supérieures sont sensiblement différents.

Cependant, on peut noter que sur certaines presses, un ampèremètre est placé directement sur la structure et permet à l'utilisateur de savoir comment travaille la machine et ainsi d'ajuster la pression jauge du contrepoids pneumatique.

La représentation graphique suivante (figure 13) illustre la variation de la puissance de moteur lors de l'augmentation de la pression du contrepoids pneumatique (passage d'un état de sous-équilibre à un état de suréquilibre). On notera que cette courbe a été obtenue suite à une simulation informatique. Une application numérique apparaît dans l'annexe A de ce rapport.

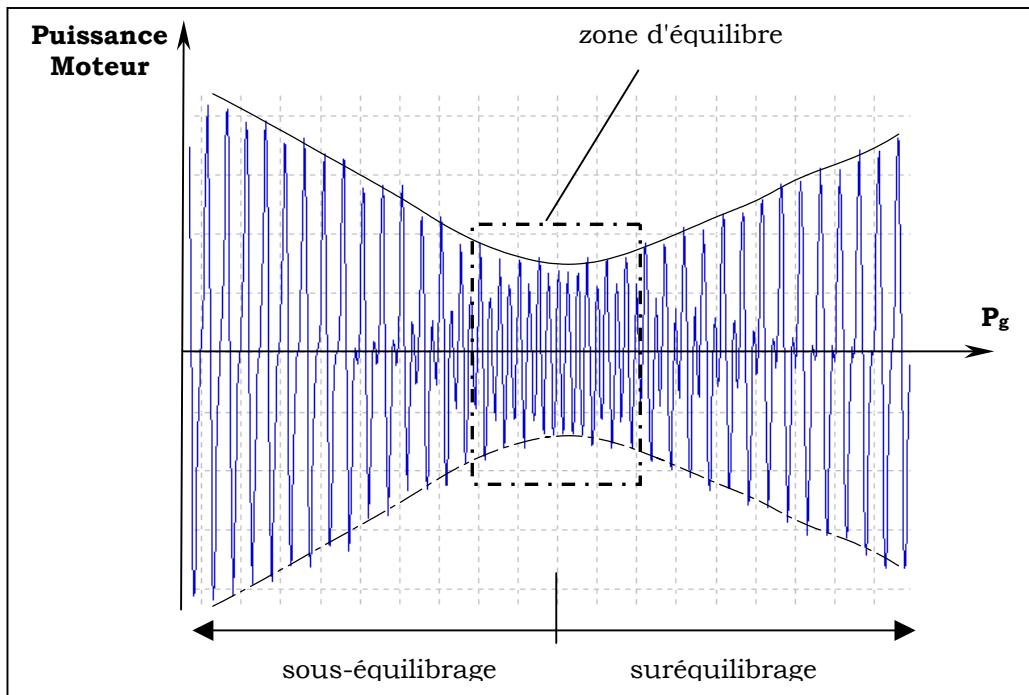


Figure 13 : Influence de l'équilibrage du contrepoids sur la puissance du moteur

5.3 Méthode n° 3

La troisième méthode consiste à arrêter le coulisseau au milieu de sa course (vilebrequin à 90°) tout en le maintenant solidement en place. Une fois ceci fait, l'ensemble mécanique composé de la matrice supérieure, du coulisseau, de la bielle et du vilebrequin est désolidarisé du moteur et le frein est désactivé. Ensuite, il reste à trouver la pression du contrepoids qui permet d'équilibrer les efforts au niveau du coulisseau (ce dernier peut alors rester à sa position d'équilibre sans aucun apport).

Mais cette opération est longue et difficile car elle nécessite :

- de bien bloquer le coulisseau,
- d'abaisser la pression du contrepoids pour que le coulisseau repose sur ses blocs,
- de découpler le moteur du volant de la presse,
- de déconnecter la vanne de sécurité de son circuit de commande et la brancher sur un circuit de contournement afin de désactiver le frein et activer l'embrayage,
- enfin d'augmenter graduellement la pression du contrepoids pour obtenir l'équilibre du coulisseau.

De plus, cette méthode fait intervenir des problèmes de résistance statique. En effet, la pression nécessaire à la mise en mouvement d'un objet est plus importante que celle nécessaire à son équilibrage quand celui-ci est déjà en déplacement (friction dynamique < friction statique). D'autre part, cette méthode n'est pas utilisable pour les presses lentes et surtout celles à forts tonnages, qui comportent un réducteur à engrenage avant le vilebrequin, car les résultats obtenus seraient alors peu précis.

Cependant, il faut noter que contrairement à la seconde méthode, il ne sera pas nécessaire de rééditer l'opération pour toutes les matrices utilisées. En effet, en considérant la différence massique des matrices supérieures, il suffira d'ajuster la pression du contrepoids pneumatique d'après les caractéristiques des vérins pneumatiques ($\Delta P_g = \Delta \text{Masse} \times 9,81 / \text{Surface vérins}$).

On notera que ces essais peuvent permettre d'estimer le poids du coulisseau et des différentes matrices utilisées. Les données obtenues pourront alors permettre l'élaboration d'un abaque théorique pour l'équilibrage statique du coulisseau et de la matrice qui lui est rattachée ou le rattrapage des jeux au PMB.

6. APPROCHE PROPOSÉE

Les méthodes de réglage de la pression jauge du contrepoids pneumatique proposées précédemment sont assez longues à mettre en oeuvre et demandent parfois certains outils que ne possèdent pas l'utilisateur ou le possesseur de la machine. Cependant, une méthode de substitution existe.

Cette nouvelle approche comporte 5 grandes étapes qui sont décrites ci-dessous.

6.1 Caractérisation de la machine et du système de contrepoids

Avant d'effectuer tout réglage, il est nécessaire d'identifier les différentes caractéristiques de la presse et du système de contrepoids pneumatique. Cette période d'identification vise à connaître :

- les dimensions de la presse;
- les caractéristiques de fonctionnement (course, cadence);
- les caractéristiques du coulisseau, de la bielle et du vilebrequin (dimensions, poids, centres de gravité);
- les caractéristiques de matrices supérieures utilisées;
- le type de contrepoids pneumatique;
- les réglages limites de la pression jauge (minimum et maximum).

6.2 Établissement de la pression de réglage

Pour définir la pression jauge nécessaire à établir l'équilibrage statique du coulisseau et tout ce qui lui est rattaché, deux approches sont possibles.

La première consiste à calculer, à partir des caractéristiques de la presse (masse du coulisseau, de la matrice supérieure et de la bielle, taille du vérin), la pression jauge correspondante. Cependant, certaines de ces données peuvent être difficilement accessibles (masse de la bielle et du coulisseau). En l'absence de ces valeurs de masse, la seconde approche s'impose.

Cette seconde approche consiste à arrêter le coulisseau au milieu de sa course (vilebrequin à 90°) et à placer deux comparateurs, l'un sur le coulisseau et l'autre sur la bielle. Ensuite, en augmentant et en diminuant la pression jauge, on note les valeurs pour lesquelles un déplacement vertical est détecté au niveau des comparateurs. Ainsi, une variation pour le comparateur du coulisseau indiquera que celui-ci est équilibré, et pour la bielle que le coulisseau et tout ce qui lui est rattaché est équilibré. Cet équilibrage peut se faire avec ou sans matrice supérieure. Dans le cas où une matrice est attachée au coulisseau, il suffira de noter la pression nécessaire à l'équilibrage de la masse excédante induite par la matrice à la pression d'équilibre relevée. Par rapport à la méthode n°3 du chapitre précédent, cette nouvelle méthode ne nécessite pas de démonter la presse (de un à deux jours de travail selon la taille de la presse) et peut être réalisée par une seule personne rapidement (en moins d'une heure).

Cependant, il se peut que le placement d'un comparateur au niveau de la bielle soit difficile à réaliser du fait de la géométrie de la presse ou par le manque de point d'accroche du matériel de mesure. Dans ce cas, il est possible de palier à ce problème en n'utilisant qu'un seul comparateur placé au niveau du coulisseau (figure 14).

