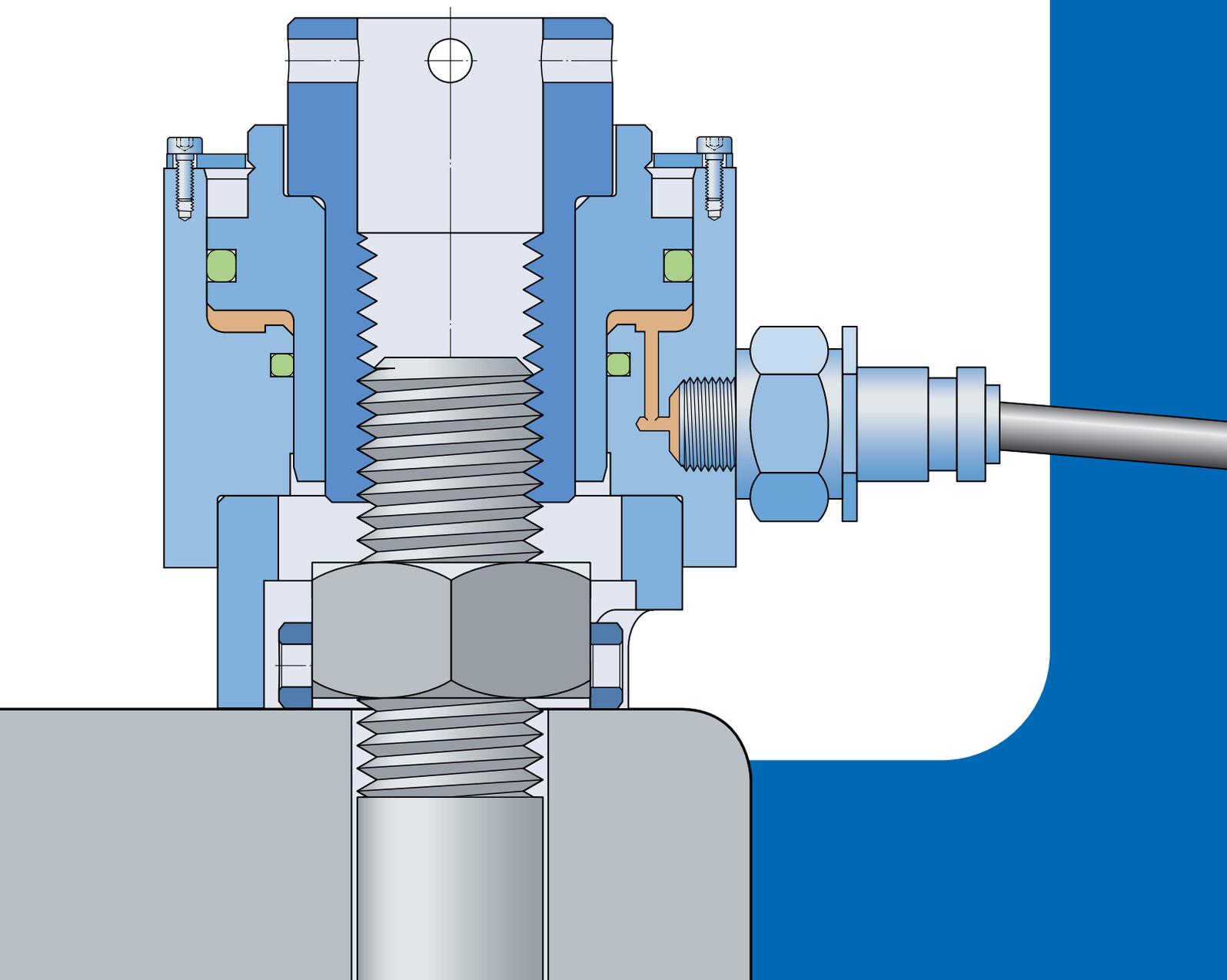


# Le guide technique du serrage





La marque SKF acquiert une nouvelle dimension et apporte encore plus à ses clients.

Tout en continuant à s'imposer comme référence mondiale en matière de roulements haute qualité, SKF s'est progressivement orienté vers la fourniture de solutions complètes, en axant ses efforts sur les avancées technologiques, le support technique et les services, afin d'offrir une plus grande valeur ajoutée à ses clients.

Ces solutions sont conçues pour procurer au client des moyens d'optimiser sa productivité : outre des produits de pointe adaptés aux différentes applications, SKF propose désormais des outils performants de simulation et d'aide à la conception, des conseils, des programmes efficaces de maintenance des machines et les techniques les plus modernes de gestion des approvisionnements.

Aujourd'hui, la marque SKF représente bien plus qu'un simple gage de qualité en matière de roulements.

**SKF – the knowledge engineering company**

# Table des matières

## **A** Introduction

- 4 **La maîtrise des assemblages boulonnés**

## **B** Les méthodes traditionnelles de serrage

- 6 **Le serrage au couple**
- 10 **Le serrage par élongation thermique**
- 11 **Le serrage par traction mécanique**

## **C** Le serrage par traction hydraulique

- 12 **Présentation**
- 14 **Les avantages du serrage par traction hydraulique**
- 15 **Les dispositifs de contrôle du serrage par traction hydraulique**

## **D** Analyse technique du serrage

## **E** Comparaison entre un serrage au couple et un serrage au tendeur hydraulique

- 23 **Le serrage d'un assemblage existant**
- 30 **La conception d'un assemblage nouveau**

## **F** Le serrage simultané par la traction hydraulique

- 34 **Le serrage simultané de 100% des boulons de l'assemblage**
- 36 **Le serrage simultané de 50% des boulons de l'assemblage**
- 38 **Le serrage simultané de 25% des boulons de l'assemblage**

## **G** Conclusion

- 40 **SKF France - HYDROCAM**

## **H** SKF – The Knowledge Engineering Company

# Introduction

Les assemblages boulonnés sont sans doute les systèmes de liaison les plus utilisés en mécanique.

Pour les mettre en œuvre, on utilise :

- d'une part, des éléments de visserie :
  - vis plus écrou
  - goujon implanté plus écrou
  - goujon plus deux écrous, un à chaque extrémité du goujon.Ces éléments peuvent comporter des rondelles de divers types (→ **fig. 1**).
- D'autre part, des moyens de serrage dont l'étude fait justement l'objet du présent guide.

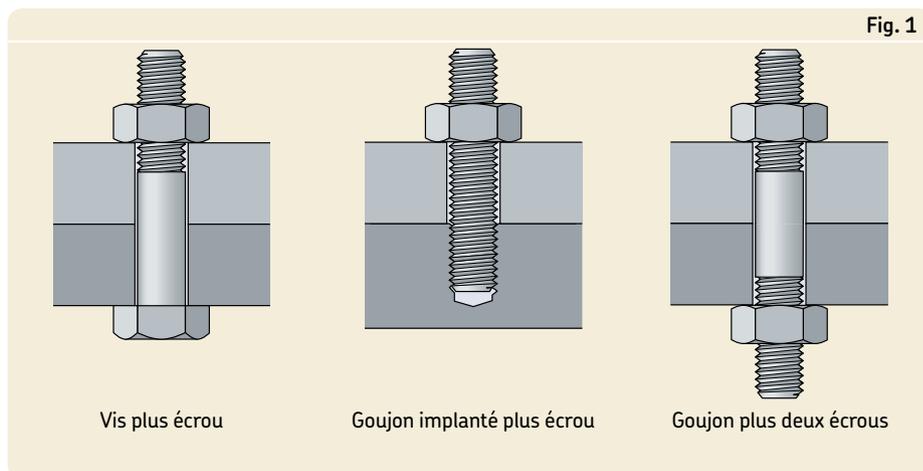
Dans la suite du texte, nous utiliserons le terme générique « boulon » qui recouvre les trois types de visserie mentionnés ci-dessus.

Malgré leur simplicité apparente, les assemblages boulonnés posent de nombreux problèmes au concepteur, au monteur et au chargé de maintenance.

Ils font encore trop souvent l'objet de méthodes de calcul rudimentaires. Cela conduit à leur surdimensionnement sans garantir pour autant la sécurité nécessaire. Bien au contraire...

La conception et la mise en œuvre d'un assemblage boulonné nécessitent une méthodologie rigoureuse car des erreurs peuvent provoquer des défaillances aux conséquences extrêmement lourdes, souvent très coûteuses et parfois dramatiques.

De nombreuses études montrent que les incidents rencontrés sur les assemblages boulonnés sont, dans la majorité des cas, dus aux mauvaises conditions dans lesquelles les assemblages ont été définis (analyse, conception, calculs, choix des composants) ou mis en œuvre (méthode de serrage, outillage, contrôle).



On sait que parmi les différentes causes de défaillances (surcharge, défaut de conception, défaut de fabrication...), la plus fréquente est un défaut de montage.

Le serrage, insuffisant, excessif ou hétérogène, représente à lui seul 30% des défaillances.

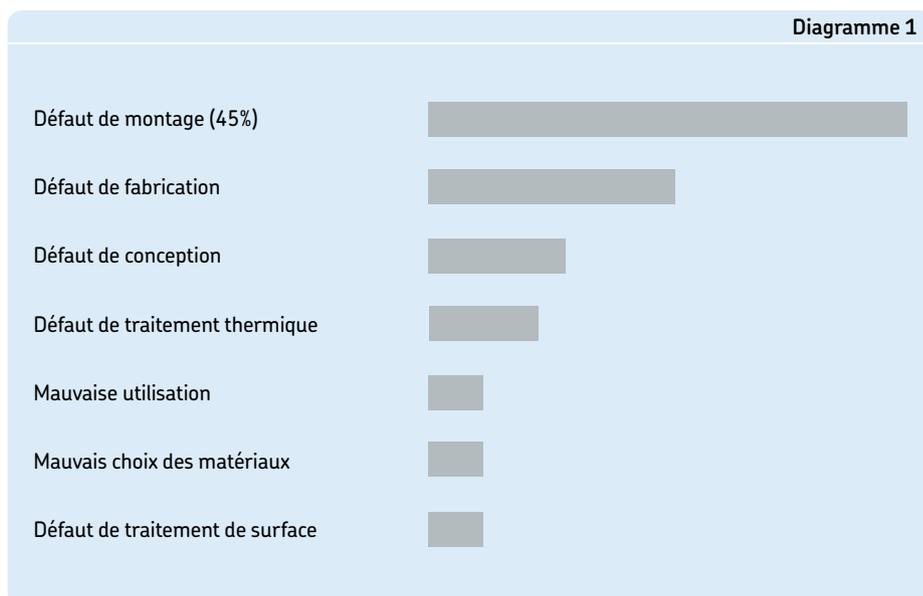
Plus particulièrement, en ce qui concerne les incidents de fatigue, 45% d'entre eux sont dus à un défaut de montage (→ **diagramme 1**).

