

# **Etude et modification d'un four de trempe de verre lui donnant la capacité de tremper du verre de 3 mm d'épaisseur**

Ing. M. ABBELOOS  
PIERRARD – Virton  
Ir A. BERNET  
PIERRARD – VIRTON  
Ir A. CAESTECKER  
Technical Coordination  
Processed Glass Division  
GLAVERBEL

*L'étude consiste à apporter des modifications sur un four de trempe de verre dans le but de pouvoir tremper du verre de 3 mm d'épaisseur. Pour ce faire, il a fallu adapter un système additionnel d'air comprimé permettant de délivrer une plus grande pression et un plus grand débit d'air. Ainsi, la plage de trempe du four est passée d'une plage de 4 à 19 mm d'épaisseur à une plage de 3 à 19 mm d'épaisseur.*

*Mots-clefs : trempe du verre, four, automatisation, régulation, optimisation des performances, électrovannes, gicleurs.*

*The study consists in bringing modifications to a hardening furnace of glass to allow the hardening of glass of a thickness of 3 mm. To achieve this, we have had to adapt an additional system of compressed air allowing the delivery of a higher pressure and a larger air flow. So, the hardening range of the furnace moved from a range of thickness of 4 to 19 mm to a range of 3 to 19 mm.*

*Keywords : hardening of glass, furnace, automation, regulation, optimisation of the performances, electrovalve, sprinkler.*

## 1. Présentation de Glaverbel S.A.

Le Groupe Glaverbel est un verrier européen de premier plan, membre du premier groupe verrier mondial Asahi Glass.

Tout d'abord, Glaverbel se partage en 3 secteurs :

- Verres bruts
- Verres transformés (là où l'étude a été réalisée)
- Automobile.

Les implantations industrielles de Glaverbel s'étendent dans toute la grande Europe avec, de l'Espagne à la Russie, environ 200 unités de production, de transformation et de distribution. Suivant leur spécialisation, elles peuvent être actives dans les doubles vitrages, verres feuilletés, verres trempés, spécialités (découpe/assemblage verres antifeu, verres bombés, isolation acoustique, pose), distribution, verres à couches sous vide, verres et miroirs transformés (ameublement). Tous ces produits sont exportés dans le monde entier.

Au total, Asahi Glass produit du verre pour diverses applications :

- **Architecture Glass** : pour toutes les applications du verre dans le domaine de l'architecture et du design intérieur.
- **Automotive Glass** : Glaverbel (AGC Automotive Europe) opère dans 2 activités du verre automobile, à savoir le verre OEM (Original Equipment Market) et ARG (Automotive Replacement Glass).
- **Marine Glazing** : verre utilisé dans le domaine maritime.
- **Thin Glass** : pour les applications du verre extra fin comme les miroirs électrochromiques, miroirs cosmétiques, écrans tactiles, lames de microscope, chromatographie, écrans, verres maîtres et verres de disques d'emmagasinement de données.

## 2. Rappel théorique

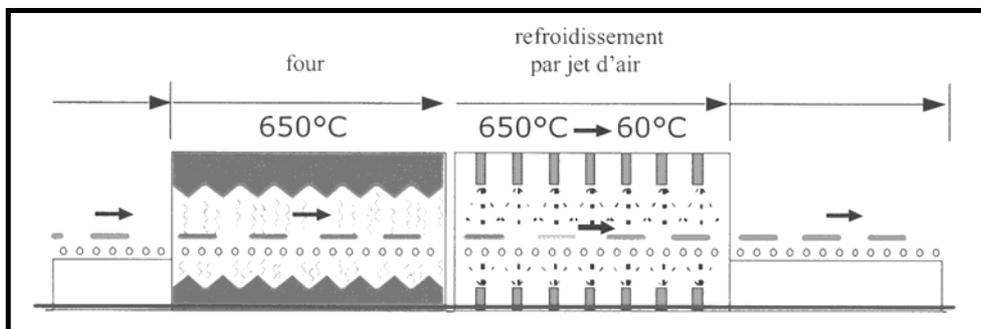
Le verre trempé thermiquement est un verre ayant subi un traitement de manière à en augmenter la résistance. Notons pour mémoire, qu'il existe aussi la trempe chimique du verre qui poursuit le même but que la trempe thermique mais avec un principe de trempe tout à fait différent et d'un coût de fabrication de 4 à 5 fois plus élevé.

A l'heure actuelle, la majorité des fours de trempe sont des fours horizontaux.

### 2.1. Procédé de trempe

Une ligne de trempe comporte les éléments suivants (Figure 1) :

- Une ligne de façonnage intégrée
- Le four
- La soufflerie
- Les convoyeurs de déchargement.



*Figure1: Procédé de trempe*

Tout d'abord, le verre doit être chauffé jusqu'à une température de 600 à 650°C dans un four de trempe, ce dernier ayant une température allant de 680 à 730°C. Dans cette plage, en effet, la viscosité et le coefficient de dilatation linéaire du verre varient fortement. Durant la chauffe, le verre passe progressivement de l'état solide à l'état liquide.

L'opération de chauffe dépend de l'épaisseur et du type de verre (clair, bronze, etc.) et dure 21 secondes par mm d'épaisseur. Dans les cas du verre de 3 mm d'épaisseur il faudra donc au minimum 63 secondes !