Ainsi, comme le montre le schéma ci-dessous, il est possible d'estimer la valeur des pressions d'équilibre en détectant le 1^{er} mouvement du coulisseau lorsque celui-ci est équilibré puis le 2^{ème} déplacement lorsque le coulisseau et la bielle sont équilibrés (figure 15). Cette approche est un peu moins précise que la précédente mais présente tout de même de bons résultats.



Figure 14 : Utilisation d'un seul comparateur sous le coulisseau

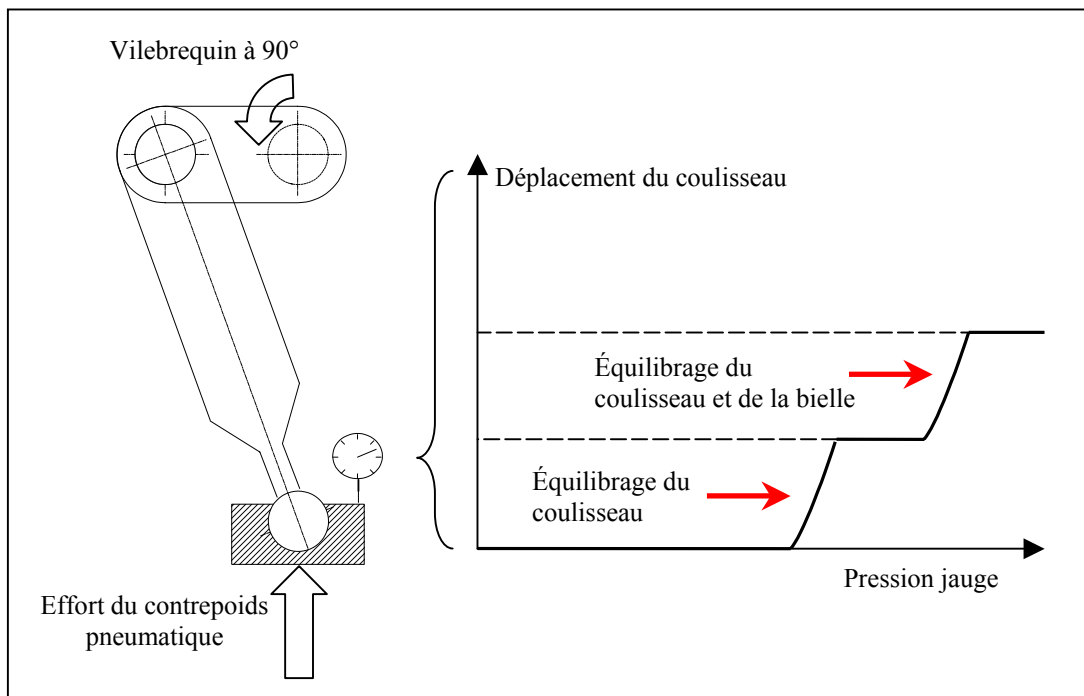


Figure 15 : Visualisation des deux phases distinctes d'équilibrage

6.3 Ajustement de la pression

Le réglage de la pression jauge effectué précédemment correspond à l'équilibrage statique. Cependant, durant le cycle de fonctionnement, ce réglage peut ne plus correspondre parfaitement au but recherché. En effet, comme cela a été mentionné précédemment, les variations de la pression du contrepoids interviennent. C'est pourquoi il est nécessaire d'effectuer un ajustement du réglage lors du fonctionnement de la presse.

Cet ajustement peut être fait à l'aide d'un système de mesure qui permet d'enregistrer les temps de fermeture et d'ouverture de la presse. Ainsi, si l'équilibrage statique est bien réalisé, ces temps seront égaux (figure 16). Dans le cas contraire, il faudra effectuer une modification en conséquence :

Temps fermeture > Temps ouverture : suréquilibrage, d'où diminution de la pression

Temps fermeture = Temps ouverture : équilibre

Temps fermeture < Temps ouverture : sous-équilibrage, d'où augmentation de la pression

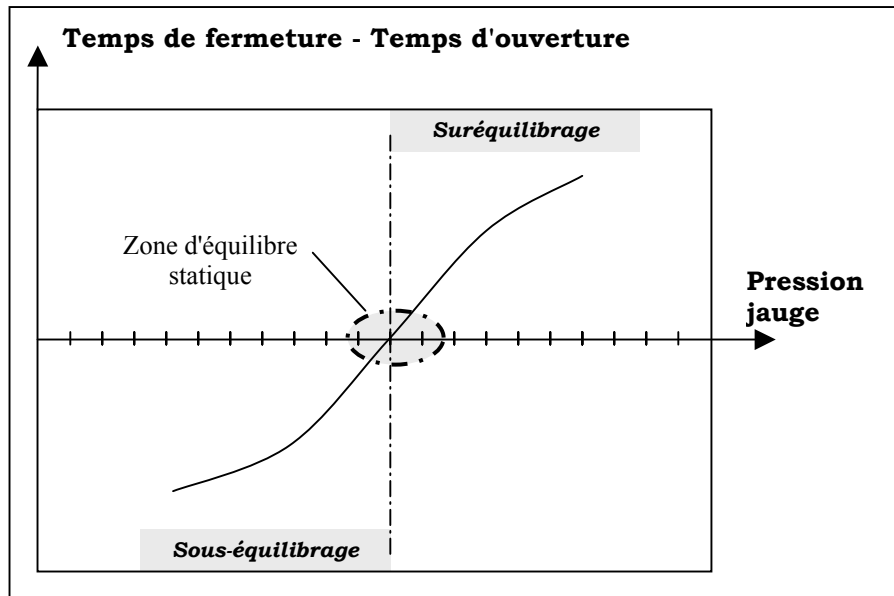


Figure 16 : Position de la zone d'équilibre statique selon la différence entre les temps de fermeture et d'ouverture

6.4 Réalisation de l'abaque d'utilisation

Lorsque l'ajustement a été effectué pour une masse de matrice donnée, le réglage des pressions jauges pour les autres masses de matrices se fait par des essais successifs sur la presse. Ces tests permettront ainsi la réalisation d'un abaque de réglage de la pression jauge en fonction de la masse de la matrice supérieure.

Cependant, si le nombre de matrices à tester est trop important ou si le temps nécessaire à cette opération n'est pas disponible, il est possible d'estimer les valeurs de réglage en effectuant une translation de valeur ($\Delta P_g = \Delta \text{Masse} \times 9.81 / \text{Surface des vérins}$).

Néanmoins, il est important de noter que ces estimations n'apporteront pas autant de précision quant à la valeur de la pression d'équilibrage et donc pourront induire des effets dus à un sous ou à un suréquilibrage (usure, chocs, ...).

Enfin, chaque abaque réalisé à l'aide de cette méthode ne s'applique que sur la presse pour laquelle il a été établi et ne peut donc pas être utilisé sur d'autres presses de taille différente.

D'autres ajustements et modifications de l'abaque peuvent être mis en œuvre afin d'améliorer cet outil de réglage. Ainsi, lors du cycle de fonctionnement de la presse, si des bruits anormaux apparaissent ou si des défauts notables apparaissent au niveau des pièces fabriquées, il est alors indispensable de revoir les pressions jauges utilisées ainsi que l'abaque établi.

6.5 Suivi et mise à jour de l'abaque

L'usure des éléments mécaniques et du système pneumatique est inévitable et peut conduire à modifier la pression d'équilibre au niveau du contrepoids pneumatique. Un suivi régulier de la pression jauge permet de rectifier les réglages et souvent d'identifier l'apparition de problèmes à l'aide de l'abaque. En effet, si après un certain temps d'utilisation, la pression jauge nécessaire à l'équilibrage est beaucoup plus élevée ou plus faible que celle relevée lors de l'établissement de l'abaque (pour les mêmes conditions de fonctionnement : cadence, masse de matrice), il peut s'agir de l'apparition d'une usure ou d'un défaut de fonctionnement (usures du frein, des vérins, des conduites, du moteur d'entraînement, ...).