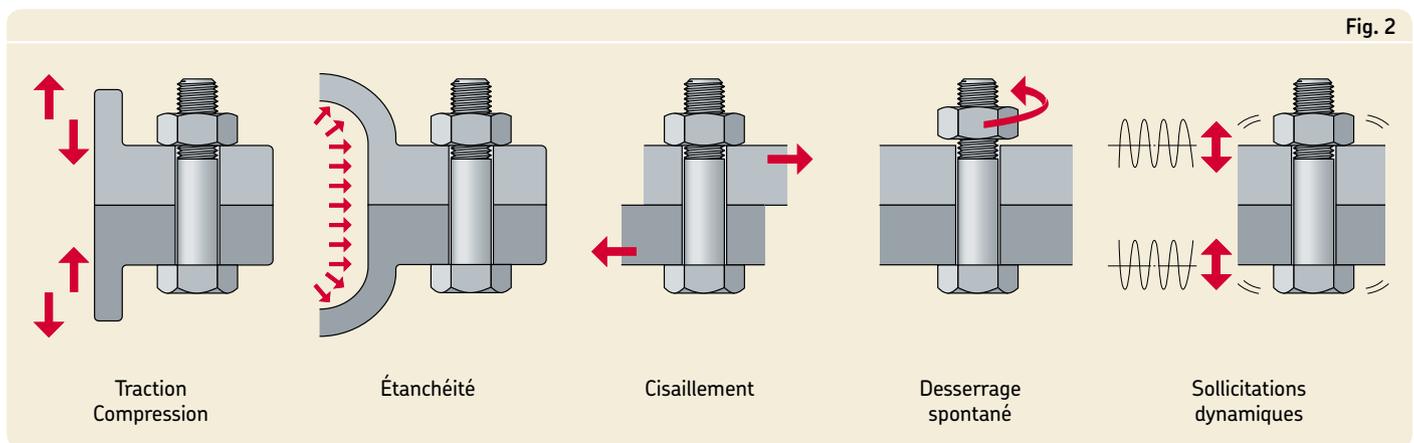
Bien serrer un boulon consiste à utiliser au mieux ses propriétés élastiques.

Un boulon qui travaille dans de bonnes conditions se comporte comme un véritable ressort.

Le serrage introduit en effet une précharge axiale de tension. Cette tension est bien évidemment égale et opposée à la compression qui s'exerce sur la structure serrée, nous l'appellerons : « effort de serrage ».

## Principales causes de défaillances des assemblages boulonnés en fatigue





L'effort de serrage est destiné principalement, selon les applications, à :

- assurer la rigidité du montage et lui permettre de supporter les sollicitations extérieures de traction, compression, flexion et cisaillement
- garantir et maintenir une étanchéité
- éviter le travail au cisaillement des boulons
- résister aux effets de desserrage spontané
- réduire l'influence des sollicitations dynamiques externes sur la fatigue de la boulonnerie (→ fig. 2).

Tout cela évidemment, en s'assurant que les pièces concernées boulonnerie et pièces assemblées travaillent en deçà de leur limite élastique.

Le serrage est optimum quand le boulon n'est ni trop ni trop peu serré. C'est une évidence qu'il n'est pas inutile de rappeler !

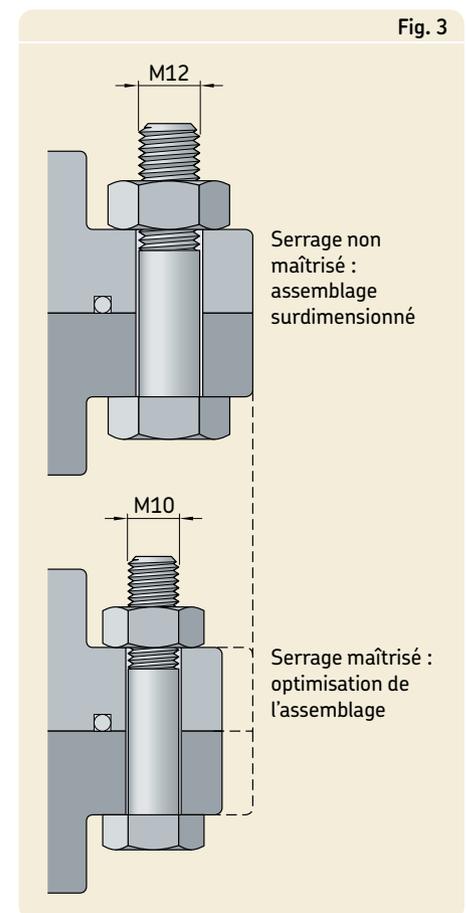
Une défaillance du boulon peut se produire aussi bien et même plus souvent quand celui-ci n'est pas assez serré que lorsqu'il est trop serré.

## La maîtrise des assemblages boulonnés

Il est fondamental de maîtriser parfaitement le niveau de l'effort de serrage et la précision avec laquelle il est atteint afin d'assurer les performances requises pour l'assemblage boulonné.

Cette maîtrise du serrage permet, dès la conception de l'assemblage, d'utiliser au mieux les caractéristiques mécaniques de la boulonnerie (→ fig. 3). Voir le paragraphe « Caractéristiques mécaniques de la boulonnerie ».

Dans ce « Guide technique du serrage » ainsi que dans le catalogue « Tendeurs de boulons HYDROCAM – Systèmes de serrage industriels », les bureaux d'études trouveront les informations théoriques et pratiques pour optimiser la conception des assemblages boulonnés et les opérationnels les indications pour maîtriser le serrage.



## Caractéristiques mécaniques de la boulonnerie

Les boulons sont le plus souvent en acier. L'acier, comme tous les métaux, se comporte comme un ressort (au moins dans le domaine élastique), il obéit à la loi de Hooke.

Quand on applique un effort de traction au boulon comme pour une éprouvette de traction, on peut observer le graphique ci-contre (→ **diagramme 2**).

Tout mode de serrage doit s'assurer que la contrainte dans la vis ou le goujon ne dépasse jamais le point A (limite élastique), même après serrage quand on applique en service les forces extérieures sur l'assemblage (→ **fig. 4**).

Quand on parle de matériaux, il faut considérer les caractéristiques suivantes :

$E$  = module d'élasticité longitudinale ou module d'Young :

$$E = \frac{F}{S} \cdot \frac{\Delta_L}{L} = \frac{F_L}{S \Delta_L} = \frac{\sigma_L}{\Delta_L}$$

où :

$F$  = effort

$S$  = section

$L$  = longueur

$\Delta_L$  = élongation

$$\left( \frac{\Delta_L}{L} = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{S E} \right)$$

pour l'acier  $E = 200\ 000/210\ 000$  MPa

$\nu$  = coefficient de Poisson ou taux de contraction latérale :

$$\nu = \frac{\Delta_d}{d} \cdot \frac{\Delta_L}{L}$$

pour l'acier : 0,27/0,30

pour l'aluminium : 0,33/0,36

pour le caoutchouc : 0,49

(le moins compressible de tous les solides)

pour les liquides : 0,5 (presque incompressible)

pour le liège : 0,0 × (très compressible)

Diagramme 2

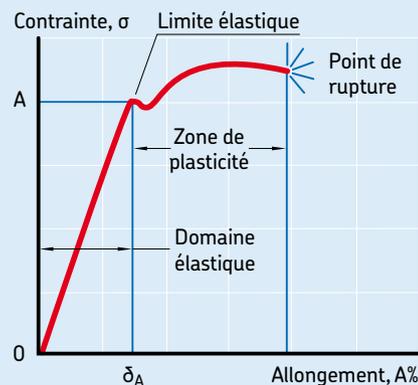
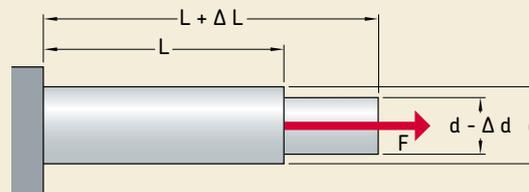


Fig. 4



$K$  = coefficient de compression uniforme (pour comparaison avec les liquides) :

$$K = \frac{d_V}{d_p} = \frac{3(1-2\nu)}{L}$$

pour les liquides :  $K = 0$

$G$  = module d'élasticité transversale ou module de cisaillement :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

pour l'acier  $G = 77\ 000/82\ 000$  MPa

$R_m$  = limite de rupture

$R_e$  = limite élastique

$A$  = % allongement au moment de la rupture.

# Les méthodes traditionnelles de serrage

Il existe plusieurs méthodes de serrage qui sont toutes autant différentes dans leur principe que dans la qualité du serrage qu'elles procurent.

Examinons les plus connues et les plus utilisées.

## Le serrage au couple

C'est incontestablement la méthode de serrage la plus répandue. Quand le diamètre des boulons ne dépasse pas 30 mm, elle présente l'avantage d'une simplicité de mise en œuvre.

Mais, malgré les développements théoriques et les expérimentations dont elle a fait l'objet, cette méthode présente intrinsèquement de nombreux inconvénients.

## Caractéristiques du serrage au couple

### Une grande imprécision de l'effort de serrage

Le résultat du serrage final dépend en effet des coefficients de frottement au niveau des filets écrou/vis et au niveau du contact écrou/surface.

Or, dans la pratique, il est impossible de bien maîtriser ces paramètres.

Ainsi, pour un même couple nominal visé, la dispersion dans la tension finale de serrage du boulon pourra se situer entre  $\pm 20\%$  dans les meilleurs cas et  $\pm 60\%$  dans les cas extrêmes (→ **tableau 1**).

Cette grande dispersion est due à la combinaison de trois phénomènes :

- l'imprécision sur le couple de serrage appliqué qui peut varier de  $\pm 5\%$  à  $\pm 50\%$  selon l'outil utilisé (→ **tableau 2**)
- les défauts géométriques et les états de surface des pièces assemblées et de la boulonnerie
- la lubrification des surfaces en contact.

Tableau 1

Moyen de serrage	Précision sur la précharge	$\gamma$
Clé dynamométrique	$\pm 20\%$	1,5
Visseuse rotative avec étalonnage périodique sur le montage (mesure d'allongement de la vis ou mesure à la clé dynamométrique du couple de serrage)	$\pm 20\%$	1,5
Clé à chocs avec adaptation de rigidité et étalonnage calibration périodique sur le montage (au moins aux mesures à la clé dynamométrique du couple de serrage par lot)	$\pm 40\%$	2,5
Clé à main	$\pm 60\%$	4
Clé à chocs sans étalonnage	$\pm 60\%$	4

$\gamma = \frac{F_{0\max}}{F_{0\min}}$  = coefficient d'incertitude de serrage.

(Source : extrait de la norme NF E 25-030 reproduit avec l'autorisation de l'AFNOR.)

### Précision de l'effort de serrage en fonction du moyen utilisé pour appliquer le couple

#### L'introduction de contraintes parasites de torsion

La méthode de serrage au couple provoque dans le boulon, en plus de la contrainte axiale de traction recherchée, l'apparition d'une contrainte de torsion « parasite » dont le niveau peut atteindre plus de 30% de la contrainte de traction.

La contrainte résultante équivalente dans le boulon (critère de Von Mises ou critère de Tresca) est ainsi fortement augmentée et peut dépasser la limite élastique du matériau

alors que la valeur de la contrainte de traction à elle seule reste située dans des limites acceptables (→ **fig. 5**).

De plus, cette contrainte résiduelle de torsion présente un autre inconvénient : elle peut faciliter le desserrage intempestif en fonctionnement.

