

Optimisation d'un système de désenfumage

DEUXIÈME PARTIE

LUC CHEVALIER*, DAVID MAILLART**

Cette étude sur l'optimisation d'un système de désenfumage, issue d'une collaboration industrielle entre l'École d'ingénieurs Paris-Est (Ésipe) et l'entreprise Souchier-Boullet, a présenté en première partie l'étude géométrique et mécanique du système. La seconde partie porte sur les sollicitations affectant les composants du système.

L'étude est découpée en plusieurs phases qui correspondent aux sections de cette présentation : paramétrage et modélisation du système, qui touche à la détermination des lois de mouvement, la détermination des efforts dans les liaisons et dans le vérin de commande (première partie parue dans la revue *Technologie* n° 205, p. 48-54) ;

- évaluation des contraintes dans les différents éléments susceptibles d'être modifiés dans le processus d'optimisation, à savoir les deux leviers, la bielle et l'axe hexagonal de transmission (qui fait l'objet de cette partie) ;

- optimisation de l'architecture, c'est-à-dire recherche d'une géométrie permettant de réduire la charge sur le vérin tout en ne faisant pas de modifications majeures sur les composants complexes tels que les goussets et le cadre du DENFC.

La première partie a permis d'établir l'évolution des efforts sur chaque composant et notamment les conditions les plus défavorables de fonctionnement. La figure 1 montre l'évolution des charges dans le cas d'une trémie de démonstration de 0,54 m² de surface. La force F_{ext} est la résultante des forces de pression sur l'ensemble des lames : $F_{ext} = A_{tot}p_{ext}$. Elle vaut 270 newtons (soit l'équivalent d'une masse de 27 kg) au démarrage et décroît ensuite. F_b et F_v sont positifs, ce qui, compte tenu des orientations choisies a priori dans l'étude des efforts, représente une force de traction dans la bielle et une compression sur le vérin.

Rappelons que, lorsque le système est fermé, il doit rester fermé même en cas de dépression à l'extérieur du bâtiment. La norme prévoit que le système résiste à une dépression de 1 500 Pa. Dans ce cas, les

MOTS-CLÉS

mécanique, liaison, résistance des matériaux, modélisation

Avec la contribution des apprentis ingénieurs en génie mécanique de l'Ésipe.

* Professeur des universités, directeur de l'Ésipe, École supérieure d'ingénieur de l'université Paris-Est Marne-la-Vallée.

** Responsable Recherche et Développement Souchier-Boullet SAS.

bielles sont sollicitées en compression et encaissent une charge de $F_b = -930$ N : il y a un risque de flambage d'autant plus grand que la surface de la trémie sera grande.

Le vérin ne pousse pas les lames, il doit retenir le système, car la dépression du vent tend à ouvrir la lame. Il est donc nécessaire que l'actionneur ne soit pas réversible pour que le maintien en position fermée soit efficace.

Le tableau 2 récapitule les efforts F_v , maximum estimés dans le vérin et sur chaque bielle (l'effort F_b est divisé par deux, car il y a une bielle de chaque côté des lames à soulever) pour les deux cas suivants : trémie de 0,54 m² du matériel de démonstration et trémie de 7 m² qui est l'objectif recherché par l'entreprise Souchier-Boullet.

Résistance des éléments du système DENFC

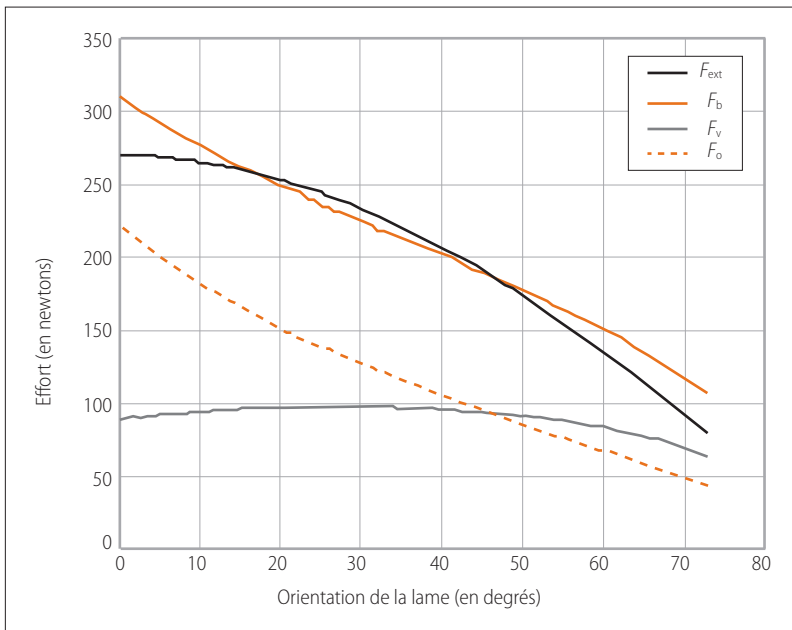
Dans cette partie, nous allons étudier l'effet des actions mécaniques subies par le système DENFC sur la tenue des pièces mécaniques. Dans le cadre du comportement élastique, un calcul analytique ou par éléments finis peut être fait pour une valeur d'effort donnée et la linéarité du comportement permettra d'effectuer une règle de 3 pour obtenir les contraintes issues d'un autre cas de charge.