6.6 Remarque

La méthode mise en place précédemment ne concerne que l'équilibrage du coulisseau et tout ce qui lui est rattaché mais ne prend pas en compte le rattrapage des jeux des liaisons entre la bielle et le coulisseau et entre la bielle et le vilebrequin. En effet, même si à l'aide des calculs théoriques menés précédemment, il est possible d'établir la valeur de la pression jauge nécessaire pour maintenir ces jeux durant le cycle de fonctionnement de la presse, il n'en est pas de même, en pratique, pour le réglage sur la machine. A ce jour, peu de méthodes pratiques existent permettant de mesurer ou même d'évaluer le rattrapage des jeux.

Cependant, pour les presses à faible cadence, il est possible d'estimer l'ajustement nécessaire (en général assez faible) entre la pression jauge pour l'équilibre du coulisseau et tout ce qui lui est rattaché et la pression jauge pour le rattrapage des jeux. Par ailleurs, parfois seule la variation de la pression du contrepoids lors de la descente du coulisseau remplit ce rôle.

Pour les presses de plus grande cadence et de plus faible capacité une étude pratique est réalisable à l'aide d'un accéléromètre placé sur le coulisseau. Ainsi, il est possible de visualiser la présence éventuelle de chocs dus au rattrapage des jeux de liaisons (tableau 5 et figures 17 à 23) et ainsi de réajuster la pression jauge du contrepoids pneumatique.

Tableau 5: Valeurs des paramètres de la presse 8 T pour la visualisation de chocs avec un accéléromètre

Paramètre	Cadence (cpm)	m_c kg	R cm	m_m kg	L cm	m_b kg
Valeur	100	11.14	3.81	0	15.24	4.98

Montage général proposé :

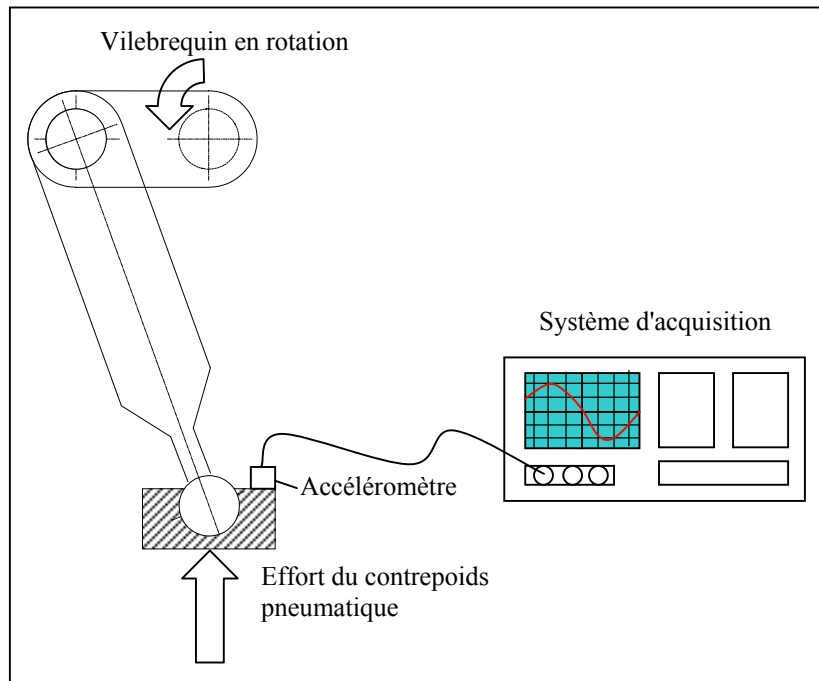


Figure 17 : Montage d'un accéléromètre sur la matrice supérieure

6.6.1 Exemple d'application pour une presse 8 T

- $P_g = 20$ psi (sous-équilibrage)

On visualise aisément plusieurs déformations (1) (2) de la courbe d'accélération (figure 18) qui correspondent aux chocs dus aux rattrapages des jeux. Nous pouvons donc conclure que l'on se situe nettement en sous-équilibrage.



Figure 18 : Sous équilibrage – $P_g = 20$ psi

- **Pg = 40 psi (sous-équilibrage)**

Les déformations existent toujours (3) (4) mais se sont déplacées (figure 19). Nous sommes toujours en situation de sous équilibrage.



Figure 19 : Équilibrage – Pg = 40 psi

- **Pg = 50 psi (équilibre)**

Les chocs ont totalement disparus et la courbe est devenue lisse (figure 20). On peut donc estimer que dans cette configuration pour le contrepoids pneumatique, le rattrapage des jeux dans les liaisons est effectué.

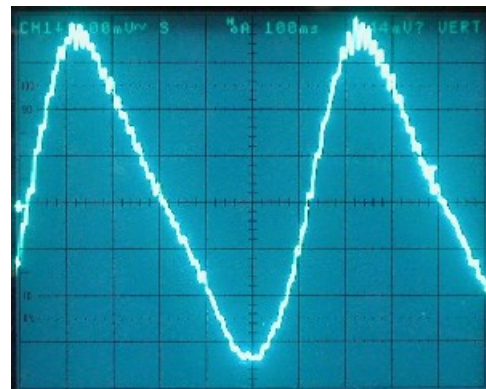


Figure 20 : Équilibrage – Pg = 50 psi

- **Pg = 80 psi (suréquilibrage)**

On observe l'apparition de nouveaux phénomènes (5) (6) plutôt liés aux efforts générés par le contrepoids (figure 21). Il convient de noter que les mesures précédentes ont été réalisées en laboratoire sur une presse de très faible capacité et à cadence élevée. Cependant, plusieurs essais en entreprise nous ont permis d'éprouver cette méthode et d'en valider le principe.

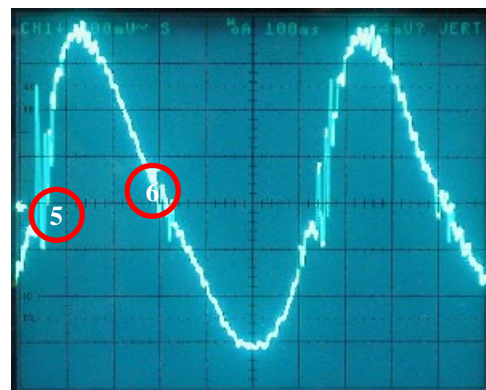


Figure 21 : Suréquilibrage – Pg = 80 psi

Néanmoins, il a été constaté que dans certains cas, l'étude de ce phénomène est délicate à réaliser. En effet, le bruit provenant des autres machines et le niveau vibratoire des éléments

internes de la presse doivent être faibles par rapport à l'accélération du coulisseau et à l'intensité des chocs dans les liaisons, sinon les mesures sont difficilement exploitables (voir figure 22).

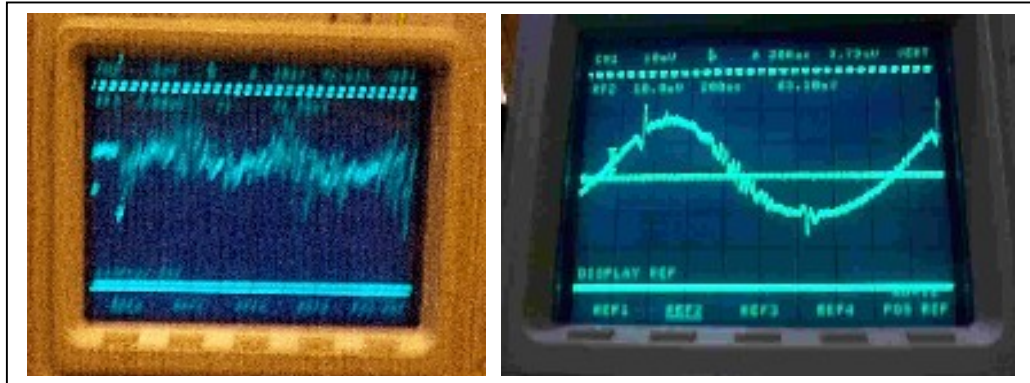


Figure 22 : Relevés d'accélération « brouillés »

7. PROBLÈMES DUS AUX MAUVAIS RÉGLAGES

Lors d'un cycle de fonctionnement, les différents organes de la presse sont soumis à différentes contraintes. La plupart de celles-ci sont en partie éliminées par le système de contrepoids pneumatique. Ainsi, un ajustement incorrect du contrepoids entraîne de nombreux effets sur les performances de la presse. En effet, le poids du coulisseau et tout ce qui lui est rattaché présente une influence non négligeable sur le fonctionnement de la presse lors de l'opération de formage.