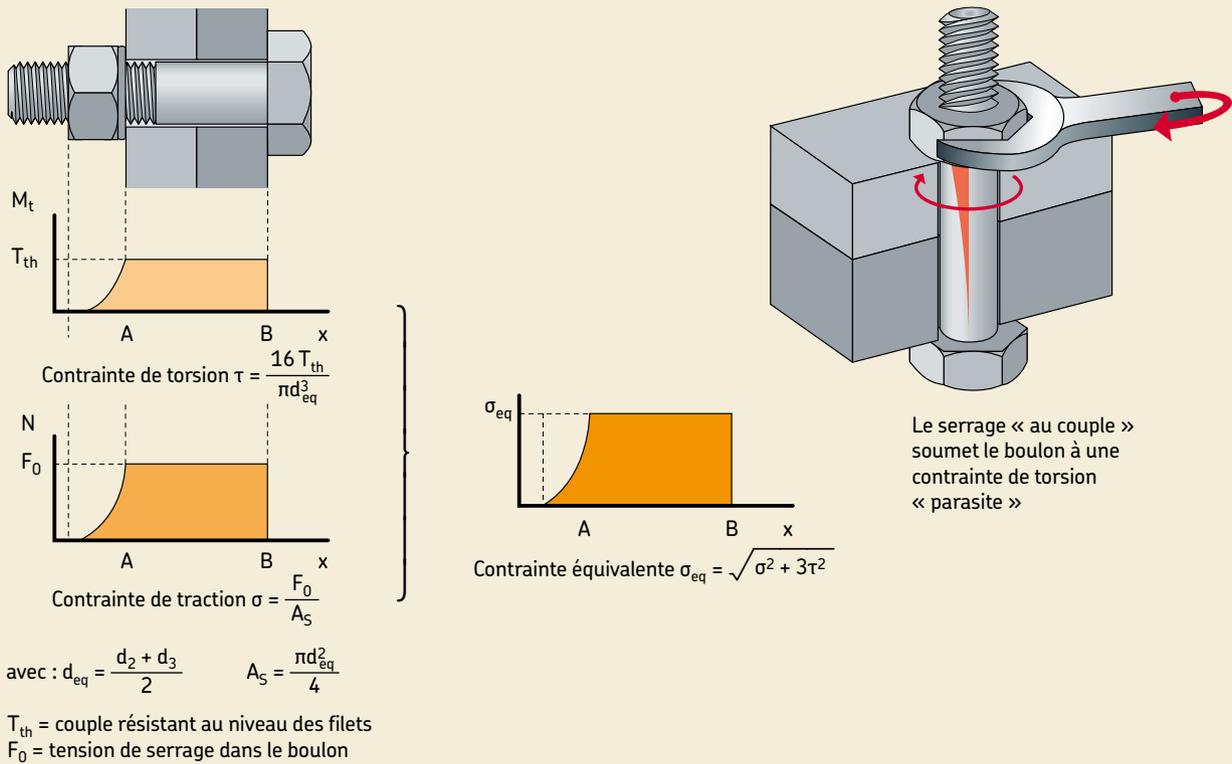
D'autre part, le couple étant le plus souvent appliqué de manière asymétrique, il y a même de la flexion. Son faible niveau permet souvent de la négliger, mais, dans les cas limites, il convient d'en tenir compte.

Tableau 2

Classe de précision du couple de serrage	Matériel			Utilisation
	Manuel portatif	Motorisé portatif	Motorisé fixe	
D $\pm 20\%$ à $\pm 50\%$		Clés à chocs simples		$\geq 50$ Nm
		Visseuses à crabots		$\leq 50$ Nm
C $\pm 10\%$ à $\pm 20\%$		Visseuses simples à calage pneumatique		$\leq 10$ Nm
		Visseuses simples à calage électrique		$\leq 10$ Nm
		Clés à chocs à énergie emmagasinée (barre de torsion ou autre procédé)		$\geq 10$ Nm
		Clés à renvoi d'angle à calage		$\leq 20$ Nm
		Clés dynamométriques à déclenchement simple (voir E 74-325)		$\leq 400$ Nm
B $\pm 5\%$ à $\pm 10\%$			Moteurs pneumatiques simples	Sans limitation
			Visseuses hydrauliques	–
		Clés dynamométriques à déclenchement à réarmement automatique		$\leq 800$ Nm
		Clés dynamométriques à lecture directe à cadran		$\leq 2\,000$ Nm
		Clés à renvoi d'angle à déclenchement		$\leq 80$ Nm
			Moteurs pneumatiques à contrôle de couple	Sans limitation
A $< \pm 5\%$			Moteurs à pulsations	Sans limitation
			Visseuses électriques	Sans limitation
		Clés dynamométriques électroniques		$\leq 400$ Nm
			Moteurs à deux vitesses	Sans limitation
		Moteurs asservis électroniquement	Sans limitation	

(Source : extrait de la norme NF E 25-030 reproduit avec l'autorisation de l'AFNOR.)

### Dispersion du couple de serrage en usage industriel



### Une détérioration des états de surface

Le frottement des pièces sous des efforts importants provoque des détériorations des surfaces en contact : filets vis/écrou et faces écrou/structure serrée.

Lors d'un prochain serrage, cette détérioration des surfaces, entraînera une augmentation des forces de frottement et, de ce fait, une plus grande imprécision sur la tension, finale de serrage (→ fig. 6).

### Des difficultés de desserrage

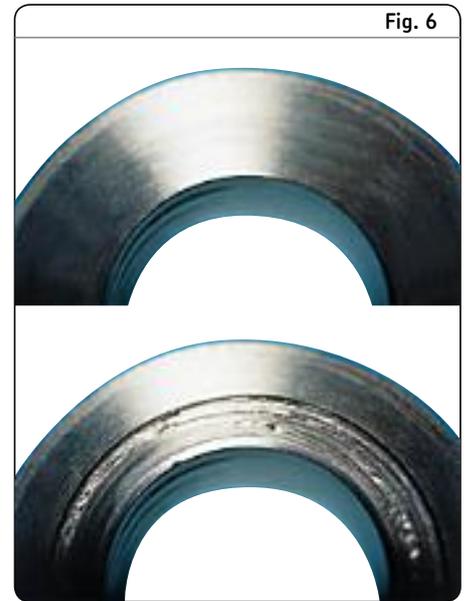
Il est souvent beaucoup plus difficile de desserrer un boulon serré au couple que de le serrer. La dégradation des surfaces déjà évoquée et les problèmes de corrosion imposent souvent la mise en œuvre d'un couple de desserrage très élevé qui peut parfois provoquer des détériorations de l'assemblage.

### Les boulons de grandes dimensions posent d'autres problèmes

Quand le couple de serrage dépasse 1 000 Nm, il est nécessaire d'avoir recours à des clés à chocs, des multiplicateurs de couple mécaniques ou des clés hydrauliques (→ figs. 7 et 8).

Ces moyens de serrage permettent d'exercer le couple de serrage requis. Mais le premier, en particulier, altère notablement la précision. Seul le troisième peut apporter une certaine amélioration de la précision. Cela, à condition de procéder avec précaution et d'utiliser un outil de qualité. De plus, quand il n'est pas possible de disposer d'une surlongueur du boulon au-dessus de l'écrou ou bien quand le rapport longueur boulon sur diamètre est très réduit ( $\leq 1,5$ ), une clé hydraulique de qualité présente un certain intérêt.

Fig. 6



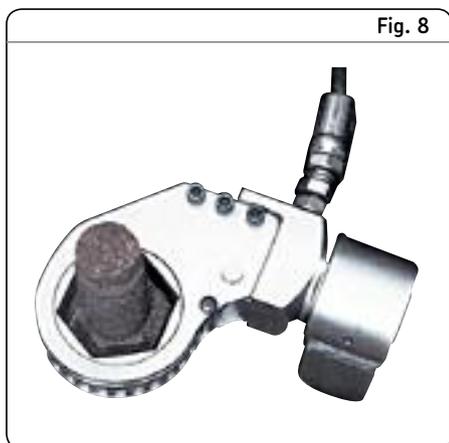
### Détérioration des états de surface

Le serrage au couple entraîne une détérioration des surfaces des éléments de l'assemblage. Les montages et démontages successifs accentuent ce phénomène.



Multiplicateur de couple

Clé hydraulique



### Le serrage simultané est rarement possible

Avec la méthode du serrage au couple, il n'est en général pas possible de procéder au serrage simultané de plusieurs, et encore moins de la totalité, des boulons d'un assemblage.

Quand on utilise des clés hydrauliques, on peut théoriquement procéder au serrage de plusieurs boulons en même temps, mais le nombre reste limité pour des raisons d'encombrement et de complexité de mise en œuvre.

Les problèmes d'imprécision déjà évoqués ne sont pas pour autant éliminés.

### Les dispositifs de contrôle du serrage au couple

Il est toujours possible de réduire la dispersion sur l'effort de tension de serrage. Le niveau de précision dépendra de la méthode de contrôle utilisée et des précautions de mise en œuvre.

Mais, quel que soit le moyen de contrôle utilisé, il faut garder en mémoire qu'avec le serrage au couple la contrainte équivalente restera toujours élevée à cause de la contrainte de torsion « parasite ».

#### Le contrôle du couple

C'est le contrôle le plus simple. Mais nous avons vu que, même quand la précision de mesure du couple est bonne, il demeure une grande incertitude sur la tension finale de serrage du boulon.

#### Le serrage à l'angle

Cette méthode comprend deux temps : on applique d'abord à l'écrou du boulon un couple légèrement inférieur au couple nominal théorique et on lui impose ensuite un angle de rotation précis.

La dispersion sur l'effort de tension est ainsi un peu diminuée, mais l'incertitude reste importante et on risque même d'augmenter sensiblement la contrainte de torsion « parasite ».

#### Le contrôle d'élongation

L'amélioration au niveau de la précision est plus sensible si on procède à des contrôles de l'élongation du goujon.

Plusieurs techniques peuvent ainsi être utilisées :

##### Méthode de la pige à molette

Une pige vissée dans le milieu du goujon est pourvue dans sa partie supérieure d'une molette de contrôle du serrage. Dès que l'élongation du boulon correspondant au jeu initial entre la tête de pige et la molette est atteinte, la molette est bloquée en rotation et donne à l'opérateur l'indication que le serrage est réalisé.

Cette méthode présente quelques inconvénients :

- il y a un surcoût à cause des pièces complémentaires et du perçage du boulon en son milieu
- le boulon est affaibli
- un étalonnage préalable est nécessaire

- la précision reste aléatoire, en particulier à cause de la très grande sensibilité aux tolérances de réalisation.

##### Mesure par comparateur ou capteur d'élongation inductif LVDT

Le boulon est percé en son milieu sur toute sa longueur pour recevoir une pige de mesure. C'est la variation de distance entre le sommet de la pige et celui du boulon qui est mesurée.

Cette méthode est plus précise que la précédente, mais elle présente le même type d'inconvénients :

- il y a un surcoût à cause des pièces complémentaires et du perçage du boulon en son milieu
- le boulon est affaibli
- un étalonnage préalable est nécessaire.

##### Méthode des ultrasons (US)

Elle consiste à mesurer le temps de trajet aller/retour d'une onde ultrasonore le long de l'axe longitudinal du boulon.

Le boulon n'est pas percé mais il doit être de grande qualité et un étalonnage préalable très précis est nécessaire.

La mise en œuvre nécessite un personnel qualifié.

Des progrès constants rendent cette méthode de plus en plus intéressante, en particulier pour la visserie de petite dimension (diamètre inférieur à 20 mm).

##### Méthode des jauges de contrainte

Les jauges de contrainte sont généralement collées sur le corps du boulon et connectées à un « pont de Weston ». La variation du signal mesuré correspond à la variation d'élongation du boulon préalablement étalonné.

Il s'agit là d'une méthode de laboratoire qu'il est exclu d'utiliser dans le cas d'un serrage industriel.