Ensuite, il faut refroidir brusquement le verre par soufflage de jet d'air. Au début de cette phase, le verre est à l'état liquide visqueux. Les faces et les tranches du volume vont se refroidir d'abord vu qu'elles sont directement soumises aux sources d'air de refroidissement généré par les souffleries. Elles vont donc se rétracter rapidement en « glissant » sur le cœur du volume qui se refroidit moins vite que les faces et qui est donc toujours liquide.

L'opération de refroidissement par soufflage dure quelques secondes.

Enfin, c'est au tour du cœur à se refroidir et à se contracter. Comme à ce moment les faces du verre sont solides, le cœur ne peut plus « glisser » par rapport aux faces. C'est ainsi que les faces et les tranches du volume sont mises en compression par le cœur qui lui est en traction.

Le verre à l'état solide continue ensuite à se refroidir suffisamment que pour être manipulé (50°C maximum).

C'est de la température finale de chauffe et de la vitesse de refroidissement que va dépendre le degré de trempe, c'est-à-dire le niveau de contrainte de compression des faces du verre.

## 2.2. Régime de contrainte thermique

Vu le refroidissement brutal du verre, la partie extérieure de la feuille de verre se refroidit avant la partie inférieure, ce qui induit des contraintes permanentes dans le verre : la zone centrale est mise en traction alors que les parties proches des faces de la feuille de verre sont soumises à des contraintes de compression (fig. 2).

Le verre trempé présente une valeur de compression de ses faces de l'ordre de 7500 à 10000 psi (pounds by square inches) ou de 50000 à 70000 kPa (1 psi = 6,894 kPa).

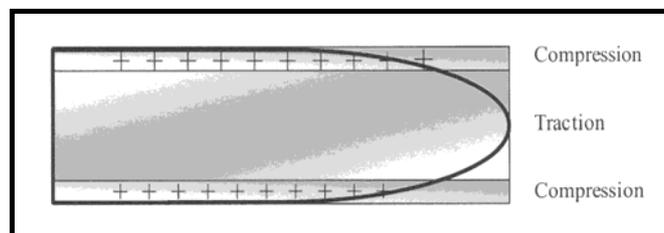
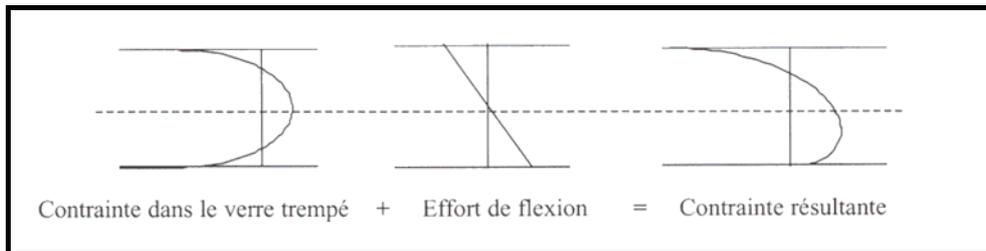


Figure 2 : Régime de contraintes induites dans le verre trempé

De ce fait, lorsque la feuille de verre est fléchie, les contraintes superficielles de compression en surface doivent être compensées avant que ne puissent apparaître des tensions de traction susceptibles d'entraîner la rupture du verre et celui-ci possède dès lors une résistance aux sollicitations d'origines mécanique et thermique supérieure à celle du verre recuit (fig. 3).



*Figure 3 : Combinaison des contraintes du verre trempé à un effort de flexion*

### 3. Eléments développés

#### 3.1. Nombre de zones

Il a été décidé de regrouper les rampes HP en zones, une zone se composant d'un groupement de rampes symétriques (haut et bas).

La détermination du nombre de zones doit tenir compte des paramètres suivants :

1. Volume d'air consommé
2. Temps nécessaire pour le débit d'air maximal
3. Coûts du matériel, du montage et de la maintenance
4. Accessibilité et fiabilité.

Finalement, le choix s'est porté sur l'utilisation de 8 zones, une zone comprenant 3 rampes hautes et 3 rampes basses. D'ailleurs, en plus des critères de maintenance, de fiabilité, etc., l'étude économique a confirmé ce choix.



*Figure 4 : "Frames" du bas*

### **3.2. Simulation de trempe**

Cette simulation a été réalisée avec le logiciel Excel afin de déterminer l'automatisation de l'installation.

Les facteurs entrant dans cette simulation sont :

1. Nombre de zones, de rampes et de gicleurs
2. Longueur de trempe
3. Vitesse de transfert et d'oscillation
4. Longueur du verre
5. Temps d'avance à l'allumage et de retard à la coupure des électrovannes
6. Cadence d'entrée du verre
7. Débit d'air aux gicleurs
8. Enclenchement, arrêt et temps de fonctionnement des zones (avance et recul)
9. Temps de trempe
10. Volume d'air consommé

11. Débit d'air maximal  
12. Débit d'air à fournir par le compresseur.

A la suite de cette simulation, une optimisation du temps d'ouverture des électrovannes a été étudiée pour le recul du volume de verre dans le four. Celle-ci met en évidence l'économie qui peut être réalisée sur 5 ans (Tableau 1).