Deux cas se présentent : le sous-équilibrage et le suréquilibrage. Chacune de ces situations présente de nombreux inconvénients qu'il faut éliminer par un ajustement correct de la pression jauge.

7.1 Sous-pression

Un réglage du contrepoids en sous-pression présente de nombreux inconvénients tant du point de vue de la sécurité pour les utilisateurs que d'un point de vue économique. En effet, sous l'action du poids du coulisseau et de la matrice supérieure qui n'est pas totalement équilibrée, des chocs interviennent au niveau de la liaison entre le coulisseau et la bielle au moment du formage des pièces. Ce phénomène peut entraîner une usure prématurée du lardon de guidage du coulisseau et une perte de parallélisme entre les surfaces en contact des deux matrices pouvant augmenter le pourcentage de pièces à mettre au rebut. On notera également que suite à ce sous-équilibrage, les matrices inférieure et supérieure s'useront plus rapidement.

Enfin, les temps d'arrêt de la presse seront augmentés et la capacité de retenue du coulisseau et de la matrice supérieure sera diminuée. Ces deux situations entraîneront une réduction de la sécurité pour le personnel utilisant ces machines en rendant possible l'accès entre les deux matrices au cours de la phase de freinage ou en n'empêchant pas la chute du coulisseau et de la matrice supérieure lors de la rupture de la bielle.

De fait, un réglage en sous-pression entraîne :

- Une usure prématurée ou endommagement des matrices;
- Beaucoup de pièces au rebut;
- Une diminution de la sécurité par le non-soutien de la charge;
- L'endommagement de l'enveloppe du cylindre;
- Une usure du lardon de guidage du coulisseau et des autres liaisons;
- Une perte de parallélisme entre les surfaces en contact des deux matrices;
- L'augmentation du temps d'arrêt de la presse.

La diminution de la sécurité par le non-soutien de la charge ainsi que l'augmentation du temps d'arrêt de la presse sont deux éléments qu'il faut à tout prix éviter. En effet, il est rare que la bielle casse lorsque la presse est arrêtée, mais si le contrepoids ne joue pas son rôle de retenue, la chute du coulisseau et de la matrice qui lui est fixée sera inévitable et ne laissera aucune chance au personnel qui se trouvera à cet instant dans la zone dangereuse située entre la matrice inférieure (fixe) et la matrice supérieure (mobile).

7.2 Surpression

Un réglage en surpression présente également des inconvénients majeurs. Ainsi, lors de la phase de descente du coulisseau, l'énergie emmagasinée dans le volant d'inertie sera en partie absorbée par les vérins pneumatiques. Lors de l'opération de formage, l'énergie restante peut se révéler insuffisante conduisant alors à un collage des deux parties de la matrice. De plus, le contrepoids s'opposant au mouvement dans la phase de descente, une pression jauge trop importante entraînera une usure excessive du moteur (surcharge) et du système d'embrayage et de frein lors de la mise en cycle. Les roulements et les liaisons seront également soumis à de fortes contraintes obligeant à effectuer de fréquentes et coûteuses opérations de maintenance.

De fait, un réglage en surpression entraîne :

- Le collage des deux parties de la matrice;
- Une usure excessive de l'embrayage et du frein;
- Un arrêt imprécis du coulisseau;
- Une perte de productivité due au débrayage du moteur surchargé;
- Des coûts de maintenance élevés pour cause d'usure prématurée des bielles et des portées de roulements;
- Une vitesse du coulisseau non constante;
- Une hausse de la consommation d'air comprimé.

Cependant, un réglage en surpression peut être acceptable si la pression requise est nécessaire pour maintenir les jeux des composants de la presse au point mort bas. Ceci aura pour but de conserver le parallélisme, de minimiser l'usure, de réduire les contraintes sur la presse, de réduire les coûts d'utilisation et de maintenance et d'augmenter la sécurité générale. De plus, un réglage en surpression permet de diminuer le temps de freinage de la presse, ce qui augmente la sécurité des utilisateurs. Un réglage en surpression est pas recommandé mais est plus acceptable qu'un réglage en sous-pression.

Il est important de noter que les contrepoids pneumatiques sont dimensionnés pour équilibrer le poids du coulisseau et de ce qui lui est rattaché.

Il est aussi important de noter que le fait de ne jamais effectuer de réglage du système de contrepoids pneumatique entraînera, à long terme, des interventions de maintenance importantes sur la presse et les matrices (réusinage des matrices de travail). En effet, les presses sont conçues pour des cadences et des efforts donnés. Or, dans le cas d'un mauvais réglage du contrepoids, ces conditions de fonctionnement ne sont pas respectées et entraînent ainsi une usure prématurée ou non prévue des différents éléments de la presse et des matrices.

En conclusion, un mauvais réglage de la pression du contrepoids pneumatique (tableau 6) est toujours préjudiciable pour la sécurité et la productivité des presses.

Tableau 6 : Influence sur la sécurité du sous-équilibrage et du suréquilibrage du contrepois

Pression	Effets négatifs	Effets positifs
<p>Sous-pression (sous-équilibrage)</p>	<p>Augmentation du temps d'arrêt de la presse Diminution de la sécurité par le non soutien de la charge Endommagement de l'enveloppe du cylindre Usure du lardon de guidage du coulisseau et des autres liaisons Perte de parallélisme entre les surfaces en contact des deux matrices Usure prématurée ou endommagement des matrices Beaucoup de pièces au rebut</p>	
<p>Pression adéquate</p>		<p>Augmentation de la sécurité générale Vitesse du coulisseau constante Consommation d'air comprimé normale Conservation du parallélisme Minimisation de l'usure Réduction des contraintes sur la presse Réduction des coûts d'utilisation et de maintenance</p>
<p>Surpression (suréquilibrage)</p>	<p>Collage des deux parties de la matrice Usure excessive de l'embrayage et du frein Arrêt imprécis du coulisseau Perte de productivité due au débrayage du moteur surchargé Coûts de maintenance élevés pour cause d'usure prématurée des bielles et des portées de roulements Vitesse du coulisseau non constante Hausse de la consommation d'air comprimé</p>	<p>Diminution du temps d'arrêt de la presse Augmentation de la sécurité générale Peut limiter le jeux des composants au point mort bas Peut aider à conserver le parallélisme Peut aider à minimiser l'usure Peut aider à réduire les contraintes sur la presse Peut aider à réduire les coûts d'utilisation et de maintenance</p>

8. TEMPS DE FREINAGE DES PRESSES

Maintenant que nous avons détaillé la partie théorique des presses ainsi que leur équilibrage et les inconvénients liés aux réglages en sous-pression ou en surpression, voyons ce qu'il en est du temps d'arrêt des presses et des possibilités de mesure et d'amélioration.

8.1 Le temps d'arrêt des presses

Le temps d'arrêt (t_a) est le temps compris entre l'activation de la commande d'arrêt et l'arrêt effectif du coulisseau. Ce temps est la somme du délai de commande de freinage (C_f) et de la durée de freinage effectif (f_e) :

- Délai de commande de freinage (C_f): temps compris entre l'activation de la commande de freinage et le début du freinage;
- Durée du freinage effectif (f_e): temps compris entre le début du freinage et l'arrêt du coulisseau. On considère le coulisseau arrêté lorsque sa vitesse est inférieure à 10mm/s.