En conclusion, on peut dire que les dispositifs de contrôle commentés ci-dessus sont d'autant plus coûteux qu'ils donnent une meilleure précision, et leur mise en œuvre peut être longue et nécessiter du personnel spécialisé.

De plus, c'est en général la variation d'élongation du goujon qui est mesurée et non pas directement l'effort de serrage de l'assemblage.

### La rondelle de mesure

Elle présente un avantage différentiel majeur par rapport aux autres dispositifs de contrôle puisqu'elle mesure directement l'effort de serrage.

La rondelle de mesure (→ **fig. 9**) est une rondelle instrumentée qui se place sous l'écrou de serrage. Il est vivement recommandé d'interposer entre celle-ci et l'écrou une rondelle « classique » pour éviter sa détérioration par les frottements importants au serrage et au desserrage. Elle agit comme un capteur de force.

La précision est bonne et la mise en œuvre est aisée.

Pour le serrage au couple, étant donné que les forces de frottement varient dans des proportions importantes, si on recherche une bonne précision dans le serrage final, il est indispensable de munir chaque boulon de l'assemblage de cette rondelle de mesure.

De plus, cette méthode permet facilement de mesurer et d'enregistrer, périodiquement ou en permanence, l'effort de tension dans le boulon, que l'assemblage soit au repos ou en service.

### Comment passer du serrage au couple au serrage par tendeur hydraulique

La pratique du serrage au tendeur hydraulique nécessite la connaissance de l'effort résiduel ( $F_0$ ) nécessaire dans le boulon. Or, lors d'un serrage au couple, seul le couple est préconisé, il est généralement donné en newton-mètre (Nm). La formule théorique suivante permet de connaître, en première approximation, la force de tension résiduelle ( $F_0$ ) dans le boulon lorsqu'un couple de serrage est appliqué. Cette formule est établie en considérant les frottements des filets et ceux de la face d'appui de l'écrou.

$$F_0 = \frac{T}{0,16 p + \mu_1 0,582 d_2 + \mu_2 r_m}$$

où:

$F_0$  = effort résiduel (précharge)

$T$  = couple de serrage

$p$  = pas du filetage

$\mu_1$  = coefficient de frottement des filets  
boulon/écrou

$\mu_2$  = coefficient de frottement face écrou/face  
d'appui

$d_2$  = diamètre moyen du boulon

$r_m$  = rayon moyen de la face d'appui de  
l'écrou.

Le **Chapitre E** « Comparaison entre un serrage au couple et un serrage au tendeur hydraulique » donne une illustration pratique de l'application de cette formule.

### Le serrage par élongation thermique

Cette méthode consiste à chauffer le boulon à l'aide d'une canne chauffante et à provoquer ainsi son allongement par dilatation thermique. Il suffit ensuite d'accoster l'écrou de serrage sans effort de couple particulier.

Bien que cette méthode autorise théoriquement le serrage simultané, elle présente elle aussi de nombreux inconvénients :

- d'abord, les boulons doivent être percés au centre sur toute la longueur pour permettre la mise en place de la canne chauffante.
- Ensuite, la mise en œuvre nécessite des moyens de chauffage, de contrôle de température et de manipulation qui peuvent être importants, surtout pour le serrage simultané.
- Enfin, l'opération est longue puisque ce n'est qu'après refroidissement que l'on peut connaître la valeur de la tension résiduelle dans le boulon (à condition d'avoir prévu les moyens pour la mesurer).

Le cycle consiste donc à : chauffer, accoster l'écrou, attendre le refroidissement uniforme de l'assemblage et mesurer. Il est systématiquement nécessaire d'ajuster le niveau de serrage en reproduisant ce cycle plusieurs fois.

Bien souvent la température à atteindre pour obtenir l'élongation voulue est trop élevée et risquerait d'entraîner une modification des caractéristiques mécaniques de la matière. Par conséquent, l'élongation thermique n'étant pas suffisante, il faut lui superposer un serrage au couple, contrôlé par mesure de l'angle imposé à l'écrou.

Le serrage par élongation thermique est en fait assez peu utilisé. Les quelques applications connues concernent les boulons de grande dimension (diamètre supérieur à 100 mm).

Rondelle de mesure



## Comment passer du serrage par élongation thermique au serrage par tendeur hydraulique

La pratique du serrage au tendeur hydraulique nécessite, nous l'avons vu, la connaissance de l'effort résiduel nécessaire dans le boulon. Or les données techniques connues pour réaliser le serrage par « canne chauffante » sont généralement : l'élévation de température ( $\Delta t$ ) et l'angle de rotation  $\theta$  à effectuer sur l'écrou lorsque la température est atteinte. L'élongation thermique dépend du coefficient de dilatation ( $\alpha$ ) du matériau, et l'élongation provenant du serrage au couple est une fonction directe de la rotation de l'écrou et du pas. La formule théorique suivante permet de connaître, en première approximation, la force de tension résiduelle ( $F_0$ ) dans le boulon lorsque cette technique est employée.

$$F_0 = \alpha S_E \Delta t + \frac{\theta p S_E}{l}$$

où:

$\theta$  = angle de rotation de l'écrou

$\Delta t$  = élévation de température

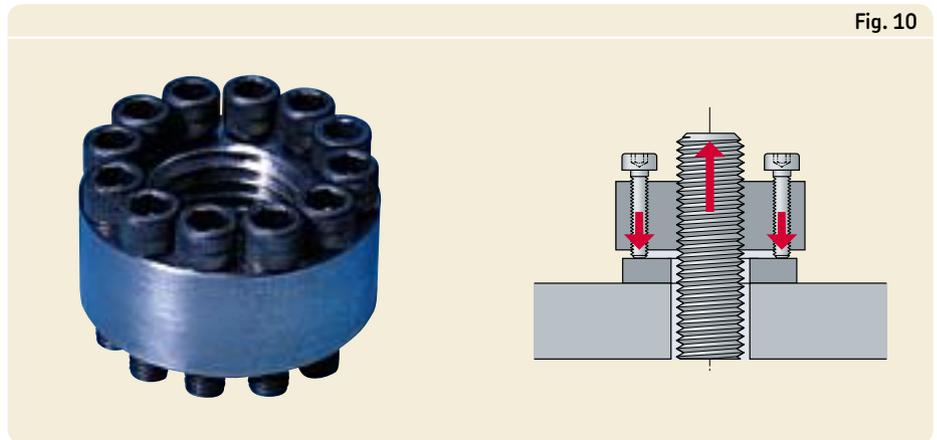
$\alpha$  = coefficient de dilatation thermique du matériau du boulon

$p$  = pas de filetage

$S$  = section du boulon

$l$  = longueur serrée du boulon

$E$  = module d'élasticité (module d'Young) du matériau du boulon.



Le serrage par traction mécanique

## Le serrage par traction mécanique

C'est une méthode qui permet d'exercer directement sur le boulon un effort de tension (→ fig. 10).

En général, le corps de l'écrou est muni d'une série de vis de poussée implantée autour du filetage intérieur. Ces vis qui s'appuient soit directement sur la face de l'organe à serrer, soit sur une rondelle intermédiaire sont vissées au fur et à mesure par de nombreuses passes avec un couple de vissage réduit. Elles assurent ainsi la mise en tension du boulon.

La mesure de la tension est le plus souvent réalisée par un des moyens de contrôle d'élongation déjà cités.

Bien que cette méthode présente l'avantage d'éliminer la contrainte de torsion dans le boulon, elle a aussi de nombreux inconvénients :

- le serrage simultané n'est pas raisonnablement possible, seul un serrage progressif et laborieux d'un boulon à l'autre est envisageable. Il s'agit d'un serrage pseudo-simultané.
- Il est indispensable de prévoir un moyen de mesure complémentaire tel que la mesure d'élongation ou la mise en place d'une rondelle de mesure d'effort.
- Ensuite, le prix des écrous est plus élevé puisqu'ils sont en général de dimensions importantes et doivent être munis de l'ensemble des vis de pression.
- Enfin, l'opération est longue étant donné que le serrage de chaque vis est en général effectué à la main en plusieurs passes.

Le serrage par traction mécanique est donc assez peu utilisé.

# Le serrage par traction hydraulique

## Présentation

C'est la méthode de serrage mise en œuvre à l'aide des tendeurs hydrauliques SKF HYDROCAM (→ fig. 11).

Le boulon à serrer, qui doit être pourvu d'une surlongueur au niveau de l'écrou, est mis sous tension à froid à l'aide d'un vérin hydraulique annulaire qui exerce sur celui-ci uniquement un effort de traction. L'écrou de serrage libéré de toute contrainte est accosté pratiquement sans effort de serrage et, en conséquence, il ne transmet aucun couple au boulon.

Lorsque la pression dans le vérin est relâchée, l'effort hydraulique du vérin est en grande partie transféré sur l'écrou accosté ; le serrage est effectué (→ fig. 12).

Afin d'augmenter la précision du serrage, il est recommandé de procéder à un double accostage.

En effet, la première opération d'accostage permet de compenser les jeux, les aspérités et d'établir un équilibre des efforts au sein de l'assemblage. La deuxième opération d'accostage permet essentiellement d'obtenir la précision souhaitée sur la force résiduelle de tension du boulon.

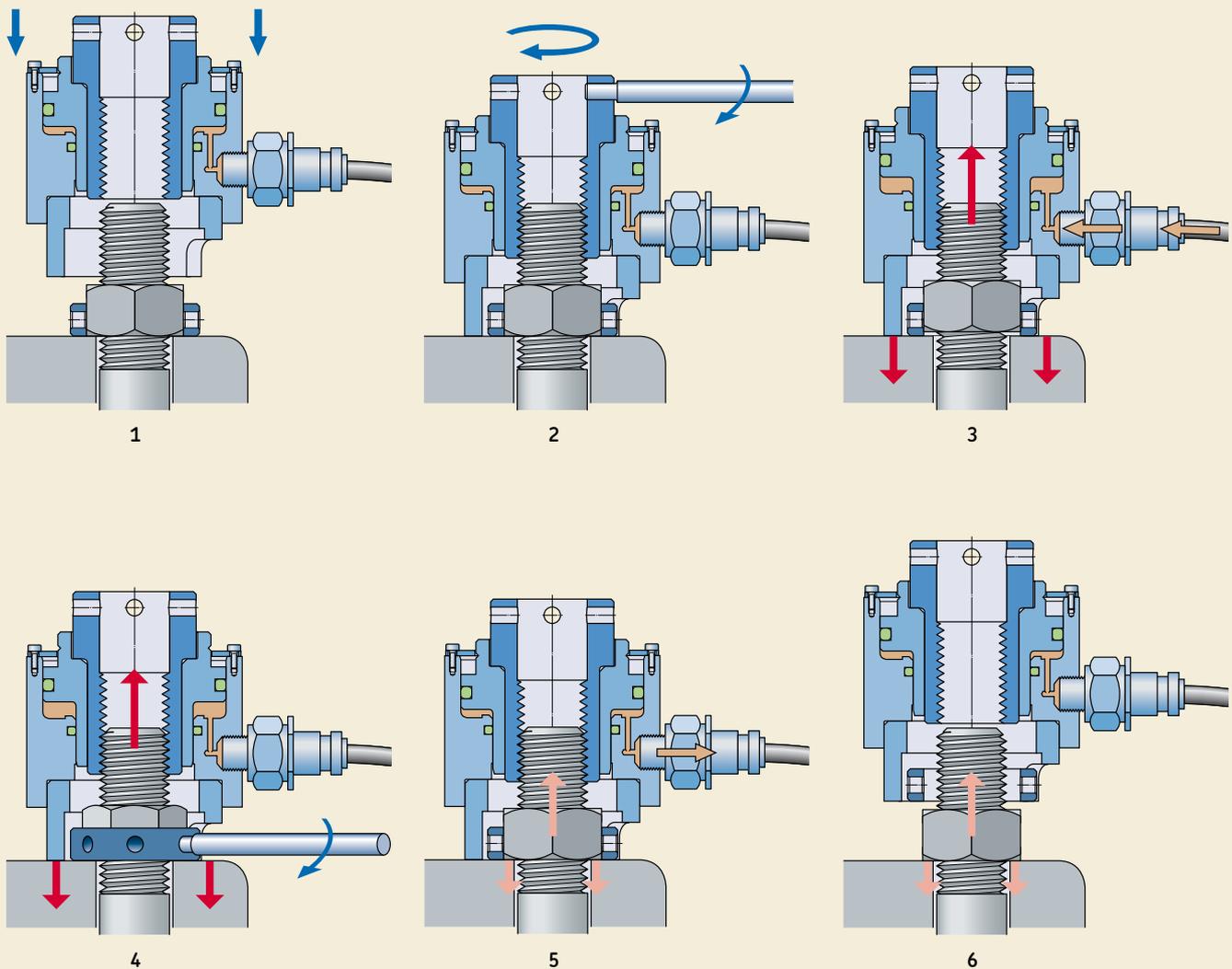
Ce double accostage consiste simplement à répéter les phases 3, 4 et 5 schématisées (→ fig. 12).