Longueur maximale du verre = 3700 mm (exigence initiale)					
Production		mm	10 % = 1250	10 % = 2000	80 % = 1650
Surface trempée		m <sup>2</sup> /5 ans	31300	31300	250400
Quantité trempée		/5 ans	25040	15650	151758
		/cycle	2	1	2
Cycles		/5 ans	12520	15650	75879
Espace entre volumes		mm	100	100	100
Longueur totale		Mm/cycle	2600	2000	3400
Non optimisé	Avance 1	s	202,40	175,60	222,40
	Recul 1	s	70,00	24,00	154,00
	<b>TOTAL</b>	s	<b>272,40</b>	<b>199,60</b>	<b>376,40</b>
Optimisé	Avance 1	s	202,40	175,60	222,40
	Recul 1	s	42,43	17,97	91,78
	<b>TOTAL</b>	s	<b>244,83</b>	<b>193,57</b>	<b>314,18</b>
Variation		s	27,57	6,03	62,22
		NI	1644,78	359,80	3711,77
Coût supplémentaire réel		€/cycle	0,0192	0,0042	0,0434
		€/5 ans	240,93	65,88	3.295,25
<b>TOTAL</b>		€/cycle	<b>0,0669</b>		
		€/5 ans	<b>3.602,07</b>		

*Tableau 1 : Influence réelle de l'optimisation du recul sur le coût d'exploitation pour une longueur maximale du verre de 3700 mm*

### 3.3. Rampes - Gicleurs

Un test expérimental a été effectué afin de déterminer le débit nécessaire pour effectuer la trempe du verre de 3 mm d'épaisseur. Ce test a été réalisé avec des gicleurs de 1,5 mm de diamètre et comparé à des données

existantes pour des gicleurs de 1,45 mm de diamètre, la corrélation est bonne.

Pour tremper du verre de 3 mm, il faut donc avoir une pression effective de 4 bars à la sortie de chaque gicleur, ce qui entraîne un débit d'air de 1,57 NI/s.gicleur.

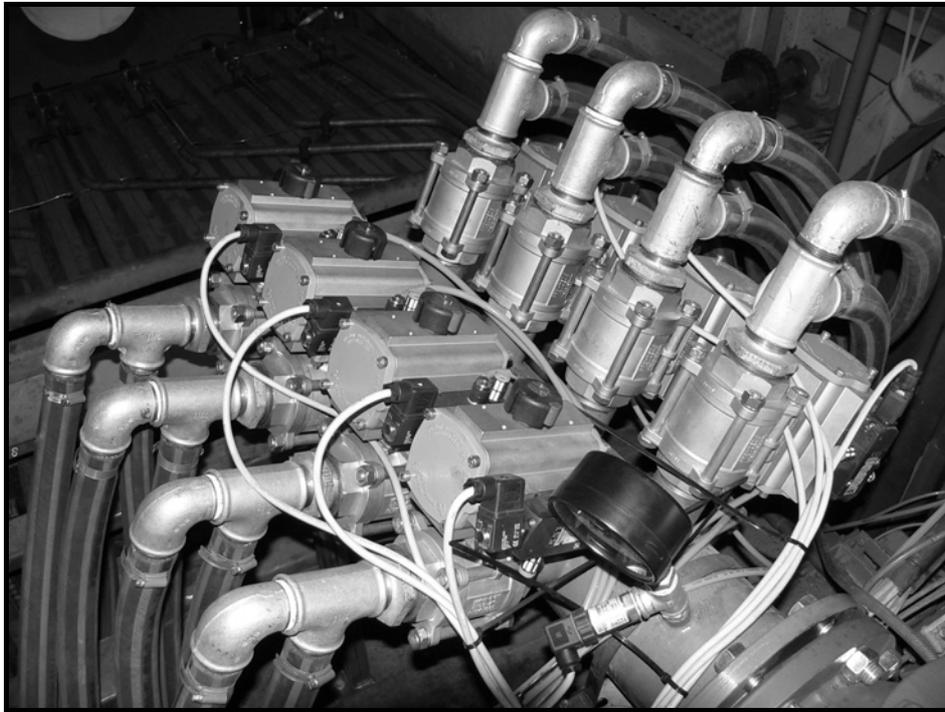
Dans le but de vérifier les caractéristiques du jet d'air d'un gicleur, des calculs de débit d'air (1,63 NI/s.gicleur), de pression (3,79 bars effectifs), de vitesse (463,22 m/s), de force (0,76 N/gicleur) et de température (-88,77°C) ont été réalisés.

### **3.4. Electrovanes**

La position des électrovannes a été choisie en comparant 4 solutions possibles. Le choix s'est finalement porté sur la dernière des solutions (4) qui favorise les aspects pratiques (maintenance, encombrement, accessibilité, etc.) aux performances (temps de réponse, gaspillage d'air, etc.), celles-ci n'étant que légèrement diminuées. Cette solution consiste à utiliser un tuyau de répartition horizontal (DN 150) sur lequel viennent se connecter les électrovannes et de raccorder ces dernières aux connecteurs via des tuyaux de distribution (fig. 5).

Par la suite, il a fallu déterminer le nombre d'électrovannes nécessaire en choisissant entre l'utilisation de 8 électrovannes (alimentation des 3 rampes hautes et des 3 rampes basses de la zone par électrovanne) ou l'utilisation de 16 électrovannes (alimentation des 3 rampes hautes ou des 3 rampes basses de la zone par électrovanne). Le choix s'est finalement porté sur l'utilisation de 8 électrovannes car le coût total est moindre et il n'y a pas de risque de déformation du volume de verre en cas de panne d'une d'entre elles (arrêt symétrique du soufflage d'air).

Après comparaison des prix entre la société Festo et la société Eriks, le choix du constructeur s'est porté sur la société Eriks. Il s'agit de l'électrovanne RX 3188HMF/ADA80. Celle-ci est équipée d'un actionneur pneumatique qui permet de diminuer au maximum son temps de réponse, ce qui est très important pour la qualité de trempe du verre. Il faut remarquer que son diamètre intérieur est de 2" et qu'elle offre un passage intégral à l'air dès son enclenchement, d'où des pertes de charge négligeables.