L'ensemble bielles (4) + leviers (3) incluant les deux leviers et la barre hexagonale 3, faisant l'objet de cette étude, a pour but d'être optimisé.

Compte tenu du code couleur, les parties les plus sollicitées sont l'axe hexagonal en premier lieu et les chapes du levier au voisinage de la liaison avec l'hexagone. Les bielles sont aussi sollicitées, mais dans une moindre mesure.

Étude de la bielle

Considérons d'abord la bielle sollicitée en traction, telle qu'elle est modélisée sur la figure 4. La contrainte est quasi uniforme et vaut donc $\sigma = F_b/S_b$. La section est $S_b = 100$ mm². L'effort appliqué sur la figure 12 vaut $N = 570$ N. La couleur prédominante correspond bien à une contrainte σ de 5,70 MPa, mais le calcul montre



1 Évolution des efforts durant la phase d'ouverture du DENFC

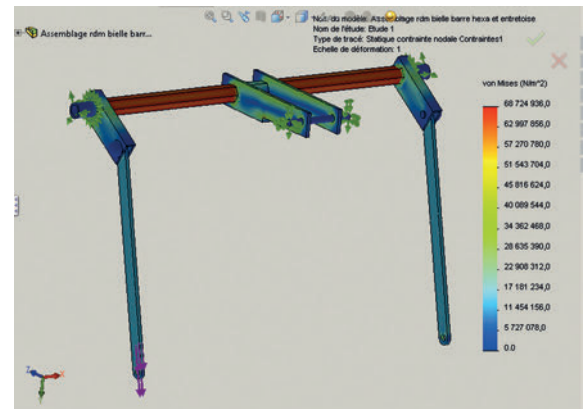
	Trémie 0,54 m ² $P_{neige} = 500 \text{ Pa}$	Trémie 7 m ² $P_{neige} = 250 \text{ Pa}$
Force bielle-neige	155 N	1 010 N
Force bielle-dépression	-470 N	-6 060 N
Force vérin	98 N	630 N

2 Efforts estimés en fonction de la trémie

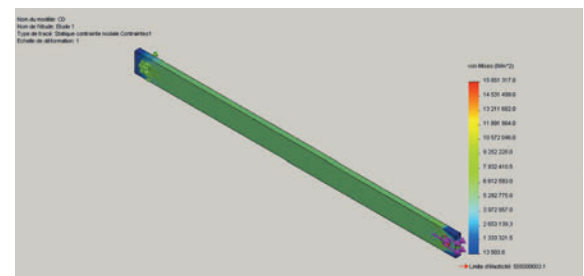
que, près des alésages, la contrainte équivalente de von Mises augmente pour atteindre 15,8 MPa, soit un facteur de surcontrainte $k_4 = 2,8$ dans la bielle par rapport à la valeur classique obtenue par la RDM.

Prenons le cas de chargement par une pression due à la neige. F_b peut atteindre des valeurs d'autant plus grandes que la surface de la trémie est importante et la contrainte augmentera proportionnellement.

