

## AVERTISSEMENT

*Les notes ci-après, relatives à la modélisation des différents organes sont données à titre exemplatif, et ne constituent nullement un mode de calcul obligé.*

<i>CHAPITRE 1. CONCEPTION ET VÉRIFICATION DES CONTRAINTES DU PISTON . . . . .</i>	<i>- P4.1 -</i>
<i>FICHE PISTON 4 : SEGMENTS du PISTON. . . . .</i>	<i>- P4.1 -</i>
<i>1.4. Etude de la segmentation. . . . .</i>	<i>- P4.1 -</i>
<i>1.4.1. Influence de ces différents paramètres. . . . .</i>	<i>- P4.1 -</i>
<i>1.4.2. Contraintes lors de la mise en place du segment. . . . .</i>	<i>- P4.2 -</i>
<i>1.4.3. Dimensionnement et vérification des contraintes . . . . .</i>	<i>- P4.3 -</i>
<i>1.4.4. Jeu minimum de dilatation. . . . .</i>	<i>- P4.3 -</i>
<i>1.4.5. Dilatation d'étranglement . . . . .</i>	<i>- P4.4 -</i>

# CHAPITRE 1. CONCEPTION ET VÉRIFICATION DES CONTRAINTES DU PISTON

## FICHE PISTON 4 : SEGMENTS du PISTON

### 1.4. Etude de la segmentation

#### 1.4.1. Influence de ces différents paramètres

<i>Notations :</i>	$F_t$	bande (ou force) tangentielle du segment	$N$
	$p_s$	pression spécifique	$N/mm^2$
	$e_s$	épaisseur radiale	$mm$
	$h_s$	hauteur axiale	$mm$
	$O$	ouverture de coupe	$mm$

Un segment est soumis à une pression radiale répartie. Nous pouvons remplacer cette pression uniforme par une force de traction tangentielle appliquée au bec du segment. Cette force est appelée **bande tangentielle  $F_t$** .

1. **valeur de la bande tangentielle  $F_t$  :**

$$F_t = \frac{2}{9\pi} \frac{E O h_s}{(D/e_s - 1)^3} \quad (\text{éq. P4.1.})$$

La pression spécifique  $p_s$  du segment sur la paroi du cylindre est importante du point de vue étanchéité. Des valeurs trop faibles de  $p_s$  ne suffiraient pas à assurer une étanchéité suffisante, des valeurs trop grandes entraîneraient des pertes par frottement ainsi qu'une usure inadmissible.

2. **valeur de la pression spécifique d'appui  $p_s$  :**

$$p_s = \frac{2 F_t}{h_s D} \quad (\text{éq. P4.2.})$$

La pression de contact des segments d'étanchéité  $p_s$  résultant de leur élasticité propre, est généralement, pour les segments normalisés, de :

$$\begin{aligned} p_s &= 0.12 \text{ à } 0.20 \text{ N/mm}^2 && \text{moteur Diesel (moteurs "lents")} \\ p_s &= 0.15 \text{ à } 0.25 \text{ N/mm}^2 && \text{moteur Otto (moteurs "rapides")} \end{aligned}$$

La pression de contact augmente considérablement par l'introduction des gaz derrière le segment.

Il est à remarquer que la pression spécifique  $p_s$  est indépendante de la hauteur  $h_s$  du segment.

Cette formule s'avère en réalité inexacte puisqu'elle postule que  $p_s$  est constant tout au long de la périphérie du segment. En fait, pour les segments de section constante et de structure homogène, la pression spécifique s'avère être naturellement plus élevée de part et d'autre de l'ouverture de coupe. Néanmoins la formule (éq. P4.2.) est généralement admise en pratique.

La contrainte existante dans une section quelconque du segment, due à l'effort  $F_t$  situé au milieu de la section, est la somme des contraintes de flexion et des contraintes de compression (poutre à faible courbure). Le maximum de contraintes se situant à l'opposé de la coupe.

### 3. valeur des contraintes maximales :

$$1) \text{ fibre externe en traction : } \sigma_{e \max} = \frac{6 F_t (D - e_s)}{h_s e_s^2} - \frac{F_t}{h_s e_s} \quad (\text{éq. P4.5.})$$

$$2) \text{ fibre interne en compression : } \sigma_{i \max} = - \left( \frac{6 F_t (D - e_s)}{h_s e_s^2} + \frac{F_t}{h_s e_s} \right) \quad (\text{éq. P4.6.})$$

En pratique,  $F_t / (h_s e_s)$  est négligeable devant le premier terme, de même que  $e_s$  devant  $D$  et l'on admet que la contrainte critique devient :

$$\sigma_{i \max} \approx \frac{6 F_t (D - e_s)}{h_s e_s^2} \approx \frac{6 F_t D}{h_s e_s^2} \quad (\text{éq. P4.8.})$$

contrainte de traction sur la fibre externe à l'opposé de la coupe.