*Figure 5 : Agencement des 8 électrovannes*

### **3.5. Tuyaux de distribution**

Ces tuyaux se situent entre les électrovannes et les connecteurs. Ils sont composés de 2 parties, une flexible et une rigide.

Des tests ont été réalisés avec du tuyau en plastique flexible d'un diamètre intérieur de 1". Ainsi, pour une longueur de tuyau de 5 m, les pertes de charges s'élevaient à 0,5 bar.

Par calcul, les pertes de charge qui ont été déterminées dans l'installation définitive, tuyaux rigides en acier galvanisé (1") et tuyaux flexibles en caoutchouc lisse (1 1/4"), sont respectivement de 0,64 bar et de 0,12 bar. Les pertes de charge totales sont donc de 0,76 bar. Avec un tuyau de distribution rigide d'un diamètre intérieur de 1 1/4", les pertes de charge tomberaient à 0,23 bar.

Il a fallu trouver un compromis entre les pertes de charge, le temps de réponse et le gaspillage d'air (remplissage des tuyaux).

### Exemple de calcul des pertes de charge

D'habitude, la détermination des pertes de charge s'établit en connaissant la pression en amont de la conduite. Ici, on doit faire l'inverse étant donné que tout le dimensionnement de la tuyauterie est basé sur la pression effective de 4 bars aux gicleurs, en aval. Il va donc falloir procéder par approximations successives, jusqu'à ce que les résultats coïncident avec la valeur approximative.

Ci-dessous, seule la dernière approximation est présentée.

Le tuyau de distribution va se scinder en 2 parties (A et B) étant donné que la 1<sup>ère</sup> partie de tuyau est rigide (acier galvanisé) et que l'autre partie de tuyau est flexible (caoutchouc lisse).

#### Données principales

- Température ambiante = 18°C
- Débit d'air = 178,98 NI/s.3 rampes
- Pression atmosphérique = 101325 Pa
- Pression absolue aux gicleurs = 501325 Pa
- Constante de l'air sec = 287,1 J/kg.K.

#### Partie A

##### a. Diamètre intérieur de la conduite

Etant donné que les tests ont donné des résultats satisfaisants avec un diamètre intérieur de tuyau de distribution de 1" (25,4 mm), on va adopter ce même diamètre intérieur pour le tuyau de distribution rigide.

##### b. Vitesse moyenne du fluide

La masse volumique de l'air à 18°C à la pression absolue de 101325 Pa est de :

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{101325}{287,1 \times 291,15} = 1,212 \text{ kg/m}^3$$

Le débit massique de l'air à 18°C à la pression absolue de 101325 Pa est de :

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = 1,2121786 \times 0,17898 = 0,216 \text{ kg/s}$$

Etant donné que 273,15 K correspondent à 0°C, la température ambiante est de :

$$T = t + 273,15 = 18 + 273,15 = 291,15 \text{ K.}$$

Le débit du fluide est de :

$$\dot{V} = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T}{p} = \frac{0,2169557 \times 287,1 \times 291,15}{564000} = 0,0321 \text{ m}^3/\text{s}$$

La section intérieure de la conduite est de :

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \times 0,0254^2}{4} = 0,0005067 \text{ m}^2.$$

La vitesse moyenne du fluide est donc de :

$$\omega = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{0,0321545}{0,0005067} = 63,457 \text{ m/s}$$

### c. Nombre de Reynolds

La masse volumique de l'air à 18°C à la pression absolue de 564000 Pa est de :

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{564000}{287,1 \times 291,15} = 6,747 \text{ kg/m}^3$$

La viscosité cinématique est de :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{17,961318 \times 10^{-6}}{6,7472860} = 2,662 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Le nombre de Reynolds est de :

$$Re = \frac{\omega \cdot D}{\nu} = \frac{63,457754 \times 0,0254}{2,6620064 \times 10^{-6}} = 605493,27.$$

d.

### Longueur de la conduite

Pour les calculs de pertes de charge, il faut prendre le cas le plus défavorable. Cela implique qu'il faut choisir la longueur totale la plus grande, cette longueur totale étant la longueur droite augmentée des pertes de charge singulières.

Ici, la longueur droite la plus élevée parmi tous les tuyaux de distribution rigides est de 2,70 m (tuyau de connecteur compris). On aperçoit aussi que ce tuyau de distribution rigide possède les pertes de charge singulières les plus élevées. C'est donc la longueur droite de 2,70 m qu'il faut prendre pour les calculs de pertes de charge.

#### e. Pertes de charge singulières

Précisons que 2 méthodes sont actuellement utilisées pour ces calculs :

- La méthode directe se propose de déterminer séparément la chute de pression provoquée par chaque obstacle.
- La méthode équivalente au contraire consiste à remplacer l'accident de parcours par une longueur droite fictive qui donnerait la même perte de charge.

Ici c'est la méthode équivalente qui a été utilisée. Les valeurs ont été trouvées dans des tableaux appropriés.

Les « obstacles » du cas le plus défavorable pour la détermination des pertes de charge singulières sont :

- 2 coudes à 90° qui donnent 0,74 m
- 2 coudes à 41° qui donnent 0,28 m.