Ainsi, comme nous avons vu plus haut, pour une surface de 7 m², c'est environ 1 000 N qu'encaisse chaque bielle. La contrainte homogène dans la bielle



3 Vue 3D du périmètre d'étude du système DENFC



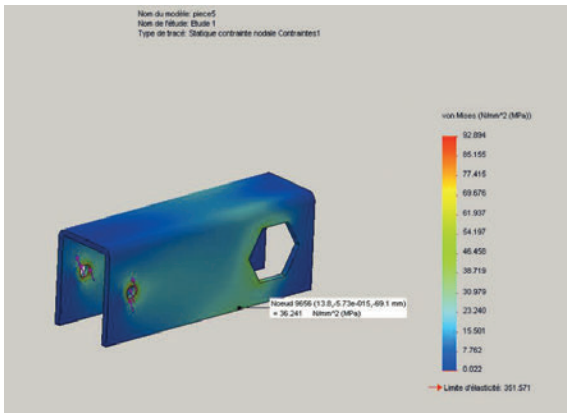
4 Traction dans la bielle (4)

vaut donc $\sigma = 10 \text{ MPa}$ et la surcontrainte au niveau des alésages vaut environ $\sigma_4 = k_4 \cdot \sigma = 28 \text{ MPa}$... ce qui reste admissible, même pour une bielle en alliage d'aluminium. En revanche, lors d'une dépression de vent imposée par la norme, la force sur la bielle est encore multipliée par six et la sollicitation est cette fois de la compression. $\sigma = 168 \text{ MPa}$ est déjà une forte contrainte pour l'alliage d'aluminium retenu, mais le risque de flambage est aussi à craindre.

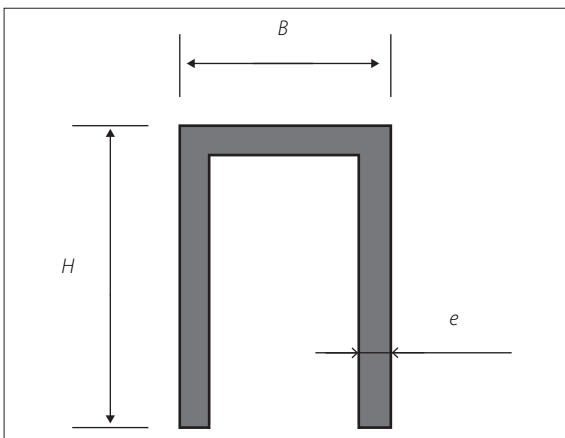
La théorie d'Euler donne une expression de la charge critique au flambage qui s'exprime ainsi :

$$F_c = \pi^2 \frac{EI}{L^2}$$

où I est le moment quadratique de la section (ici $I = bh^3/12 = 208 \text{ mm}^4$), L la longueur de la bielle



5 Chape simplifiée du levier de commande

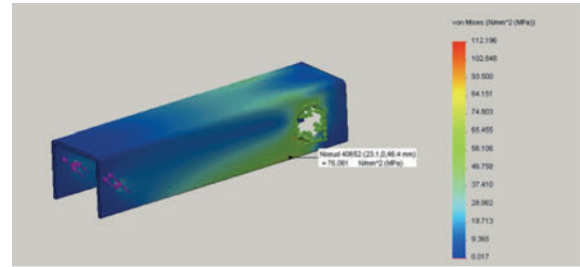


6 Modélisation simplifiée de la chape

et E le module d'Young du matériau. Avec $L = \ell_4 = 310 \text{ mm}$ et $E = 72\,000 \text{ MPa}$, on obtient une charge critique $F_c = 1\,538 \text{ N}$. On voit qu'une modification de la structure va être nécessaire pour une telle surface, car l'effort de compression est plutôt de $6\,000 \text{ N}$, soit environ quatre fois au-dessus de la contrainte critique. Une manière de renforcer la section serait de multiplier par trois le moment quadratique, ce qui revient à multiplier par $1,45$ l'épaisseur (car $1,45^3 = 3$) ou encore à multiplier par trois le module élastique.

Un compromis entre ces deux possibilités serait par exemple de passer de l'alliage d'aluminium à des bielles en acier (72 GPa à 210 GPa) pour gagner un facteur 3 et dans le même temps faire passer l'épaisseur de 4 à 6 afin de gagner un facteur $3,4$ ($1,5^3$) sur le moment quadratique. Ainsi, la charge critique est multipliée par dix : elle passerait donc à plus de $15\,000 \text{ N}$ et la compression encaissée par chaque bielle resterait largement en dessous de cette charge limite.