C'est cette méthode, utilisée dans les règles de l'art, qui permet le mieux d'atteindre les critères de qualité d'un bon serrage listés dans l'introduction.



Fig. 11

*Tendeur hydraulique SKF HYDROCAM*



**Comment fonctionne un tendeur hydraulique HYDROCAM**

- 1 La clé d'accostage est placée autour de l'écrou, et le tendeur hydraulique vient coiffer le boulon.
- 2 Le tirant est vissé sur l'extrémité dépassante du boulon.
- 3 Après raccordement hydraulique, le tendeur hydraulique, grâce à la mise en pression, développe sur le boulon l'effort de traction requis.
- 4 Pendant que la pression est maintenue, l'écrou est accosté sans effort à l'aide de la clé et de la broche.
- 5 Puis la pression est relâchée et le piston est repoussé. L'effort de serrage est alors exercé par la tension du boulon.
- 6 Le tendeur et la clé peuvent être retirés.

## Les avantages du serrage par traction hydraulique

### Pas de contrainte de torsion

Le serrage par traction hydraulique n'introduit aucune contrainte de torsion ou de flexion « parasite » dans la boulonnerie (→ fig. 13).

### Grande précision

Il est précis puisque le paramètre le plus important qui est la force de traction est rigoureusement contrôlé par l'intermédiaire de la pression hydraulique d'alimentation du vérin. La force n'est pas tributaire des différents coefficients de frottement au niveau de l'assemblage. Seul le couple mis en œuvre pour l'accostage peut introduire une incertitude mais, d'une part, son influence est du second ordre par le principe même et, d'autre part, grâce à des précautions élémentaires liées aux règles de l'art, il est possible d'obtenir une certaine homogénéité dans l'opération d'accostage.

Enfin, il faut tenir compte du rapport  $F_H/F_0$  (effort hydraulique/effort résiduel après relâchement de la pression) qui sera explicité par la suite (→ page 21). La connaissance de ce rapport est importante, des moyens existent pour l'obtenir avec précision pour chaque assemblage.

### Mise en œuvre facile

Sa mise en œuvre est aisée et rapide et aucun effort musculaire n'est nécessaire même pour les boulons de très gros diamètre. Les risques liés à l'opération et la pénibilité du travail sont aussi très fortement réduits.

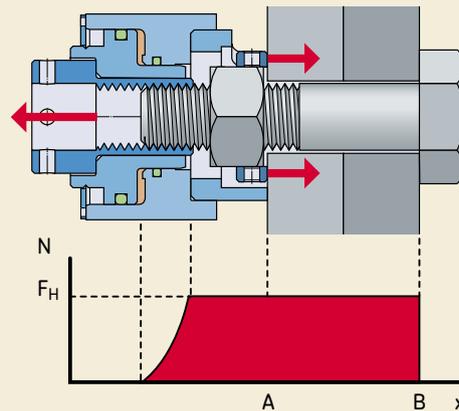
### Large gamme de diamètres

Il s'applique à une très large gamme de diamètres de vis ou de goujons : de 5 à 500 mm !

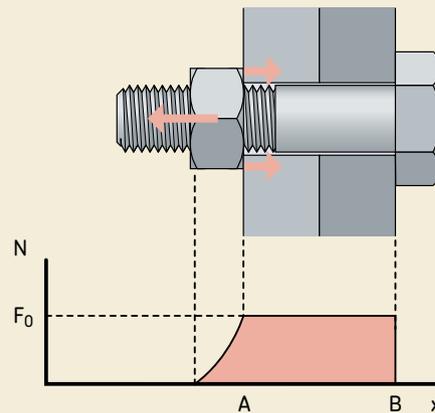
### Diversité des matériaux

Des boulons en INOX, titane, matériaux composites... peuvent être très facilement serrés au tendeur hydraulique.

Fig. 13



Pendant le serrage  
 $F_H$  = effort hydraulique de tension ⇒  
 $\sigma_H$  = contrainte de traction due à l'effort hydraulique  $F_H$



Après le serrage  
 $F_0$  = tension finale de serrage dans le boulon ⇒  
 $\sigma_0$  = contrainte de traction finale après accostage et relâchement de la pression

### Aucune détérioration des pièces

Il préserve l'intégrité de tous les éléments de l'assemblage, puisque les contraintes internes sont maîtrisées et qu'il n'y a pas de frottement de surface sous forte pression de contact (→ fig. 14).

de plusieurs ou de la totalité des boulons de l'assemblage.

#### **Aucune détérioration des pièces**

*Avec le serrage par tendeur hydraulique, l'intégrité de tous les éléments de l'assemblage est préservée. Cette intégrité est maintenue, quel que soit le nombre de montages et démontages.*

### Opération de desserrage aisée

Le desserrage est extrêmement facile à effectuer, l'effort hydraulique nécessaire est en général à peine plus de 1% supérieur à l'effort hydraulique initial de serrage.

### Serrage simultané possible

La méthode de serrage par tendeur HYDROCAM permet un serrage simultané

Fig. 14



Cela apporte :

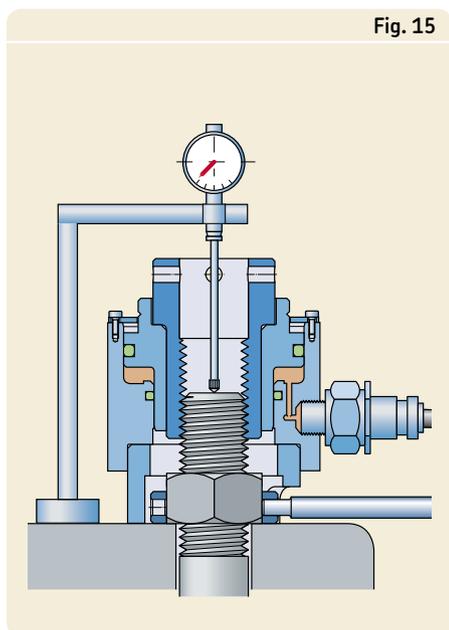
- une homogénéité de serrage de l'ensemble des boulons de l'assemblage
- une mise en œuvre simple
- une durée d'intervention réduite (voir **chapitre F** « Le serrage simultané par traction hydraulique »).

## Automatisation possible

Les opérations de serrage et de desserrage peuvent être totalement automatisées pour permettre :

- une optimisation de la simultanéité des opérations
- une plus grande précision de serrage
- une plus grande homogénéité du serrage
- une durée d'opération encore plus réduite
- un allègement des conditions de travail des opérateurs dans le cas d'accessibilité difficile
- un pilotage à distance :  
le personnel peut piloter toutes les séquences de serrage ou de desserrage depuis une zone sécurisée. Pour la plus grande partie des opérations, le personnel est ainsi éloigné des risques liés à l'environnement tels que rayonnements ionisants, fortes pressions, fortes températures, bruit important, risques de rupture de pièces avoisinantes...

Mesure du déplacement de la tête du boulon à l'aide d'un comparateur



## Les dispositifs de contrôle du serrage par traction hydraulique

Le serrage hydraulique se prête à l'utilisation de différentes méthodes de contrôle, selon le niveau de précision requis par l'assemblage.

### Contrôle de la pression hydraulique

Un contrôle précis de la pression mise en œuvre pour assurer l'effort de tension permet, à condition d'avoir déterminé le rapport  $F_r/F_0$ , d'obtenir un niveau de précision du serrage final de l'ordre de 8 à 10% bien souvent acceptable.

### Méthode de la « remontée en pression »

Après avoir réalisé un premier serrage par montée en pression, accostage de l'écrou et relâchement de la pression, on procède à une nouvelle mise en pression du vérin de traction tout en relevant l'évolution de la pression en fonction du déplacement du sommet du boulon. Grâce au changement de pente de la courbe, il est ainsi possible de trouver la valeur du serrage résiduel (→ fig. 15).

Cette méthode permet d'améliorer la connaissance de l'effort résiduel.

Le niveau de précision du serrage final peut être de l'ordre de 5 à 8%.

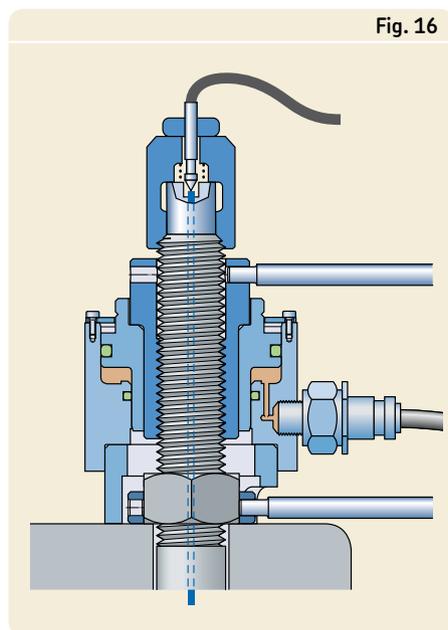
### Mesure d'élongation

Cette mesure peut être réalisée à l'aide d'une des méthodes déjà décrites : comparateur, capteur d'élongation inductif LVDT (→ fig. 16) ou ultrasons (→ fig. 17).

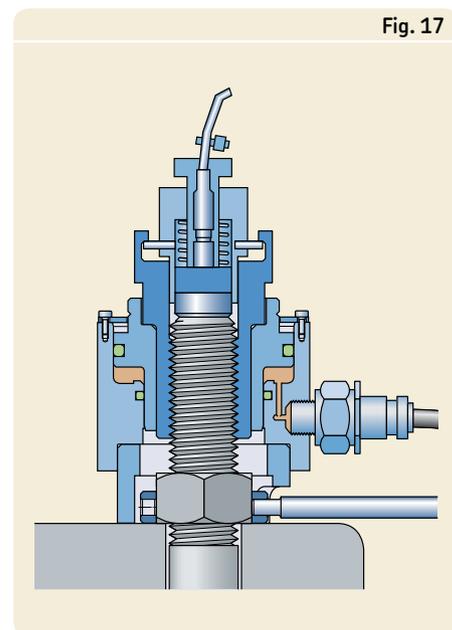
Dans le cas de l'utilisation de capteurs précis et avec une goujonnerie de précision et convenablement étalonnée, le niveau de précision peut être très bon : de 1 à 5%.