Les 2 coudes à 90° représentent à eux seuls les pertes de charge du connecteur. Etant donné que l'on inclut ces pertes de charge dans le tuyau de distribution rigide, il ne faudra plus les calculer dans le chapitre concernant les connecteurs. Ceux-ci représentent :

- Le coude du tuyau de distribution rigide au connecteur
- Le coude symbolisant le passage du connecteur dans les 3 rampes.

La longueur totale est donc de  $2,70 + 0,74 + 0,28 = 3,72$  m.

#### f. Longueur d'établissement

La longueur d'établissement est de :

$$l = 10^5 \cdot \frac{D}{\text{Re}} = 10^5 \times \frac{0,0254}{605493,27} = 0,0041949 \text{ m.}$$

On voit que le régime turbulent est présent dès les plus petites longueurs !

#### g. Pertes de charge

La rugosité relative pour les tuyaux en acier galvanisé (nouveaux) est de :

$$k = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,00015}{0,0254} = 0,0059055 .$$

Ici  $\varepsilon$  représente la rugosité absolue. Les valeurs de celle-ci se trouvent dans des tableaux en annexe.

Les pertes de charges totales sont donc de :

$$\Delta p = \frac{f \cdot L \cdot \rho \cdot \omega^2}{2 \cdot D} = \frac{0,032 \times 3,72 \times 6,7472860 \times 63,457754^2}{2 \times 0,0254} = 63668,95 \text{ Pa} \quad \text{ou}$$

0,64 bar.

Ici  $f$  est le coefficient de friction de Darcy-Weisbach pour l'écoulement dans la tuyauterie. Celui-ci a été déterminé grâce au diagramme de Moody.

#### Partie B

Pour la partie B, tuyau flexible en caoutchouc lisse, par des calculs identiques, la perte de charge obtenue est de 0,12 bar.

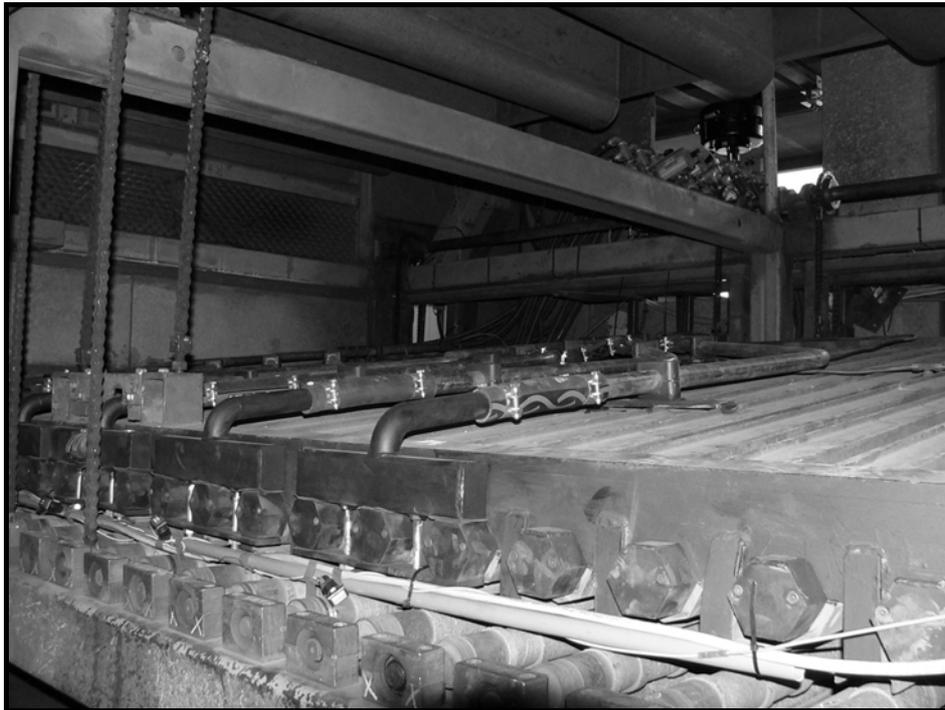
#### Conclusion

Les pertes de charge totales dans les tuyaux de distribution sont donc la somme des pertes de charge du tuyau de distribution rigide et du tuyau de distribution flexible. Cela fait donc  $0,64 + 0,12 = 0,76$  bar. La pression absolue devra donc être au minimum de 5,76 bars à chaque électrovanne.

### 3.6. Connecteurs

Le choix du design du connecteur s'est porté sur une boîte répartissant la pression dans les 3 rampes formant la partie haute ou basse de la zone. Cette solution assure une construction simple, une fixation aisée sur les « frames », un encombrement réduit et des pertes de charge limitées. L'autre solution utilisant un « Y » en 3D (1 entrée et 3 sorties) n'a pas été retenue à cause des problèmes de fixation et d'encombrement qu'elle générerait.

Connaissant toutes les caractéristiques de la tuyauterie, allant de l'électrovanne aux gicleurs, il a été possible de déterminer le temps de remplissage de cette tuyauterie, ce temps étant de 112 ms. Pour automatiser le processus d'une trempe de bonne qualité, il faut tenir compte de ce temps de remplissage non négligeable !