Nous avons considéré que la bielle est sollicitée globalement en traction : la contrainte de référence en traction est uniforme dans la zone régulière et vaut $\sigma_t = F_b/S_b$, avec $S_b = e \cdot \ell$. Il faut néanmoins noter que cet effort F_b n'est pas appliqué dans le plan moyen, mais via un axe et décalé d'une épaisseur e (distance



7 Chape longue du levier (3)

entre les plans de symétrie de la bielle et du gousset). En conséquence, un moment d'intensité « $e \cdot F_b$ » est simultanément appliqué et génère de la flexion qui ajoute une contrainte :

$$\sigma_f = eF_b/I_b \cdot y$$

où I_b est le moment quadratique ($I_b = \ell e^3/12$) et y la distance à la fibre neutre dont la plus grande valeur est $e/2$. On obtient donc une valeur maximale de cette contrainte, qui s'ajoute à celle de traction, égale à :

$$\sigma_f = 6F_b/S_b$$

Le décalage génère donc une contrainte qui peut atteindre sept fois celle de la traction. C'est particulièrement important quand on considère le cas de la compression due à la dépression du vent, car ainsi le risque de flambage est considérablement augmenté avec une bielle qui est déjà sollicitée en flexion dès les premiers niveaux d'effort.

Étude des chapes du levier

Le levier (3) est décomposé en trois chapes : une centrale liée au vérin et deux liées aux bielles. Les trois chapes sont liées en rotation à l'axe hexagonal via deux alésages de forme conjuguée.

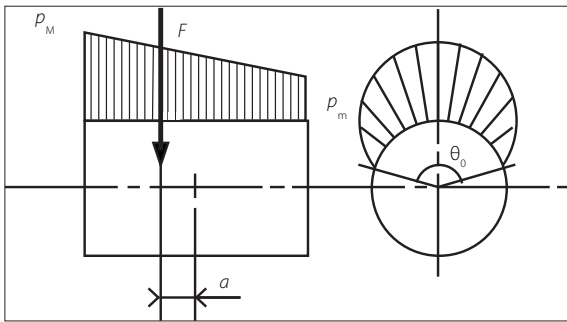
Le calcul sur la chape liée à une des deux bielles (voir modélisation 3D 5) est réalisé en encastrant l'hexagone et en appliquant une force de 550 N inclinée à 23° et appliquée à une distance de 73 mm de l'encastrement, comme on peut le voir sur la modélisation simplifiée 6. Le couple qui transite alors est de 36 Nm dans cet exemple.

Hormis les concentrations au voisinage des alésages et du trou hexagonal, les contraintes maximales sont localisées en peau et près de l'hexagone : on peut relever $\sigma_3 = 36 \text{ MPa}$. Cependant, loin de cette zone régulière, des surcontraintes apparaissent au voisinage de l'encastrement et peuvent atteindre $\sigma_{3\text{max}} = 92 \text{ MPa}$, soit un facteur de surcontrainte de $k_{3b} = 2,6$.

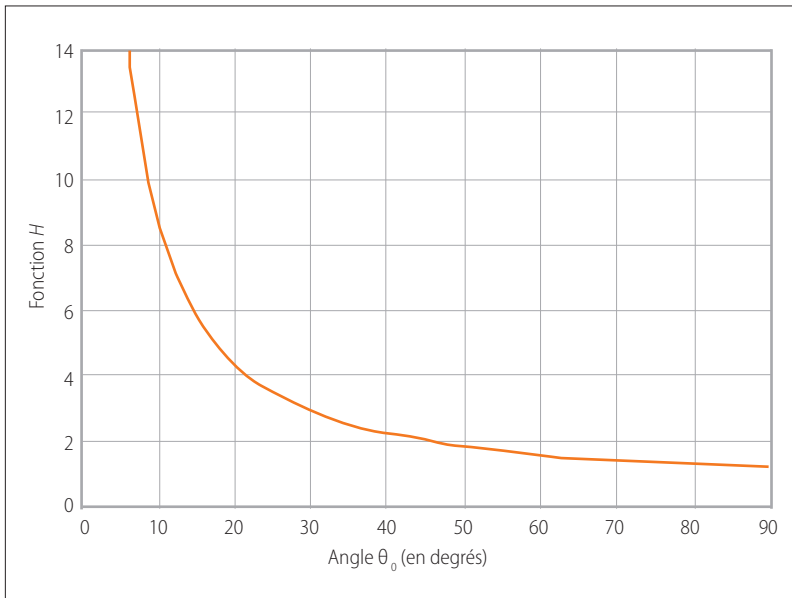
Dans ce cas, une estimation par la RDM est aussi possible, car la géométrie, même faiblement élancée de la chape, permet d'estimer la contrainte dans la section d'encastrement par :