Pour mesurer ces différents temps, l'IRSST [3, 4] a mis au point un chronomètre (Logiciel des Presses à Métal - LPM) permettant de faire des mesures de freinage ponctuelles sans modifier la presse existante. Ce chronomètre est composé d'un système d'acquisition et de traitement de données et d'un capteur de déplacement. Il mesure en continu le déplacement du coulisseau et garde en mémoire l'instant d'activation de la commande de départ, l'instant de la commande de freinage ainsi que l'instant de l'arrêt du coulisseau.

Ces données permettent de déterminer le temps de fermeture et la distance d'arrêt du coulisseau ce qui permet d'évaluer le temps d'arrêt de la presse pour différentes positions du coulisseau. Il est ainsi possible de réaliser des essais à la vitesse maximale du coulisseau, position qui nécessite le plus d'énergie pour l'arrêter, donc qui occasionne le plus long temps d'arrêt.

8.2 Le freinage

Lors du freinage, l'énergie cinétique et potentielle de la presse est transformée en chaleur dans le frein, ce qui a pour effet d'arrêter le mouvement de la presse. Afin de déterminer l'énergie à dissiper, il faut déterminer l'énergie cinétique et potentielle de la presse à l'instant où débute le freinage. Cette énergie initiale est constituée de :

Énergie cinétique

- E_{c0} : Énergie cinétique linéaire du coulisseau au moment de l'application du frein (fonction de la vitesse du coulisseau);
- E_{m0} : Énergie cinétique linéaire de la matrice au moment de l'application du frein (fonction de la vitesse du coulisseau);
- E_{v0} : Énergie cinétique angulaire du vilebrequin au moment de l'application du frein (fonction de la vitesse du vilebrequin);

- E_{bl0} : Énergie cinétique linéaire des bielles au moment de l'application du frein (fonction de la vitesse du coulisseau);
 E_{br0} : Énergie cinétique angulaire des bielles au moment de l'application du frein (fonction de la vitesse du vilebrequin).

Énergie potentielle

- E_{ch0} et E_{chf} : Énergie potentielle du coulisseau, initiale et finale au début et à la fin du freinage
 E_{mh0} et E_{mhf} : Énergie potentielle de la matrice, initiale et finale au début et à la fin du freinage
 E_{eh0} et E_{ehf} : Énergie potentielle de l'excentricité du vilebrequin, initiale et finale au début et à la fin du freinage
 E_{bh0} et E_{bhf} : Énergie potentielle des bielles, initiale et finale au début et à la fin du freinage

D'autres énergies sont aussi présentes lors de la phase de freinage :

Énergie de freinage

- E_{fr} : Énergie enlevée au coulisseau par le frein

Énergie divers

- E_b : Énergie enlevée au coulisseau par les vérins de contrepoids durant le freinage
 E_{fric} : Énergie enlevée au coulisseau par la friction des différentes parties en mouvement durant la phase de freinage

Lors du freinage, il y a conservation de l'énergie. De fait, l'énergie qui contribue au freinage est égale à l'énergie qui contribue au mouvement :

$$\left[E_b + E_{fric} + E_{fr} \right] = \left[E_{c0} + E_{m0} + E_{v0} + E_{bl0} + E_{br0} + (E_{ch0} - E_{chf}) + (E_{mh0} - E_{mhf}) + (E_{eh0} - E_{ehf}) + (E_{bh0} - E_{bhf}) \right] \quad \text{Équation 14}$$

La répartition des différentes énergie, pour un début de freinage à un angle de 100°, est donnée à la figure 23 (presse 8T).

Dans le cas considéré, près de la moitié de l'énergie provient de l'énergie cinétique (de rotation) du vilebrequin. Ceci provient du fait que le vilebrequin comprend aussi le mécanisme de freinage ainsi que le mécanisme d'embrayage de la presse, et que ces deux mécanismes ont une grande inertie de rotation compte tenu de leurs dimensions et de leurs masses. La somme des énergies potentielles représentent moins de 4% de l'énergie totale, ce qui est négligeable dans ce cas.

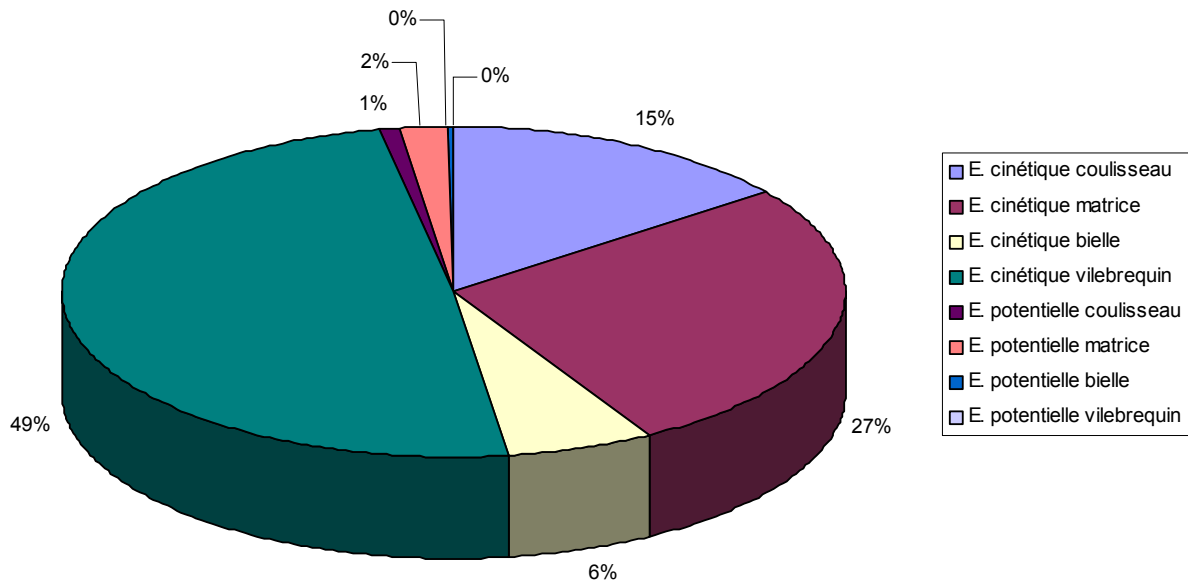


Figure 23 : Origine de l'énergie dissipée par le frein lors d'un freinage à 100° pour la presse 8T

La figure 24 nous donne la répartition de l'énergie en pourcentage au cours de la descente du coulisseau du PMH au PMB.