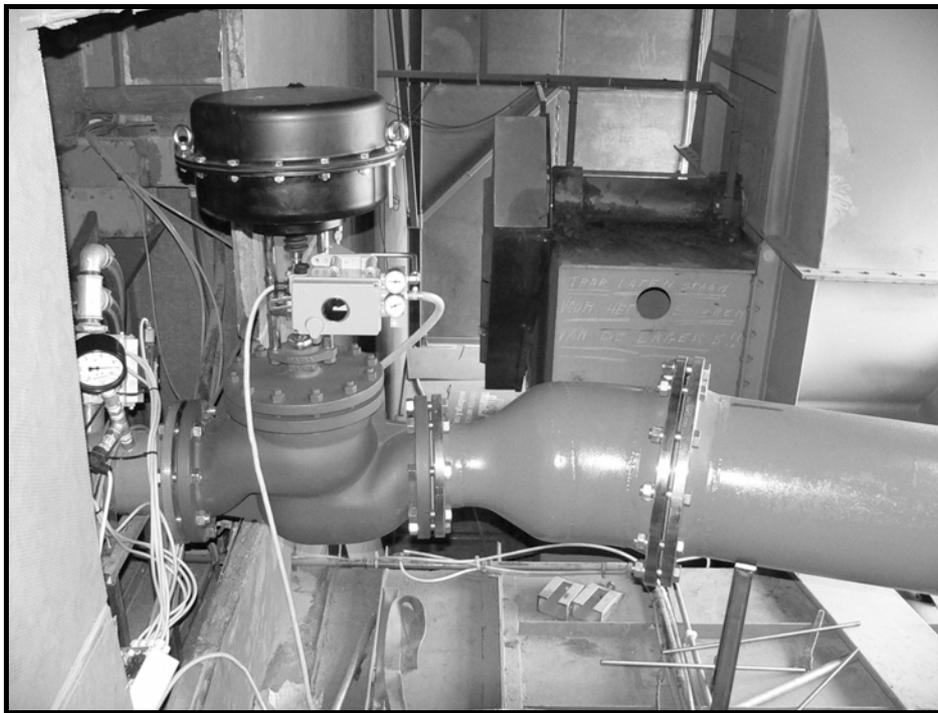
*Figure 6 : Connecteurs*

### 3.7. Vanne de régulation de pression

Dans le but de disposer d'une pression constante à l'entrée des électrovannes, il est nécessaire d'avoir cette vanne de régulation de pression le plus près possible de ces électrovannes.

Une vanne de réduction de pression ne peut pas être choisie dans ce cas-ci car cette vanne ne peut pas satisfaire les grands débits nécessaires à l'application (pertes de charge beaucoup trop élevées), ce qui explique l'utilisation de la vanne de régulation de pression (DN 150). Cette dernière, de marque Econosto (5.847,78 €) (fig. 7), est équipée d'un régulateur PID et d'un système « booster » diminuant le temps de réponse, d'où une régulation de la pression aux gicleurs très précise ! Grâce à ce système, la qualité de trempe est donc excellente !

Les pertes de charge comprenant la réduction DN 300-DN 150 et la vanne de régulation de pression sont de 0,6 bar.



*Figure 7 : Vanne de régulation de pression "Econosto"*

### 3.8. Tuyau de répartition (fig.8)

Ce tuyau va servir à assurer la liaison entre la vanne de régulation de pression et les électrovannes. Sa disposition favorise une bonne répartition de la pression dans chaque électrovanne, limite les pertes de charge, facilite les opérations de maintenance, réduit l'encombrement, etc.

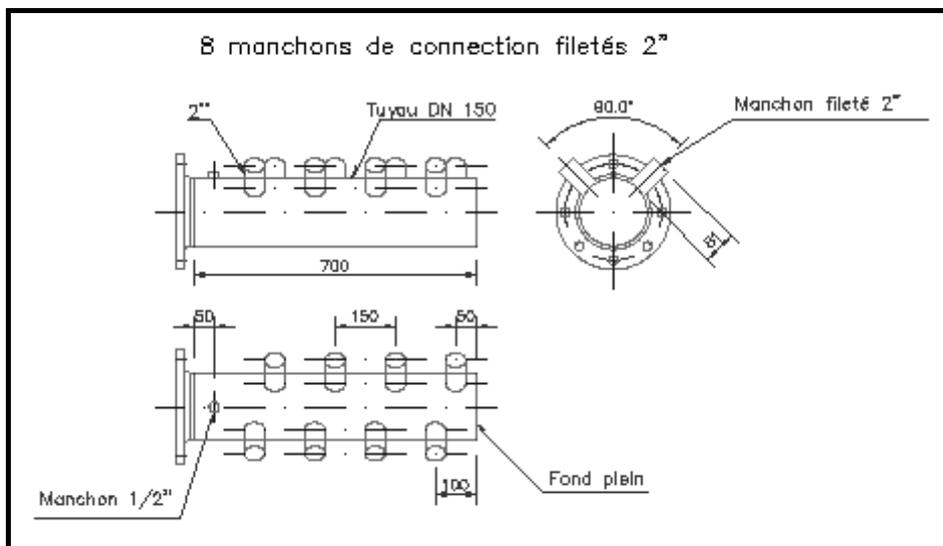


Figure 8 : Tuyau de répartition

### 3.9. Tuyau principal

Ce tuyau DN 300 qui fait la liaison entre le réservoir et la vanne de régulation de pression pouvait être placé soit en ligne droite, soit d'une façon plus esthétique en suivant les murs. Le choix s'est porté pour le tuyau le plus court car :

- Les pertes de charge y sont réduites
- Il ne constitue pas une gêne pour les autres équipements et les interventions de maintenance
- Le coût total est finalement largement réduit.

Le dimensionnement de ce tuyau a été fait de manière à avoir des pertes de charge totalement négligeables, ce que le calcul confirme (46,27 Pa).