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{f\text{max}}}{I/y_{\text{max}}}$$

On calcule le moment quadratique et la distance maximale par rapport à la fibre neutre en décomposant le U en trois parties :



8 Modèle de distribution de pression sur le palier cylindrique de longueur L et de diamètre 2R



9 Allure de la fonction H(theta_0) – le cas « sans jeu » se trouve en q_0 = 90° et vaut 4/p (≈1,273) et reste proche de cette valeur si le jeu reste faible

$$I = \frac{Be^3}{12} + eB \left(H - \frac{e}{2} - y_G \right)^2 + 2 \left\{ \frac{e(H-e)^3}{12} + e(H-e) \left(\frac{H-e}{2} - y_G \right)^2 \right\}$$

avec :

$$y_G = \frac{B \left(H - \frac{e}{2} \right) + (H-e)^2}{2(H-e) + B}$$

où y_G est la hauteur entre la base et la position du centre de gravité de la section. Pour le cas n° 1, nous avons $M_{fmax} = 12 \text{ Nm}$ et les dimensions de la section en U ($H = 40 \text{ mm}$; $b = 16 \text{ mm}$; $e = 3 \text{ mm}$) donnent un moment quadratique $I = 4,11 \text{ cm}^4$ et des distances pour la fibre supérieure $y_{max} = H - y_G = 18 \text{ mm}$ ou, pour la fibre inférieure, $y_{max} = y_G = 22 \text{ mm}$.

Ce qui donne une contrainte maximale sur la fibre inférieure $\sigma_{3a} = 6,3 \text{ MPa}$ et une surcontrainte $\sigma_{3amax} = 16,4 \text{ MPa}$.

En ce qui concerne l'autre chape 7, en liaison avec le vérin, la longueur est plus grande (160 mm);

de plus, l'effort provenant de l'unique vérin n'est pas dédoublé, aussi la contrainte relevée sur la figure 7 est-elle plus élevée : 76 MPa dans la zone voisine de l'hexagone et 112 MPa en surcontrainte près du point d'attache du vérin. Le facteur de surcontrainte est donc de $k_{3b} = 1,48$.

Pour le cas de charge « neige », la contrainte de flexion $\sigma_{3v} = 7 \text{ MPa}$ dans la zone régulière et $\sigma_{3vmax} = 10,4 \text{ MPa}$ en surcontrainte près de l'alésage.

On peut aussi chercher à évaluer analytiquement les surcontraintes au voisinage des alésages via les relations connues sur les paliers. En effet, lorsque la liaison est réalisée par un seul palier et que l'effort de liaison n'est pas centré sur la liaison, cela conduit à un moment $M = aF$, où a est le décalage axial par rapport au centre du palier. Dans ce cas, il est d'usage de considérer une répartition linéaire suivant l'axe du guidage (noté z ici). Pour un guidage cylindrique, la répartition de pression de contact 8 se fait aussi suivant un angle de contact θ_0 qui dépend du jeu et que l'on prend généralement égal à $\pi/2$ (cas sans jeu), mais qui peut être modifié (réduit) si le jeu radial est important. Dans ces conditions, la répartition est donnée par la relation :

$$P(\theta, z) = \left(\frac{P_M - P_m}{L} z + \frac{P_M + P_m}{2} \right) \cdot \frac{\cos \theta - \cos \theta_0}{1 - \cos \theta_0}$$

Pour déterminer les pressions P_M et P_m , on calcule la force résultante et le moment résultant aF en intégrant la répartition de pression. L'intégration et la résolution de ces deux équations conduit aux expressions suivantes :

$$P_M = \frac{F}{2RL} \left(1 + \frac{6a}{L} \right) H(\theta_0)$$

$$\text{et } P_m = \frac{F}{2RL} \left(1 - \frac{6a}{L} \right) H(\theta_0)$$

Bien sûr, si la charge est centrée, alors $a = 0$ et les deux pressions sont égales à :