Bien entendu, le coût est d'autant plus élevé que la précision, visée est grande.

Mesure de l'élongation du boulon à l'aide d'un capteur inductif LVDT



Mesure de l'élongation du boulon à l'aide d'un capteur à ultrasons



## La rondelle de mesure

La méthode, déjà décrite précédemment pour le cas du serrage au couple, s'adapte parfaitement à l'utilisation du tendeur et permet un contrôle direct très précis de l'effort de tension résiduel du boulon.

Cette rondelle est particulièrement utile quand on veut faire du contrôle périodique ou continu.

Contrairement au serrage au couple, même quand une grande précision de serrage est requise, compte tenu de la reproductibilité du serrage par traction hydraulique, il n'est pas nécessaire d'équiper tous les boulons d'un même montage de

rondelle de mesure. Une sur 2, sur 3, sur 4, sur 8... selon le montage et les exigences, peut suffire.

La précision sur l'effort résiduel est en général de l'ordre de  $\pm 5\%$ .

Elle peut être réduite à  $\pm 2\%$ , pour des pièces de grande qualité et des assemblages de précision.

De plus, il est inutile d'interposer entre la rondelle de mesure et l'écrou une rondelle « classique » puisqu'il n'y a pas de frottement de surface.

La méthode de serrage par traction hydraulique permet donc de situer avec précision le niveau de la contrainte de

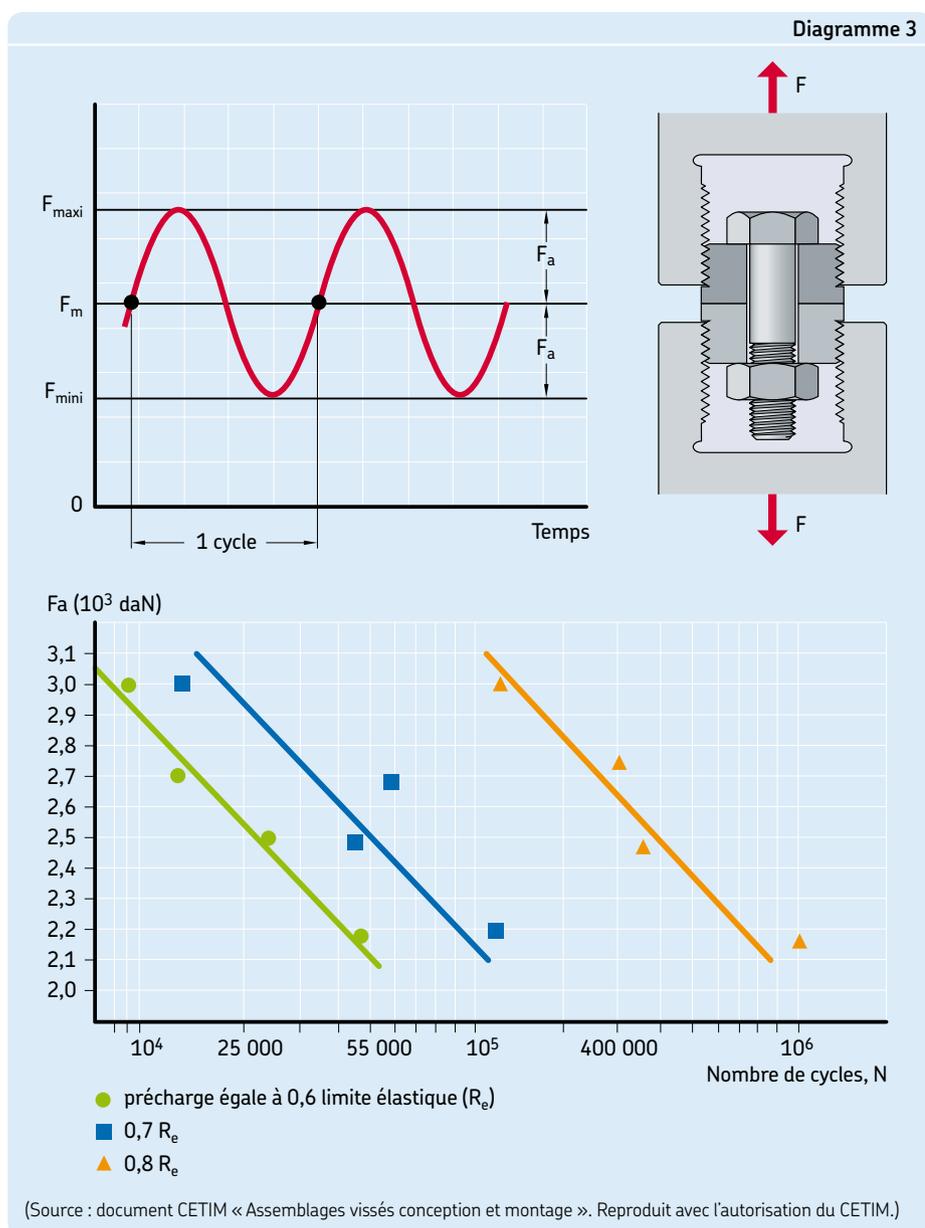
serrage par rapport à la limite élastique du matériau.

Et si le boulon est assez long, on peut ainsi s'approcher de cette limite en toute sécurité sans risquer de la dépasser.

Cela est très important pour la qualité de l'assemblage puisque, contrairement aux idées reçues, les études montrent que plus la contrainte de serrage d'un boulon est proche de la limite élastique :

- meilleure est la tenue de l'assemblage
- plus grande est la durée de vie du boulon sous efforts cycliques (→ **diagramme 3**).

### Influence du taux de serrage d'un boulon sur sa tenue en dynamique



# Analyse technique du serrage

Quand nous effectuons un serrage avec toute méthode, par exemple sur l'assemblage de la **fig. 18**, nous réalisons en fait une traction dans le boulon « relativement très élastique » et une compression des pièces de structure « relativement très rigides ».

On voit ainsi (→ **diagramme 4**) que la pente de la droite  $D_1$  correspondant au boulon est faible et (→ **diagramme 5**) que la pente de la droite  $D_2$  correspondant à la structure est forte.

Les droites  $D_1$  et  $D_2$  peuvent être tracées sur un même graphique (→ **diagramme 6**)

sur lequel la précharge de serrage  $F_0$  correspond à l'intersection des deux droites.

L'effort de tension dans le boulon est bien sûr égal en valeur absolue et opposé en signe à l'effort de compression sur la structure (→ **fig. 19**).

L'allongement du boulon, ou tension du boulon, est  $\delta_B$  et la compression de la structure est  $\delta_S$ .

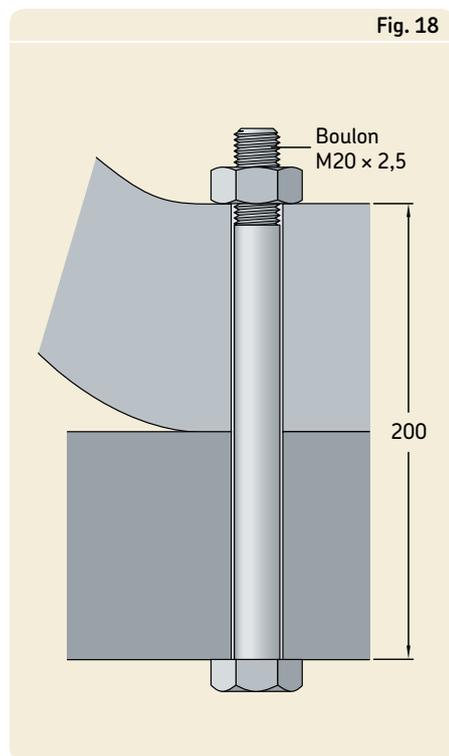
L'effort extérieur  $F_E$  sur l'assemblage peut être un effort de traction ou de compression.

Dès que l'on applique un effort extérieur  $F_E$  de traction sur l'assemblage, on vient augmenter la tension du boulon non pas de  $F_E$  mais seulement de  $F_1$  puisque la force de compression de la structure diminue de  $F_2$ , on a (→ **fig. 20**) :

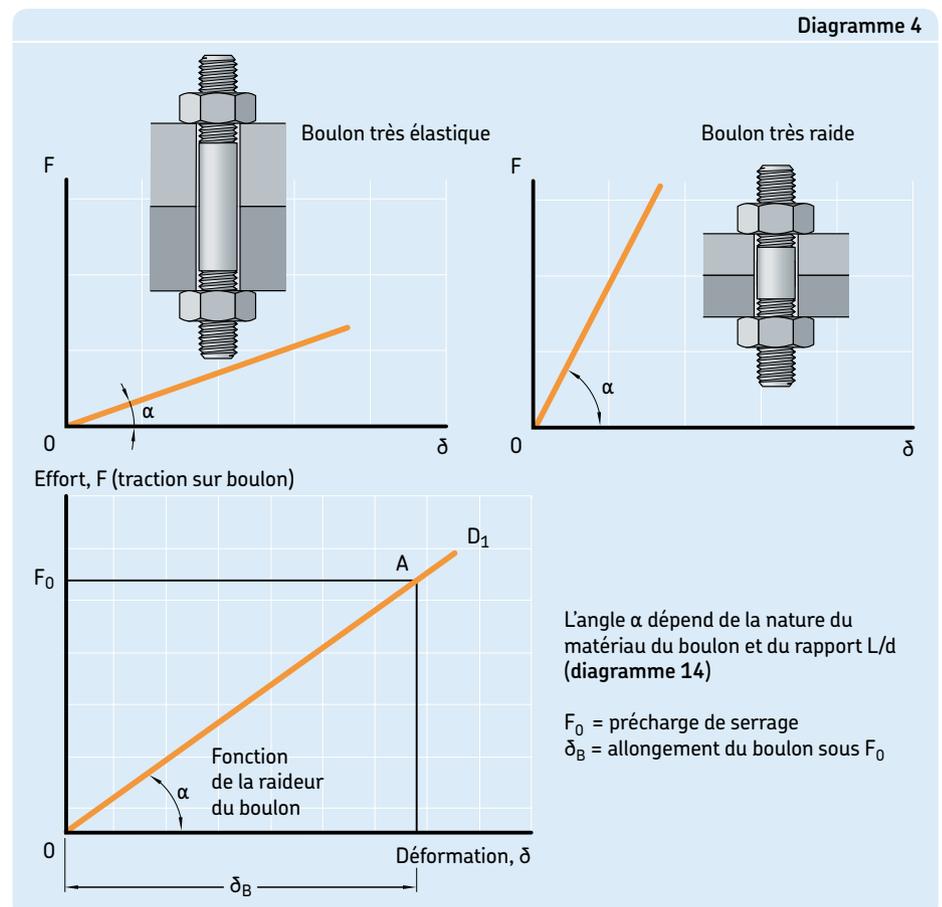
$$F_E = F_1 + F_2$$

On voit sur les graphiques que ce n'est pas la totalité de l'effort extérieur qui s'exerce sur le boulon, mais une partie, seulement (→ **diagrammes 7 et 8**).