Nous pourrions aussi exprimer la valeur de la contrainte maximum en fonction de la pression moyenne spécifique. Pour ce faire remplaçons  $F_t$  de l'équation ci-dessus par  $F_t$  fonction de  $p_s$  de l'équation de la valeur de la bande tangentielle (éq. P4.2.). Et, en négligeant  $e_s$  devant  $D$ , nous obtenons :

$$\sigma_{i \max} \approx 3 p_s \left( \frac{D}{e_s} \right)^2 \quad (\text{éq. P4.9.})$$

#### 1.4.2. Contraintes lors de la mise en place du segment

Le segment doit être ouvert au moment de la pose pour permettre son glissement jusque dans sa gorge.

La contrainte maximum de pose se situera, sur la fibre interne, à l'opposé de la coupe et prendra comme valeur (théorie des pièces courbes, en prenant comme hypothèse que l'épaisseur radiale  $e$  est faible par rapport au diamètre  $D$ ) :

$$\sigma_{\max \text{ pose}} = \frac{E e_s}{2} \left( \frac{1}{\rho_0} - \frac{1}{\rho^*} \right) \quad (\text{éq. P4.10.})$$

Notations :  $\rho_0$  courbure lorsque le segment est à l'état libre (courbure initiale)  
 $\rho^*$  courbure lors de la mise en place du segment

Cette contrainte  $\sigma_{\max \text{ pose}}$  est responsable de la majorité des classiques ruptures qui se produisent, en service, à l'opposé de la coupe. Lors de la mise en place du segment, on a provoqué une fissure dans la fibre interne du segment, fissure qui, sous l'effet des charges alternées rencontrées en utilisation, se développe jusqu'à la rupture de segment.

Toute la difficulté consiste à déterminer la valeur de cette courbure  $\rho^*$  lors de la mise en place du segment dans sa gorge.

Les normes DIN allemandes nous proposent une formule pratique afin de calculer cette contrainte maximale de pose, étant donné que la solution exacte ne se laisse pas calculer :

$$\sigma_{\max \text{ pose}} = \frac{E e_s}{D - e_s} \left( 1.26 \left( \frac{D + e_s}{D - e_s} - 1 \right) - 1.84 \left( \frac{2}{3\pi} \frac{O}{D - e_s} \right) + 0.025 \right) \quad \{ \text{éq. P4.11.} \} \{ \text{Réf. 13} \}$$

et nous vérifierons que celle-ci reste inférieure à la contrainte maximale de flexion permise donnée dans le tableau au § 1.5.2.

### 1.4.3. Dimensionnement et vérification des contraintes

Démarche à suivre :

Au moyen des tableaux de la {Réf. 13.}, pour la hauteur  $h_s$  considérée, (la plus proche de la valeur prédimensionnée), nous pouvons calculer, via (éq. P4.8.), la contrainte maximale existante dans le segment; la force tangentielle  $F_t$  étant donnée directement dans le tableau en fonction de la hauteur du segment. Une remarque cependant : cette force tangentielle est calculée pour de la fonte grise (Matière STD).

Nous vérifierons ainsi que la contrainte maximale ainsi calculée est bien inférieure à la contrainte admissible pour la fonte grise (Voir tableau **Prédim. 3.**).

Si ce n'est pas le cas, il faut changer de matériau constitutif du segment et, moyennant adaptation de la force tangentielle donnée dans le tableau, revérifier le non-dépassement de la contrainte admissible du matériau choisi.

Ensuite nous vérifierons que l'on ne dépasse pas la contrainte admissible de pose (via (éq. P4.11.)). Pour ce faire, il s'agira de retrouver la valeur de l'ouverture de coupe  $O$  au moyen de la formule (éq. P4.1.).

Enfin, via (éq. P4.2.), nous calculerons la valeur de la pression spécifique afin de vérifier que celle-ci se situe bien dans l'intervalle acceptable.

### 1.4.4. Jeu minimum de dilatation

Pour une raison évidente d'étanchéité, la fente subsistant après placement doit être aussi faible que possible, mais il doit subsister un minimum, dans le cas des moteurs à combustion interne, pour permettre la dilatation thermique, car la température des segments, dont la dilatation périphérique n'est pratiquement pas entravée, est plus élevée que celle du cylindre.