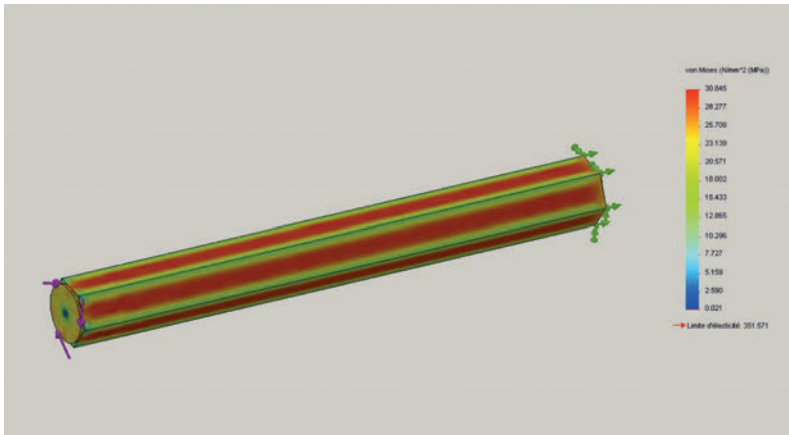
$$P_0 = \frac{F}{2RL} H(\theta_0)$$

Dans notre cas, la longueur du guidage L est égale à l'épaisseur e de la pièce et, de plus, l'excentrement « a » de la charge est aussi égal à l'épaisseur e si le gousset et la bielle, par exemple, sont de même épaisseur. Ainsi, en comparant les deux cas de charge, centrée ou excentrée, on retrouve le facteur 7 entre P_0 et P_M . Ce résultat est analogue à celui déjà vu précédemment sur la flexion induite par le décalage : s'assurer de la symétrie de chargement est donc d'une grande importance sur la tenue des pièces.

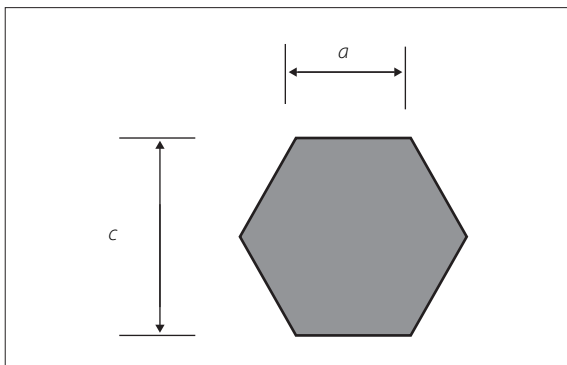
La fonction $H(\theta_0)$ est obtenue par intégration entre $\pm \theta_0$ et son allure est illustrée en figure 9 :

$$H(\theta_0) = \frac{2(1 - \cos(\theta_0))}{\theta_0 - \sin(\theta_0) \cos(\theta_0)}$$

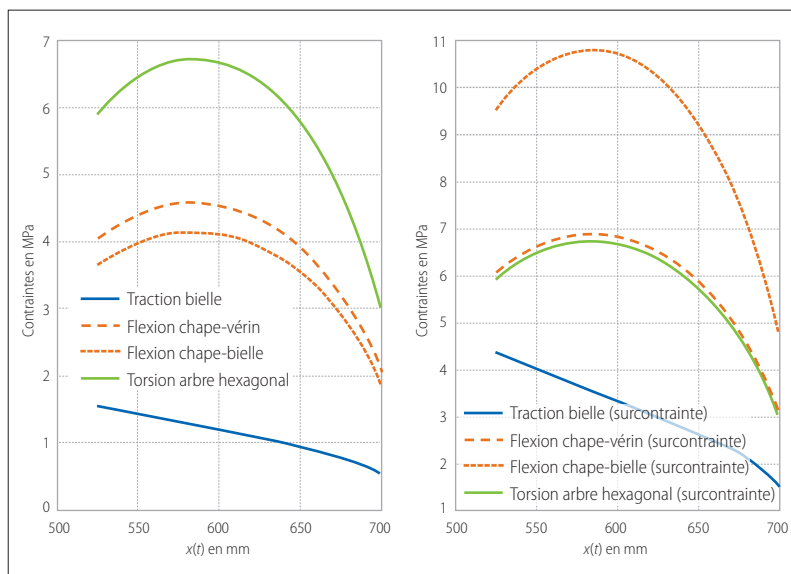
Ces expressions permettent d'évaluer la pression maximale d'utilisation. Il faut noter que P_m peut devenir négative si $a > L/6$: cela veut dire que la pression s'applique dans ce cas sur la demi-circonférence opposée au sens de l'effort.