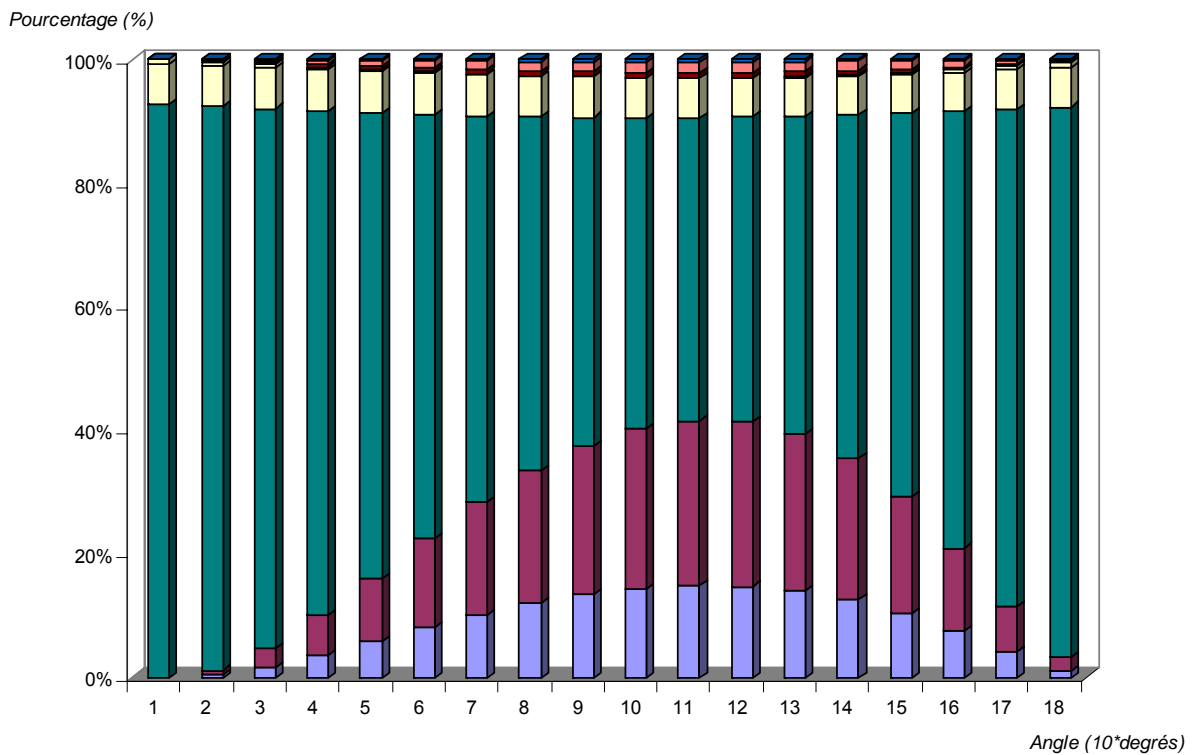


Figure 24 : Origine de l'énergie dissipée par le frein selon l'angle de début de freinage pour la presse 8T

Contrairement à ce qu'on pourrait penser, la contribution énergétique cinétique du vilebrequin représente la plus grande partie de l'énergie apportée au niveau de cette presse. Celle-ci provient de l'inertie du vilebrequin et plus particulièrement des inerties des éléments tournants (fixés sur l'arbre du vilebrequin) du système embrayage / frein. Par exemple, dans le cas de la presse 8T, l'inertie de ces disques est 10 fois plus importante que l'inertie de l'arbre du vilebrequin.

8.3 Les essais de freinage

Quelques essais de freinage ont été réalisés, à l'aide de plans d'expériences [14], dans des entreprises qui utilisent des presses à métal. Les résultats que nous avons obtenus étaient concordants avec ceux issus de la simulation du fonctionnement des presses : diminution du temps de freinage lors de l'augmentation de la pression du contrepoids, augmentation du temps d'arrêt lors de l'augmentation de la masse de la matrice.

Cependant, compte tenu des impératifs de production et de la nature des essais qui devaient être réalisés (variation de la masse des matrices, variation de la pression du contrepoids, variation de la cadence, etc.), tous les essais n'ont pu être réalisés comme convenu. Par exemple, l'effet de la modification de la cadence sur le temps de freinage n'a pu être mesuré. De même, l'effet de la modification de l'inertie du vilebrequin et des éléments qui lui sont rattachés (frein) n'a pu être mesuré.

8.4 Analyse du temps de freinage des presses

Suite aux simulations du fonctionnement de la presse et aux essais réalisés en entreprises, nous avons pu déterminer que :

- Le temps d'arrêt du coulisseau est influencé par l'angle de début du freinage. Le temps d'arrêt est minimal lorsque l'angle de début de freinage est nul (le coulisseau passe au PMH) et est maximal lorsque l'angle de début est compris entre 90° et 100° (le coulisseau atteint sa vitesse linéaire maximale). Ce phénomène est d'autant plus marqué que l'énergie cinétique de translation du coulisseau et de la matrice est grande par rapport à l'énergie cinétique de rotation (essentiellement due au vilebrequin);
- Le temps d'arrêt du coulisseau augmente de façon linéaire en fonction de la masse de la matrice. Ce phénomène est d'autant plus marqué lorsque la masse de la matrice est grande par rapport à la masse du coulisseau;
- Le temps de freinage décroît de façon linéaire en fonction de la pression du contrepoids pneumatique;
- Le temps de freinage de la presse augmente de façon linéaire en fonction de la cadence de la presse (ou la vitesse de rotation du vilebrequin). Ce phénomène est d'autant plus marqué que l'énergie cinétique de rotation du vilebrequin est grande par rapport à l'énergie cinétique de translation du coulisseau et de la matrice. Nous pouvons dire que la cadence de la presse a une influence majeure sur le temps de freinage;
- Le temps d'arrêt du coulisseau décroît de façon inversement exponentielle en fonction du couple de freinage. Cependant, le couple de freinage n'est pas un paramètre réglable de la presse, mais un paramètre qui varie en fonction de l'usure des garnitures. La conclusion

utile de ce phénomène est qu'une faible diminution de freinage est acceptable, mais qu'une grande diminution du freinage va entraîner une augmentation catastrophique du temps d'arrêt du coulisseau.

8.5 Conclusion sur le temps d'arrêt du coulisseau

Les conclusions ci-dessous font suite à notre analyse. Elles tiennent compte de nos hypothèses et proviennent en majorité du modèle que nous avons mis en place. Une série d'essais expérimentaux serait utile pour confirmer nos propos. Nous partirons donc du principe que ces remarques sur les différentes presses sont cohérentes et nous nous appuyerons sur elles pour la suite de notre étude.

Les paramètres, dont nous avons étudié l'influence durant notre étude, ne présentent pas tous la même importance, et sont classés dans le tableau 7.

Tableau 7: Importance des paramètres de la presse sur le temps d'arrêt du coulisseau

Paramètre	Importance sur le temps d'arrêt du coulisseau
Couple de freinage	Très grande
Cadence de la presse	Très grande
Angle de début de freinage	Grande
Masse de la matrice	Grande
Pression du contrepoids pneumatique	Grande

Les deux paramètres qui ont une très grande influence sur le temps d'arrêt du coulisseau sont le couple de freinage et la cadence de la presse. Le premier a une influence inversement exponentielle qui accentue l'augmentation du temps de freinage lorsque la valeur du couple diminue. Le second a une influence linéaire mais avec un coefficient directeur élevé.

Les trois paramètres qui ont une grande influence sur le temps d'arrêt de la presse sont l'angle de début de freinage, la masse de la matrice ainsi que la pression du contrepoids pneumatique. Le premier a une influence gaussienne centrée aux alentours de 90° - 100°. Les deux autres ont une influence linéaire croissante ou décroissante : lorsque la masse de la matrice augmente, le temps de freinage augmente alors que lorsque la pression du contrepoids augmente, le temps d'arrêt diminue.

Enfin, le mode de fonctionnement de la presse, par à-coups ou continu, a une influence faible sur le temps de freinage, mais cette influence dépend aussi d'autres facteurs tels que la configuration du système pneumatique le régulateur de pression utilisé, par exemple. Mais il faudrait d'autres études pour la caractériser plus précisément, mais compte tenu de sa faible importance, ceci n'a pas été réalisé.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

L'ensemble des visites en entreprise a montré que le réglage du contrepoids était rarement effectué et ce même en présence de plaques signalétiques indiquant la pression jauge en fonction du poids de la matrice supérieure.

Les recherches bibliographiques effectuées nous ont montré qu'il existait peu de documents publiés au sujet de la sécurité des presses à embrayage à friction, et encore moins au sujet du rôle du contrepoids pneumatique dans la sécurité de cette machine. Les travaux principaux sont plus centrés sur la valve de commande du frein.