Exemple d'assemblage boulonné



Courbe d'allongement du boulon





L'application d'un effort extérieur de compression  $F_E$  sur l'assemblage provoque une réduction de la tension du boulon et une augmentation de la déformation en compression de la structure; dans ce cas, le **diagramme 7** est remplacé par le **diagramme 9**.

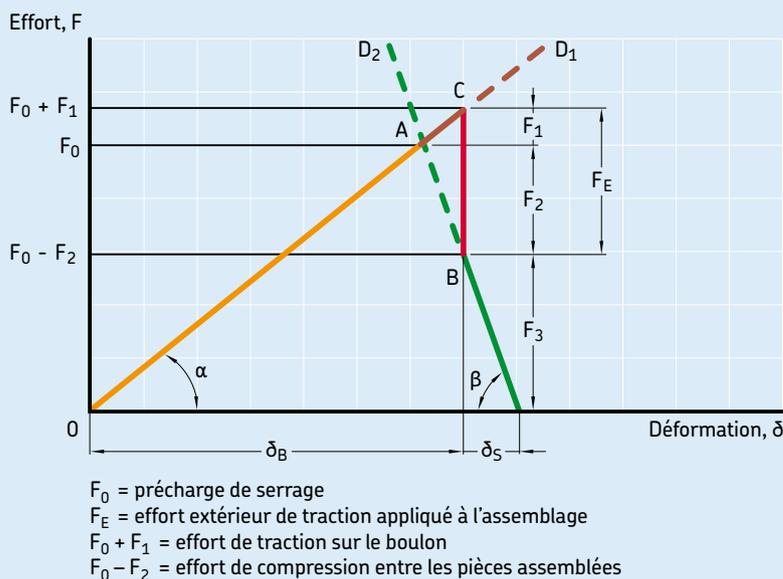
La valeur de l'effort  $F_1$  peut être calculée en fonction de la raideur du boulon  $R_B$  et de la raideur de la structure  $R_S$ , on a ainsi :

$$F_1 = F_E R_B / (R_B + R_S)$$

Si l'effort de serrage est insuffisant par rapport à l'effort extérieur, il y a perte de serrage entre les pièces (→ **diagrammes 10** et **11**).

D'autre part, en cas d'un effort extérieur cyclique, on remarque sur les **diagrammes 12** et **13** que l'effort alterné réellement supporté par le boulon est très réduit, or on sait qu'en matière de fatigue la valeur de la composante alternée de l'effort subi par une pièce a une très grande importance (→ **diagramme 3**).

Diagramme 7

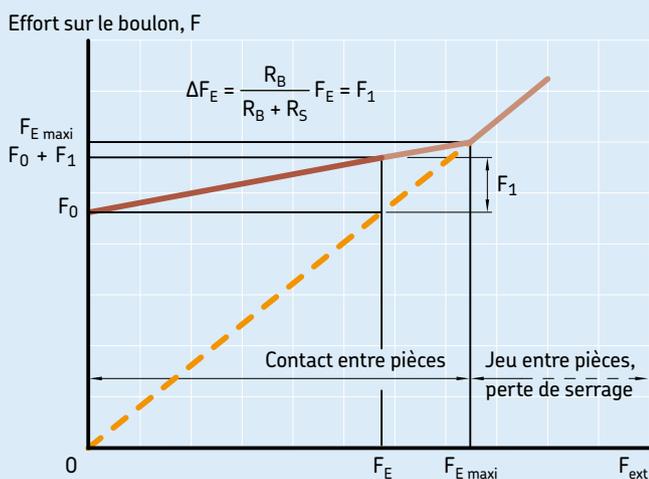


Graphique montrant l'influence d'un effort extérieur de traction  $F_E$  sur un assemblage boulonné avec une précharge de  $F_0$

Relation entre l'effort total exercé sur le boulon et l'effort extérieur appliqué à l'assemblage

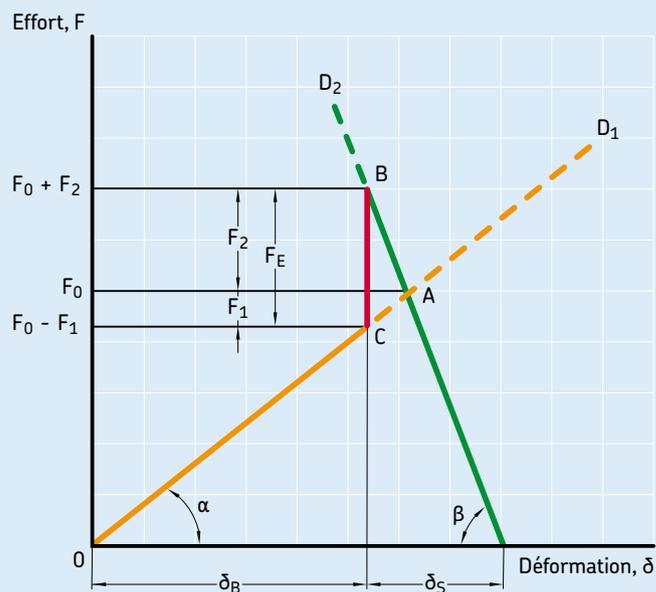
Graphique montrant l'influence d'un effort extérieur de compression  $F_E$  sur un assemblage boulonné avec une précharge de  $F_0$

Diagramme 8



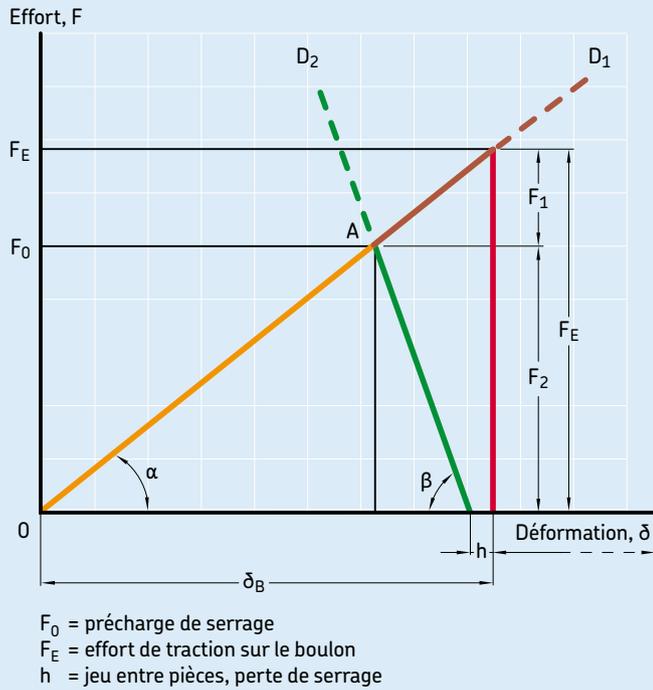
$F_0$  = précharge de serrage  
 $F_0 + F_1$  = effort de traction sur le boulon  
 $F_E$  = effort extérieur de traction appliqué à l'assemblage  
 $F_{E \text{ maxi}}$  = effort extérieur maximal admissible avant décollement des pièces assemblées  
 $\Delta F_E$  = part de l'effort extérieur s'exerçant sur le boulon  
 $R_S$  = raideur de la structure  
 $R_B$  = raideur du boulon

Diagramme 9



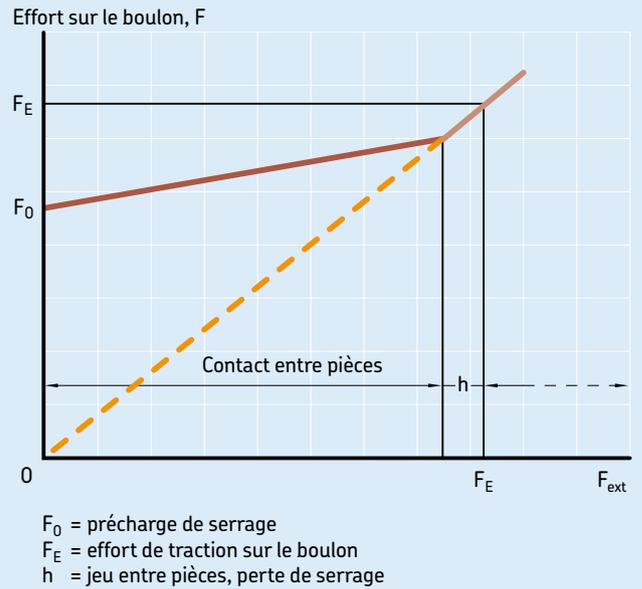
$F_0$  = précharge de serrage  
 $F_E$  = effort extérieur de compression appliqué à l'assemblage  
 $F_0 - F_1$  = effort de traction sur le boulon  
 $F_0 + F_2$  = effort de compression sur la structure

Diagramme 10



**Effort de serrage insuffisant par rapport à l'effort extérieur**  
 Il y a perte de serrage entre les pièces.

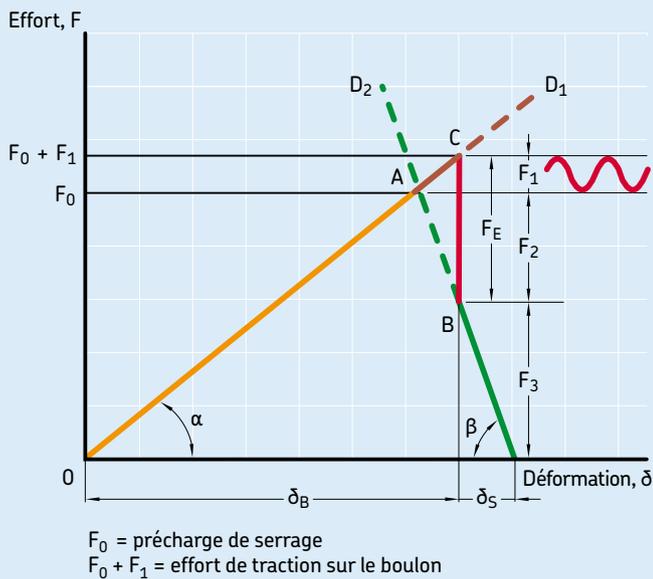
Diagramme 11



**Effort appliqué sur le boulon quand l'effort extérieur de traction est trop important par rapport au serrage**

Diagramme de l'effort sur le boulon dans le cas d'un effort extérieur cyclique

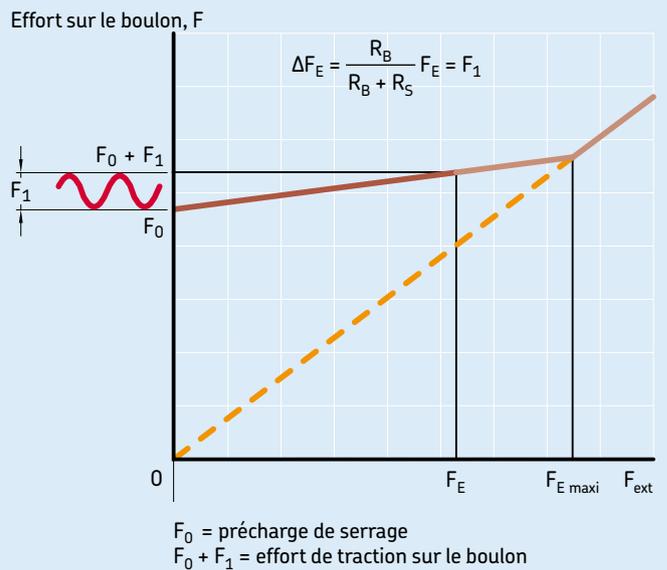
Diagramme 12



Cas de l'effort cyclique

Relation entre l'effort total exercé sur le boulon et l'effort de traction extérieur appliqué à l'assemblage.