10 Arbre à section hexagonale sollicité en torsion



11 Section hexagonale



12 Contraintes régulières obtenues analytiquement par la RDM (gauche) et surcontraintes corrigées dans les composants du DENFC de démonstration (droite)

Étude de l'axe hexagonal du levier

Avec un couple exercé par le levier au centre de l'axe à section hexagonale, tel qu'il est estimé par ce groupe, les deux tronçons sont soumis à un moment de torsion de 37 Nm. Le calcul par éléments finis est réalisé en bloquant la section extrémité et en appliquant ce couple sur l'autre extrémité. La figure 10 montre que la distribution de contrainte est uniforme : le long de la poutre, chaque section est sollicitée de la même manière. De plus, résultat classique des poutres en torsion, la sollicitation est du cisaillement qui est maximal sur le diamètre inscrit à la section hexagonale 11. Ici, le résultat affiché est de 31 MPa en valeur maximale.

On peut montrer par une analyse aux dimensions que les contraintes maximales dans la section dépendent en a^5 de la dimension de l'hexagone, alors que le moment de torsion M_t varie en a^8 avec la dimension caractéristique. On passe donc linéairement de l'un à l'autre par une relation du type :

$$\sigma_{3H} = \frac{\alpha}{a^3} M_t$$

Un calcul par éléments finis réalisé sur une section hexagonale avec une valeur de $M_t = 1$ Nmm et une valeur de $a = 1$ mm permet de déterminer le coefficient $\alpha = 1,78$.

L'exemple affiché en figure 10 a été réalisé pour un moment de 37 Nm et une cote sur plat $c = 22$ mm, ce qui donne $a = 12,7$ mm. La formule ci-dessus donne : $\sigma_{3H} = 1,78 \times 37 \cdot 10^3 / (12,7)^3 = 32,15$ MPa. C'est tout à fait le bon ordre de grandeur qui est affiché comme valeur maximale sur la barre des niveaux.

Conclusions

On peut ainsi calculer analytiquement les contraintes pour chaque position du système et visualiser le composant le plus sollicité sur la figure 10 qui correspond au cas de charge « neige » pour le DENFC de démonstration. La figure 12 (gauche) montre les contraintes régulières (ou nominales) en fonction de la position du vérin.

Cette évolution confirme la première remarque de cette section : c'est l'axe de section hexagonale qui est le plus sollicité. Néanmoins, les chapes ou la bielle font localement l'objet de surcontraintes que l'on peut estimer à l'aide des coefficients k_i évalués à partir des calculs en éléments finis présentés plus haut. La figure 12 (droite) illustre ces valeurs plus conformes à ce que subissent les différents composants.

La première conclusion est que les contraintes, pour ce système et ce cas de charge, sont très faibles par rapport aux résistances mécaniques des matériaux utilisés (alliage d'aluminium : R_e environ 90 MPa et acier R_e au moins égal à 200 MPa).

En définitive, c'est la chape qui va de l'axe hexagonal à la bielle qui est la plus sollicitée, avec une contrainte régulière et localement de 11 MPa. L'autre chape présente des niveaux de contrainte environ deux fois plus faibles, du même ordre de grandeur que les contraintes dans l'axe hexagonal. Les bielles en traction sont sollicitées encore plus faiblement (moins de 5 MPa près des alésages)...

Néanmoins, le passage de la tenue de ce matériel de démonstration à celui qui correspond à une trémie de 7 m² nécessite de reconsidérer les conclusions, car toutes les valeurs de la figure 12 doivent être multipliées par $K = 1/2 \times 7/0,54 = 6,5$. Pour ce faire, l'entreprise Souchier-Boullet et l'Ésipe ont entamé une collaboration dont les différentes étapes de modélisation présentées ici constituent le préliminaire.

L'ensemble étant désormais paramétré, il est possible de faire varier l'ensemble des paramètres dans des plages admissibles en termes de résistance et d'encombrement. Ainsi, tout en respectant le cahier des charges sur les amplitudes angulaires des lames, la durée d'ouverture ou la charge maximale sur le vérin de commande, on peut déterminer les dimensions qui minimisent les efforts et l'encombrement, et retenir un ensemble optimal de paramètres.

La seule simulation CAO nécessiterait une démarche faite de tâtonnements, alors que l'utilisation d'une démarche de minimisation sur des modèles analytiques ou quasi analytiques aura conduit à une solution optimale très rapidement. On comprend que l'entreprise Souchier-Boullet, cependant, ne souhaite divulguer ici ni la démarche ni la solution obtenue. ■