### 3.10. Compresseur

Pour déterminer le compresseur, il a fallu tenir compte de la cadence maximale d'entrée du verre (200 s) et du volume maximal d'air consommé pour la trempe (20,35 Nm<sup>3</sup>).

Entre les différents types de compresseurs disponibles, c'est finalement un compresseur à vis sèches (exempt d'huile) équipé d'un filtre à air classique qui a été choisi. Ce compresseur exclut donc les problèmes de vapeur d'huile, il a seulement été nécessaire d'ajouter à celui-ci, dans le circuit pneumatique, un sécheur d'air.

Après comparaison des prix (Atlas Copco, Kaeser, PPS Airpol, etc.), le choix s'est porté sur la société polonaise PPS Airpol étant donné qu'elle offre des compresseurs à moindre prix. De plus, en achetant le compresseur en Pologne, on évite de devoir l'y transporter, d'où des économies. Cette société présente des compresseurs à vis sèches bi-étagés. La pression effective est, quant à elle, de 10 bars.

Les caractéristiques du PPS Airpol sont :

- Puissance = 55 kW ;
- Débit d'air = 510 Nm<sup>3</sup>/h ;
- Pression effective = 10 bars ;

### 3.11. Réservoir

On a calculé que le volume minimum du réservoir doit être de 4,4 m<sup>3</sup> pour un compresseur d'une pression effective de 10 bars. Tenant compte d'une réserve de sécurité, d'une alimentation possible d'autres équipements et/ou d'une extension de l'installation, il a été décidé d'implanter un réservoir de 10 m<sup>3</sup>. Son encombrement est de 5 m de haut et de 1,6 m de diamètre.

Après comparaison des prix entre la société Kaeser (7.536 €) et la société Atlas Copco (6.250 €), le choix s'est porté sur cette dernière.

Ce réservoir satisfait les normes CE 97/23 et a été testé à une pression effective de 15,7 bars !

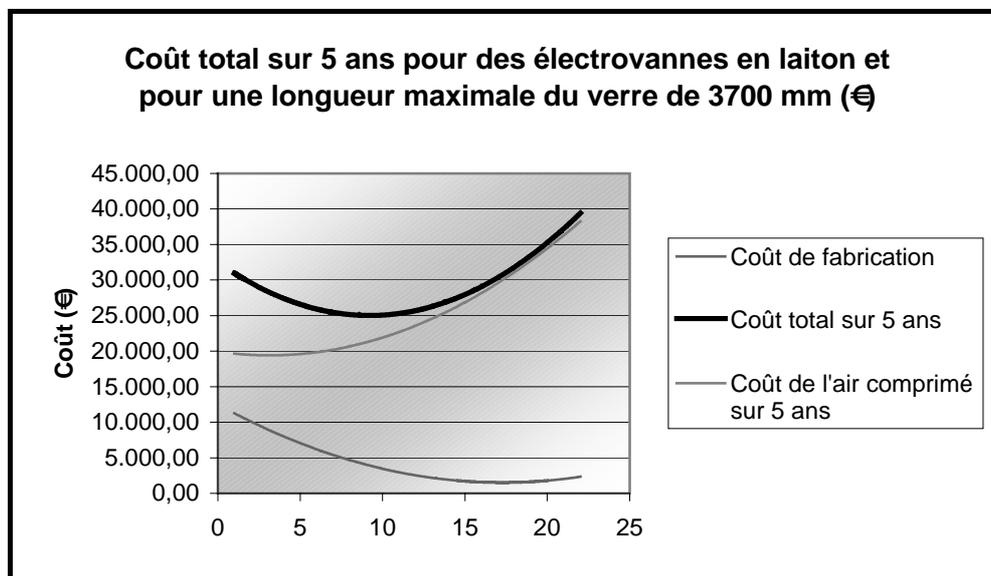
#### 4. Etude économique

Elle est basée sur les facteurs suivants :

1. Temps de trempe
2. Nombre de zones
3. Nombre d'électrovannes (1 ou 2 par zone)
4. Prix du matériel et de la main d'œuvre
5. Production de verre.

Nous avons fait des simulations en fonction de productions réelles.

En fonction des volumes de verre produits, nous trouvons les consommations d'air comprimé qui nous donnent les coûts totaux de production. Nous constatons sur les graphiques tirés du tableau Excel de l'étude économique que le coût minimum, sur une période de 5 ans, est obtenu en utilisant l'option qui fait référence à l'utilisation de 8 zones. De plus, le coût est inférieur d'environ 1.500 € pour l'utilisation de 8 électrovannes (alimentation des 3 rampes hautes et des 3 rampes basses de la zone par électrovanne) au lieu de 16 électrovannes (alimentation des 3 rampes hautes ou des 3 rampes basses de la zone par électrovanne).



*Graphique 1 : Coût total sur 5 ans pour des électrovannes en laiton et pour une longueur maximale du verre de 3700 mm*

## 5. Conclusions et perspectives

Les tests sur le four de trempe ont été effectués le samedi 21 mai 2005 à l'usine Hardmaas à Tiel, en Hollande. Lors de ces tests, les derniers réglages ont été effectués et les résultats se sont avérés totalement positifs.

Dans le but de voir l'évolution de la qualité de trempe du verre lorsque le four fonctionne en continu, nous l'avons aussi fait fonctionner comme il va devoir le faire dans l'usine polonaise. On a donc joué sur la cadence d'entrée du verre dans le four (la cadence maximale d'entrée du verre à l'usine Szklo-Glav à Opatow, en Pologne, est de 200 secondes), là aussi les résultats ont fortement satisfait aux exigences !