Nous espérons que la description du fonctionnement du contrepoids qui est faite dans ce document ainsi que le modèle théorique du mouvement de la presse lors de la phase de freinage serviront de base de travail aux utilisateurs et aux concepteurs de ces machines. Nous avons corrélés les résultats du modèle avec des mesures effectuées en entreprises, mais nous n'avons pu confirmer totalement la validité de notre modèle ainsi que les hypothèses qui ont été posées, par exemple la non prise en compte des phénomènes de frottement, compte tenu du peu d'essais réalisés en entreprise. Il reste donc à effectuer une campagne de validation du modèle proposé afin d'en vérifier sa précision et ses limitations.

Cependant, certaines conclusions obtenues peuvent déjà être mises de l'avant. Le réglage en sous pression ou en surpression est un cas. L'importance de l'inertie du vilebrequin en est un autre.

Le réglage du contrepoids devrait se faire dans une plage de pression limitée, plage de réglage qui est fonction de la presse et de la matrice utilisée. En dehors de cette plage idéale de réglage, un réglage en sous-pression est nettement plus néfaste qu'un réglage en surpression. Lors d'un réglage en sous-pression, le temps d'arrêt de la presse est augmenté et la capacité de retenue du coulisseau et de la matrice supérieure est affectée. En cas de réglage en surpression, il y a génération d'efforts résistants plus important lors du fonctionnement de la presses, efforts qui entraîneront à la longue une usure de la presse et des interventions de maintenance, mais la sécurité de la presse n'est pas affectée.

L'importance de l'inertie cinétique du vilebrequin apparaît clairement lors de la phase de freinage de la presse. Bien que les données utilisées ici ne proviennent que d'un échantillon restreint de presses, il apparaît clairement que le vilebrequin et le système d'embrayage et de frein ont une inertie cinétique de rotation non négligeable qui influence grandement le temps d'arrêt de la presse. La modification, pour des raisons techniques, du système d'embrayage ou de frein [15] d'une presse (ou de l'électrovanne double-corps [16]) peut donc avoir des conséquences plus importantes que prévues sur le temps d'arrêt de la presse et sur la sécurité des opérateurs. De même, l'augmentation de la cadence de la presse aura elle aussi des conséquences dommageables pour la sécurité des utilisateurs, car elle augmente le temps d'arrêt.

En plus du modèle théorique présenté, nous avons développé une nouvelle procédure d'équilibrage du contrepoids pneumatique. Cette nouvelle procédure permet de s'affranchir des

contraintes (temps de mise en œuvre important, outils nécessaires, démontage partiel de la presse, démontage des organes de sécurité (frein), etc.) imposées par les procédures existantes appliquées en entreprises. De plus, elle permet d'effectuer dans un premier temps l'équilibrage statique du coulisseau et de tout ce qui lui est rattaché, et dans un deuxième temps, de vérifier dynamiquement le réglage effectué en comparant les temps de fermeture et d'ouverture de la presse.

Enfin, une méthode de vérification du rattrapage des jeux de la presse est aussi présentée dans ce rapport. Cette méthode, simple et rapide à mettre en œuvre, permet de visualiser les chocs qui sont créés lors du rattrapage des jeux dans les liaisons de la presse, et de le minimiser en ajustant la pression du contrepoids pneumatique.

Nous pensons que les résultats de cette étude sur le fonctionnement du contrepoids pneumatique et sur son rôle dans la sécurité des presses à embrayage à friction permettront de sensibiliser les industriels et les utilisateurs sur la nécessité d'effectuer un réglage approprié du contrepoids pneumatique pour chacune de leurs presses et pour chaque matrice utilisée sur ces dernières. Enfin, une fois ces réglages effectués, il convient aussi d'ajuster les distances de sécurité entre les commandes bimanuelles et la zone de point de pincement afin de ne pas placer les commandes trop proches de la zone dangereuse de la presse.

Lorsque la variation du temps de freinage en fonction de la masse de la matrice utilisée est grande, il nous semble nécessaire que l'emplacement des commandes bimanuelles puisse être modifié facilement par les opérateurs afin d'ajuster la distance conformément au temps d'arrêt mesuré de la presse. Pour cela, nous suggérons de développer le logiciel LPM afin d'y inclure des fonctions relative à l'équilibrage du contrepoids. La diffusion de ce logiciel permettrait aux entreprises de réaliser une maintenance préventive de leurs presses en faisant une vérification périodique du temps d'arrêt de ces dernières.

Toutes ces recommandations pour le bon ajustement du contrepoids permettent d'augmenter la sécurité des opérateurs en allongeant les distances de sécurité, de réduire les risques liés à l'usure excessive de la machine, d'augmenter la qualité des pièces produites (conditions idéales de fonctionnement), de diminuer les coûts en réduisant la consommation d'air (dans le cas d'un suréquilibrage), en réduisant la consommation électrique (moteur moins chargé) et en diminuant les lourdes opérations de maintenance (usure moindre).

RÉFÉRENCES

- [1] Évaluation des risques associés à l'utilisation des presses à métal dans l'industrie québécoise, Raymond Bélanger, Serge Massé et coll., R-085, juin 1994, IRSST, Montréal, 60 p.
- [2] Presse à embrayage à friction - Détermination de l'emplacement des commandes bimanuelles, Raymond Bélanger, Serge Massé et coll., RG-100, juin 1995, IRSST, Montréal, 15 p.
- [3] Chronomètre d'arrêt et de fermeture des presses mécaniques, Denis Turcot, Jérôme Boutin et Serge Massé, R-265, mai 2001, IRSST, Montréal, 33 p.
- [4] Chronomètre d'arrêt et de fermeture des presses mécaniques - Guide technique, Denis Turcot, Jérôme Boutin et Serge Massé, RG-265, mai 2001, IRSST, Montréal, 35 p.
- [5] Évaluation d'une entrave mobile visant à améliorer la protection des opérateurs de presses à friction, Raymond Bélanger, Serge Massé et coll., R-264, janvier 2001, IRSST, Montréal, 19 p.
- [6] Les presses à embrayage à friction et la sécurité, Christophe Campé & Sébastien Tanchoux, rapport principal, projet de fin d'études, juin 2001, IRSST, 120 p.
- [7] Calculs de simulation sur les presses à travailler à froid, Serge Massé, août 2000, IRSST, 80 p.
- [8] Notes de cours sur les presses à métaux, Serge Massé, septembre 2000, IRSST, 30 p.
- [9] Site Internet le grand dictionnaire terminologique, encyclopédie en ligne : www.granddictionnaire.com, terme consulté « équilibreur », consulté le 12/01/01.
- [10] Presses, René Martin, Techniques de l'ingénieur, volume BT, article B7570, 1979, Paris, 41 p.
- [11] Principles of counterbalance systems, mars 1999, Entreprise Ross Controls, USA, 6 p.
- [12] The importance of counterbalance cylinders, Bob Kotynsky, October 1998, The Fabricator, 1998, pp. 52-54.
- [13] Counterbalancing systems for presses, Roger Sapolsky, décembre 1970, Sheet Metal Industries, Londres, pp. 1131-1136.
- [14] Jacques Demonsant, Comprendre et mener des plans d'expériences, AFNOR, 1996, Paris, 192 p.
- [15] Dispositifs embrayages-freins, Analyse fonctionnelle et résultats d'essais, J. Marsot et M. Jacquim, INRS, Cahiers de notes documentaires, n° 186, 2002, p. 67-72.
- [16] Électrovannes double-corps, analyse fonctionnelle, résultat d'essai, J. Marsot et J.L. Lannier, INRS, Cahiers de notes documentaires, n° 179, 2000, p. 63-72.

BIBLIOGRAPHIE

Mechanical Presses, Heinrich Mäkelt, 1968, Ed. Edward Arnold, 307 p.

Mechanical Press Fundamentals, Robert Soman, 1986, American Metal Stamping, 65 p.

Optimum Design d'expériences - Manuel d'utilisation, juin 1993, Entreprise EXACT, 127 p.

Presses pour le travail à froid des métaux – Amélioration de la sécurité sur les presses en service dans le cadre de leur rénovation, Guide à l'usage des utilisateurs et des préventeurs, Darves, Mougeot, ED 783, 1995, INRS, 37 p.