**Valeur du jeu minimum  $j_f$  (jeu à la coupe) :**

$$j_f \geq \pi D (\Delta T_s \alpha_s - \Delta T_c \alpha_c) \quad \{ \text{éq. P4.12.} \} \quad \{ \text{Réf. 12} \}$$

<u>Notations :</u>	$j_f$	jeu lorsque le segment est fermé	mm
	$\alpha_s$	coefficient de dilatation du segment	$K^{-1}$
	$\alpha_c$	coefficient de dilatation du cylindre	$K^{-1}$
	$\Delta T_s$	variation de température du segment entre la pose (20 °C et la température de fonctionnement ( $\approx 250$ °C))	K
	$\Delta T_c$	variation de température du cylindre entre "à froid" et "à chaud" ( $\approx 120$ °C)	K

Le jeu minimum est donné aussi par :

$$j_f = 0.2 \dots 0.8 \text{ mm} \quad \{R\acute{e}f. 25\}$$

$$j_f \approx 0.006 D \quad \text{Segment chrom\acute{e} coupe feu} \quad \{R\acute{e}f. 26\}$$

$$j_f \approx 0.004 D \quad \text{Autres segments} \quad \{R\acute{e}f. 26\}$$

Nous pourrions comparer celui-ci avec celui donn\acute{e} \`a la r\acute{e}f\acute{e}rence *{R\acute{e}f. 13.}*

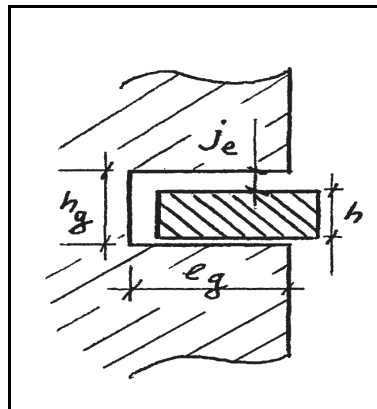
#### 1.4.5. Dilatation d'\u00e9tranglement

A la temp\acute{e}rature de fonctionnement du moteur, la gorge du segment risque de bloquer celui-ci de par sa dilatation. Il faudra donc pr\acute{e}voir un jeu minimum de dilatation (Voir figure **fig. P4.1.**).

**Valeur du jeu minimum gorge - segment  $j_e$  :**

$$j_e \geq \Delta T_s (h_s \alpha_s + h_{\text{gorge}} \alpha_{\text{gorge}}) \quad (\acute{e}q. P4.16.) \quad \{R\acute{e}f. 12\}$$

<u>Notations :</u>	$j_e$	jeu gorge - segment	mm
	$\Delta T_s$	variation de temp\acute{e}rature du segment	K
	$\alpha_s$	coefficient de dilatation du segment	K <sup>-1</sup>
	$h_s$	hauteur du segment	mm
	$h_{\text{gorge}}$	hauteur de la gorge	mm



**fig. P4.1. - Jeux.**

En g\u00e9n\u00e9ral, la hauteur de gorge  $h_{\text{gorge}}$  est de l'ordre de (jeu de battement) :

$$h_{\text{gorge}} \approx h_s + (0.0003 \dots 0.0008) D \quad (\text{Racleur}) \quad \{R\acute{e}f. 25\}$$

$$h_{\text{gorge}} \approx h_s + (0.0005 \dots 0.0012) D \quad (\text{Feu et \u00e9tanch\u00e9it\u00e9 (gros Diesel)}) \quad \{R\acute{e}f. 1\}$$

$$h_{\text{gorge}} \approx h_s + (0.15 \dots 0.20) \text{ mm} \quad (\text{Feu et \u00e9tanch\u00e9it\u00e9 (Diesel)}) \quad \{R\acute{e}f. 26\}$$

$$h_{\text{gorge}} = h_s + (0.03 \text{ \u00c0 } 0.05) \text{ mm} \quad (\text{Feu et \u00e9tanch\u00e9it\u00e9}) \quad \{R\acute{e}f. 25\}$$

Tandis que la profondeur de gorge  $e_{\text{gorge}}$  est de l'ordre de (jeu radial) :

$$e_{\text{gorge}} = e_s + (0.3 \text{ \u00c0 } 0.4) \text{ mm} \quad (\text{Racleur}) \quad \{R\acute{e}f. 25\}$$

$$e_{\text{gorge}} \approx e_s + (0.0025 \dots 0.0060) D \quad (\text{Gros Diesel}) \quad \{R\acute{e}f. 1\}$$

$$e_{\text{gorge}} = e_s + (0.2 \text{ \u00c0 } 0.3) \text{ mm} \quad (\text{Feu et \u00e9tanch\u00e9it\u00e9}) \quad \{R\acute{e}f. 25\}$$

C'est-\`a-dire que le jeu radial est 5 \u00c0 10 fois sup\u00e9rieur au jeu axial (de battement).