Afin de voir si la trempe du verre est de qualité, les contrôles consistent à provoquer (fig. 9) la fragmentation du verre à l'aide d'un pointeau appliqué fortement sur la face du verre trempé et de comparer cette fragmentation aux normes en vigueur. Il s'agit donc d'un test destructif. Nous les avons faits sur 15 échantillons. Les résultats obtenus ont été de plus en plus concluants, d'où un réglage des paramètres de plus en plus performant.



*Figure 9 : Fragmentation obtenue sur un volume de verre trempé*

La norme EN 12150 stipule qu'il faut avoir un minimum de 15 fragments sur un carré de  $5 \times 5$  cm pour le verre de 3 mm d'épaisseur. Or, malgré la température ambiante de  $32^{\circ}\text{C}$  et en prenant la partie la moins bien trempée d'un volume de verre, celle-ci présentait 20 fragments pour ce même carré ! Les résultats pour les plus grands volumes ont aussi parfaitement respecté la norme.

A la question de savoir si l'installation est bien dimensionnée, la réponse peut être résolument positive.

Nous avons déjà souligné le choix qui a été fait pour la détermination du diamètre des tuyaux de distribution.

Une remarque est à apporter au niveau de l'automatisation de l'installation. L'automate qui a été utilisé est un automate Siemens Simatic S5 de récupération. Les capacités de ce type d'automate sont assez limitées, d'où un enclenchement des zones peu précis !

L'achat d'un nouvel automate présente un certain coût ( $\approx 1.500$  €) mais serait rapidement rentabilisé car il réaliserait l'optimisation préconisée dans cette étude. Cela permettrait donc une réduction du coût d'exploitation !

## 6. Références bibliographiques

GROUPE GLAVERBEL, *Look Beyond Together*, Glaverbel Corporate Communications, Bruxelles, 2003, 6 p.

GROUPE GLAVERBEL, *Rapport annuel 2001*, Glaverbel Corporate Communications, Bruxelles, 2002, 80 p.

GROUPE GLAVERBEL, *Revue annuelle 03*, Glaverbel Corporate Communications, Bruxelles, 2004, 32 p.

GROUPE GLAVERBEL, *Programme de formation : Module « Produits verriers et fonctions » - Syllabus 2004*, Business Development, Technical Advisory Service, Bruxelles, 2004, 318 p.

ATLAS COPCO, *Panoramic (3<sup>e</sup> édition)*, Atlas Copco, Overijse, SACRE Jean-Claude (Atlas Copco Belgium S.A.), 1988, 86 p.

MAURICE de Bruxelles, *Manuel de la pneumatique (2<sup>e</sup> édition)*, EDIREP S.A. Paris, N° 1165, 1979, 555 p.

FESTO AG & CO.KG, *Catalogue Produits 2005*, Festo, Bruxelles, Festo Belgium S.A., 2004, 132 p.

HOUBERECHTS André, *La thermodynamique technique*, Vander, Bruxelles, 1996, 48 p.

LEFEVRE Jean, *L'air comprimé (Tome II : Utilisation)*, Editions J.-B. Baillièrè (Encyclopédie Industrielle), Paris, N° 2021, 1973, 707 p.

BOUSSICAUD A., *Calcul des pertes de charge*, Les éditions parisiennes (Chaud-Froid-Plomberie), Paris, 1990, 240 p.

LEFEVRE Jean, *L'air comprimé (Tome I : Production)*, Editions J.-B. Baillièrè (Encyclopédie Industrielle), Paris, 1978, 759 p.

VANDEN BOSSCHE Jules, *Cours de Pneumatique*, Haute Ecole Blaise Pascal, Département Ingénieurs Industriel Pierrard, Virton, 2003, 134 p.

DEPLANCHE Y., *Mémo Formulaire*, Editions CASTEILLA (Collection A. Capliez), Paris : 1995, 320 p.

CHEVALIER A., *Guide du dessinateur industriel*, Hachette Technique (Hachette Livre), Paris, 1998, 320 p.

IMI NORGREN S.A., *Engineering Advantage 2004 (Pneumatique)*, IMI Norgren, Lot (Beersel), 2003, 584 p.

GLAVERBEL S.A., <http://www.glaverbel.com>, consulté le 24-12-2004.

ATLAS COPCO S.A., <http://www.atlascopco.be>, consulté le 05-02-2005.

FESTO S.A., <http://www.festo.be>, consulté le 09-02-2005.

IMI NORGREN S.A., <http://www.norgren.com>, consulté le 09-02-2005.

TAMGLASS, <http://www.tamglass.com>, consulté le 15-02-2005.

GLASSTECH, Inc., <http://www.glasstech.com>, consulté le 15-02-2005.

KAESER COMPRESSOREN GmbH, <http://www.kaeser.be>, consulté le 09-03-2005.

MCB BELGIQUE S.A., <http://www.mcb.be>, consulté le 08-04-2005.

KONINKLIJKE ECONOSTO N.V., <http://www.econosto.com>, consulté le 08-04-2005.

ERIKS S.A., <http://www.eriks.be>, consulté le 08-04-2005.

C.I.S. DOFNY, <http://www.dofny.be>, consulté le 08-04-2005.

Faire une bibliographie, <http://www.unice.fr/BU/medecine/bibliographie.php>, consulté le 09-04-2005.