Presses pour le travail à froid des métaux – Amélioration de la sécurité sur les presses en service dans le cadre de leur rénovation, Spécifications techniques à l'usage des préventeurs et des rénovateurs, Gillot, Mougeot, ED 782, 1995, INRS, 31 p.

Site Internet MetalForming Magazine : www.metalforming.com/magazine consulté le 11/01/01.

Site Internet Hinterman Integrated Systems Company: www.his-co.com consulté le 03/05/00.

Site internet Airflex, fabricant d'embrayages-freins : www.airflex.com, consulté le 10/04/01.

Site internet Parker, fabricant de vérins pneumatiques : www.parker.com consulté le 23/02/01.

Site internet Transfométal, fabricant de presses mécaniques : www.transfometal-lupo.com consulté le 25/01/01.

ANNEXE - INFLUENCE DU RÉGLAGE DU CONTREPOIDS SUR LA PUISSANCE DU MOTEUR

L'absence d'équilibrage ou une pression trop importante au niveau du contrepoids pneumatique entraîne d'importantes variations de couple au niveau du vilebrequin, variations qui sont ensuite transmises au moteur via le système d'entraînement.

Comme l'illustre la figure A-1, la puissance de moteur varie suivant l'équilibrage réalisé.

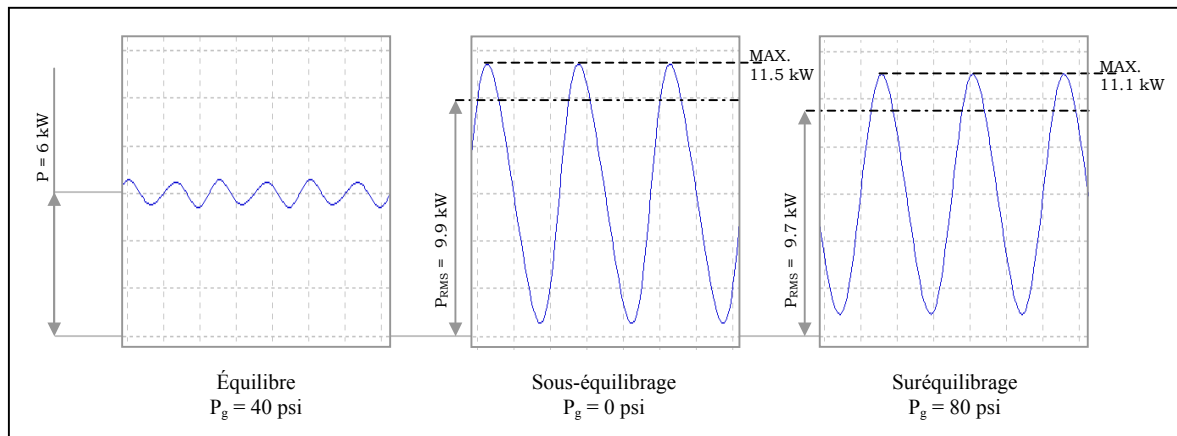


Figure A-1 : Variations de la puissance de moteur suivant l'équilibrage réalisé

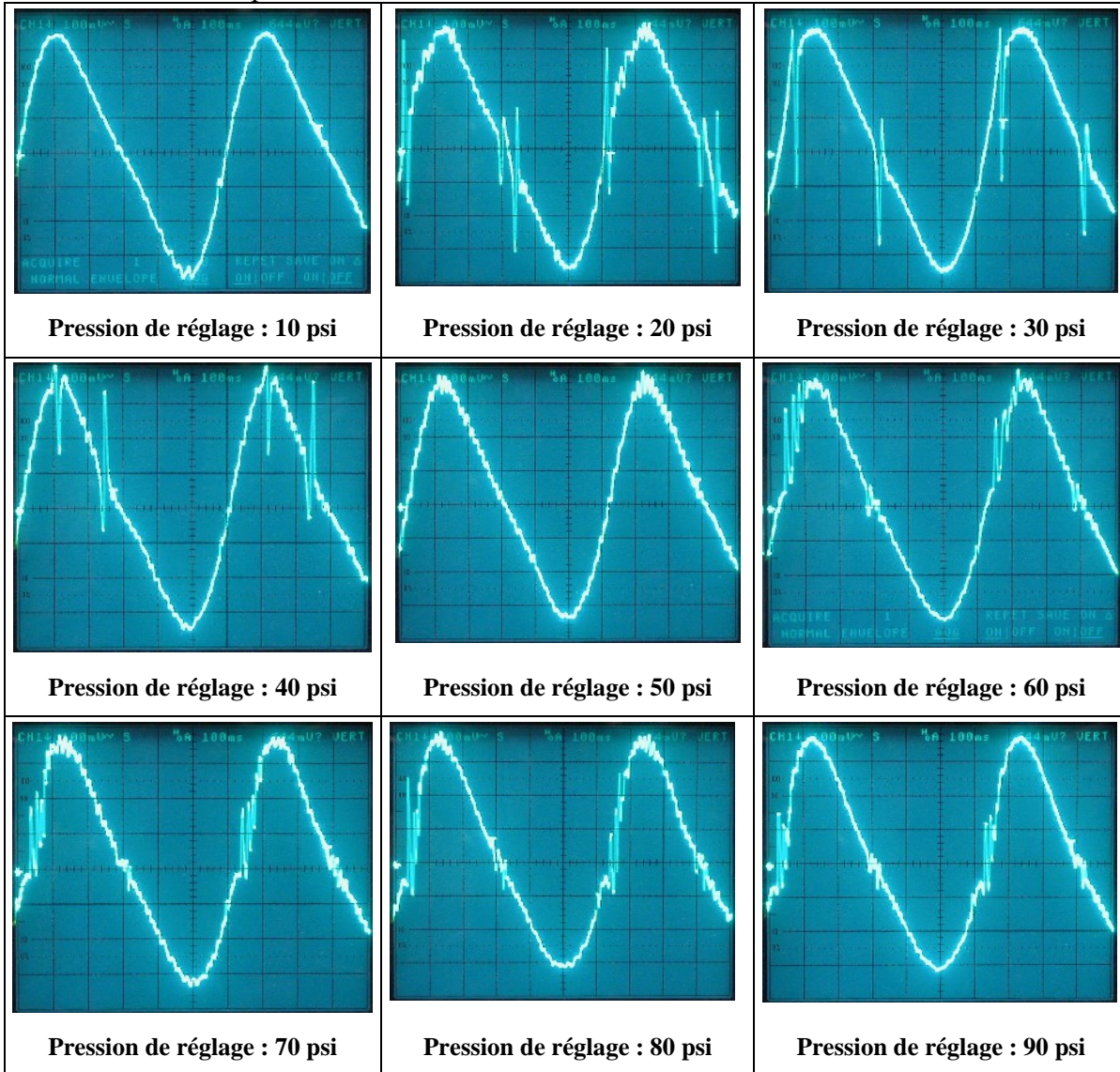
La première représentation (à gauche) illustre le cas d'un équilibrage parfait. Les fluctuations de la puissance absorbée résultant des forces d'inertie sont très légères. Ainsi, la puissance absorbée au cours de ce fonctionnement est voisine des 6 kW.

La seconde figure (au centre) montre le cas où il n'y a pas d'équilibrage. Les variations de la puissance sont très prononcées et celle-ci fluctue entre 1 et 11,5 kW. De plus, la puissance RMS (Root Mean Square) caractérisant l'échauffement du moteur sous une charge constante s'élève à 9,9 kW.

Enfin, la dernière représentation (à droite) illustre un suréquilibrage avec également une forte fluctuation de la puissance sur un cycle de fonctionnement. La puissance RMS atteint 9,7 kW.

Récapitulatif des mesures d'équilibrage effectuées sur la presse 8 T

* Sans matrice à 100 cpm



* Sans matrice à 150 cpm