Diagramme 13



## Rapport L/d, rapport $F_1/F_0$ pour le serrage hydraulique

On peut ainsi remarquer que plus la raideur du boulon est faible par rapport à celle de la structure plus la part d'effort extérieur prise par le boulon est faible.

Il y a donc toujours intérêt à utiliser des boulons dont le rapport longueur sur diamètre (L/d) est grand, puisque la raideur dans ce cas est plus faible.

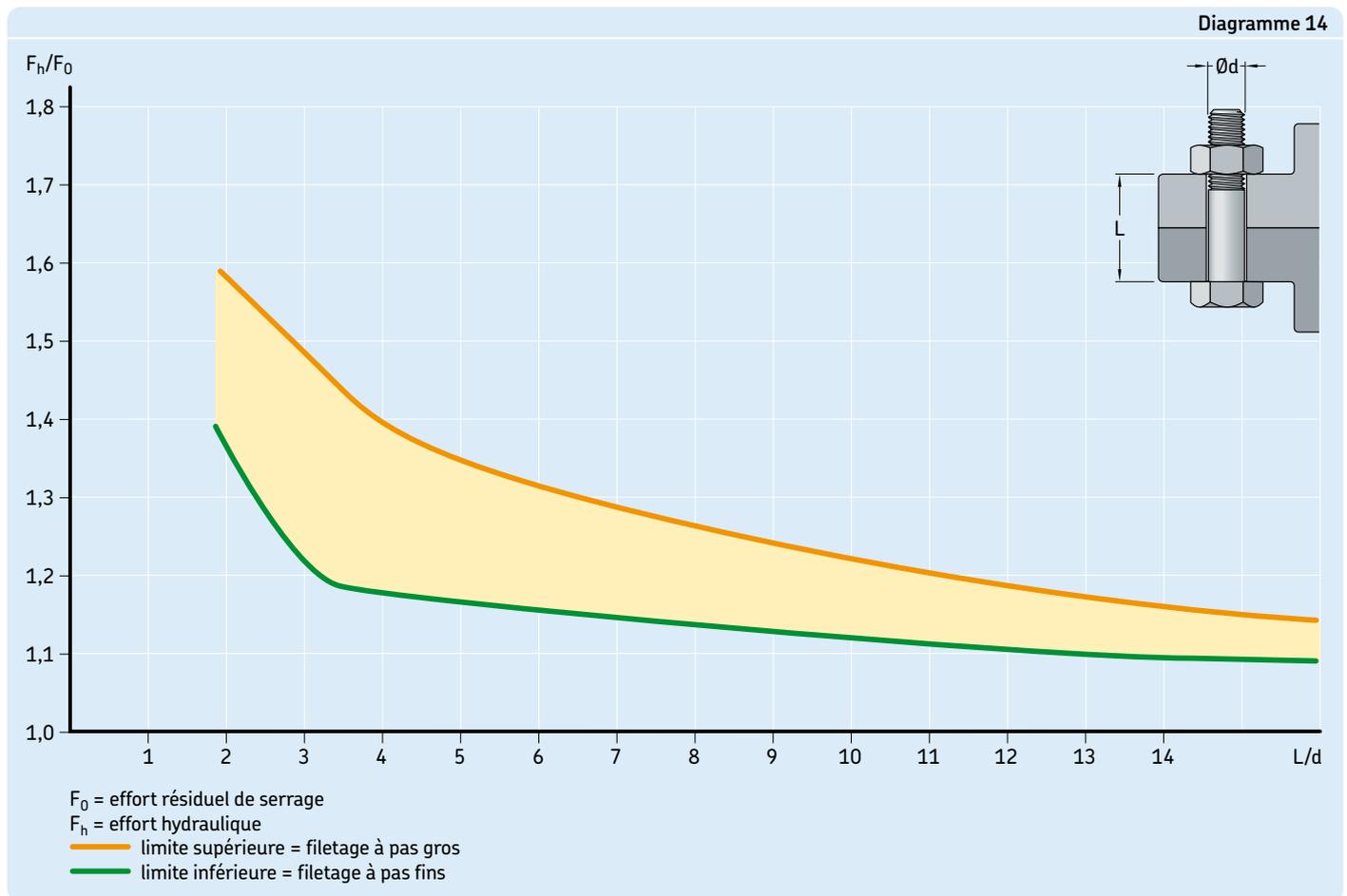
Ce rapport (L/d) est d'ailleurs aussi le paramètre principal dont dépend le rapport entre l'effort résiduel final de serrage  $F_0$  et l'effort hydraulique  $F_h$  à mettre en œuvre pour l'obtenir (→ **diagramme 14**).

On voit que plus le rapport L/d est grand plus le rapport  $F_h/F_0$  est réduit, l'intérêt d'avoir un rapport L/d grand est donc double.

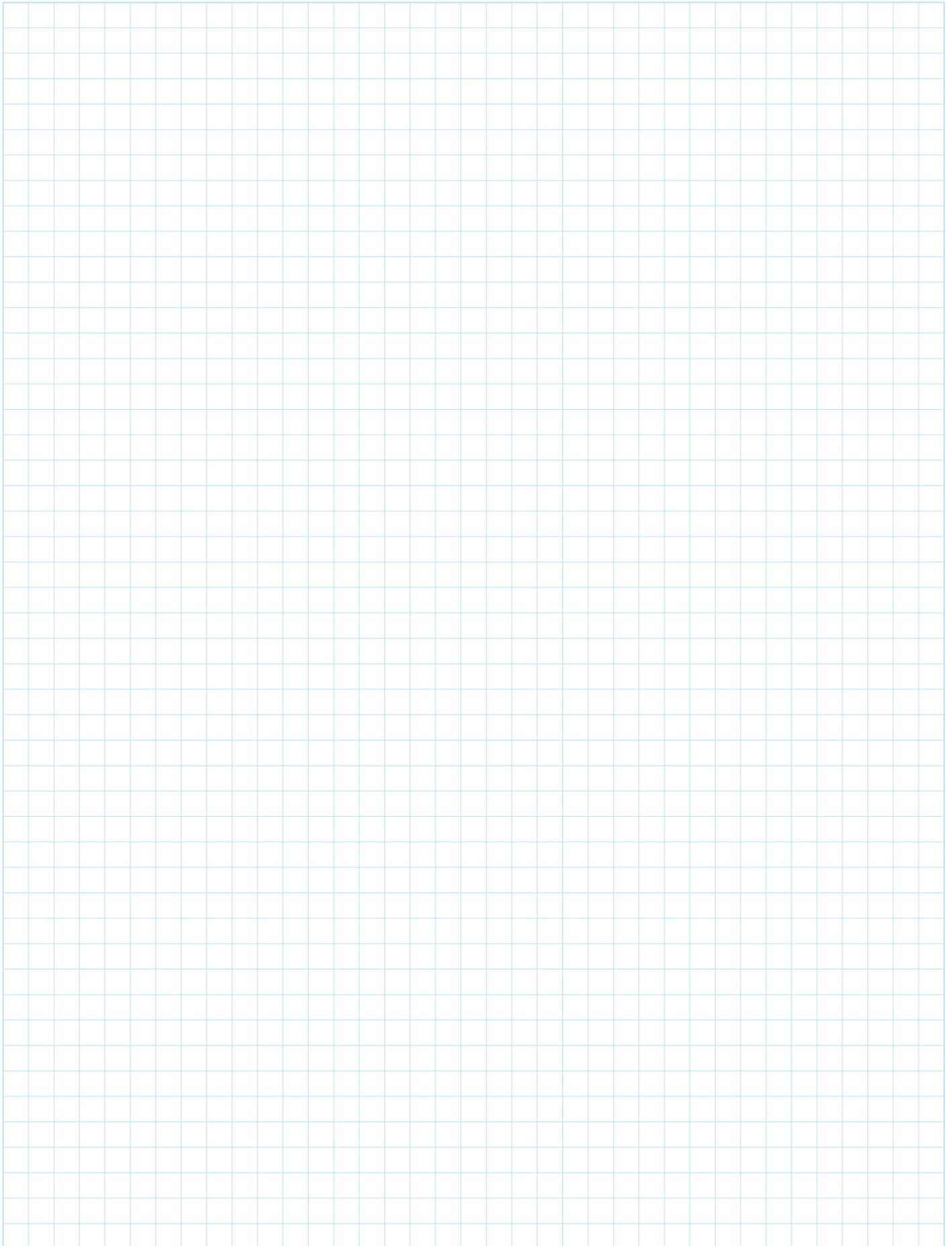
Dans le cas où le rapport L/d est très réduit (< 1,5), l'effort hydraulique à mettre en jeu pour obtenir le serrage final peut

atteindre une valeur très élevée par rapport à la limite élastique du matériau. L'utilisation d'une clé à couple de très bonne qualité peut éventuellement constituer une solution acceptable.

Cependant, dans ce cas, le choix entre les deux modes de serrage dépendra aussi des autres paramètres liés à l'application et en particulier la précision et l'homogénéité de serrage requises, l'accessibilité, la nécessité d'opérer un serrage simultané, ...



Évolution du rapport  $F_h/F_0$  en fonction du rapport L/d pour les aciers couramment utilisés en boulonnerie



# Comparaison entre un serrage au couple et un serrage au tendeur hydraulique

La comparaison sera faite dans deux cas : serrage d'un assemblage existant et conception d'un nouvel assemblage, compte tenu du mode de serrage prévu.

## Le serrage d'un assemblage existant

Prenons pour cette comparaison l'exemple du serrage de deux brides de diamètre extérieur 600 mm, assemblées par 16 boulons M20 x 2,5 répartis sur un diamètre de 500 mm (→ fig. 18).

Pour chaque boulon, la longueur serrée est d'environ 200 mm, soit un rapport longueur sur diamètre  $L/d = 10$ , très courant en mécanique.

Le filetage de pas 2,5 des boulons est conforme au standard ISO et le matériau est de classe 10-9.

L'avantage du choix d'une telle dimension de boulon pour la comparaison est que le serrage au couple par une clé dynamométrique manuelle peut être mis en œuvre sans trop de difficulté (couple < 700 Nm).

Bien entendu, le serrage au tendeur hydraulique est réalisé encore plus facilement.

La fig. 21 donne les dimensions du filetage M20 x 2,5 ISO :

$$\begin{aligned} d &= 20 \text{ mm} \\ d_2 &= 18,376 \text{ mm} \\ d_3 &= 16,933 \text{ mm} \\ d_{eq} &= 17,655 \text{ mm} \\ A_S &= 244,5 \text{ mm}^2. \end{aligned}$$

Pour les calculs, la vis est assimilée à une tige pleine de diamètre équivalent  $d_{eq}$  et de section  $A_S$ .

On sait également que le matériau d'un boulon de classe 10-9 présente les caractéristiques principales suivantes :

- résistance à la traction :  $R_m \geq 1\,000 \text{ MPa}$
- limite d'élasticité à 0,2% :  $R_{e(0,2\%)} \geq 900 \text{ MPa}$ .

On se fixe pour impératif de ne pas avoir de contrainte dans le boulon qui soit supérieure à 90% de la limite élastique à 0,2% du matériau soit :

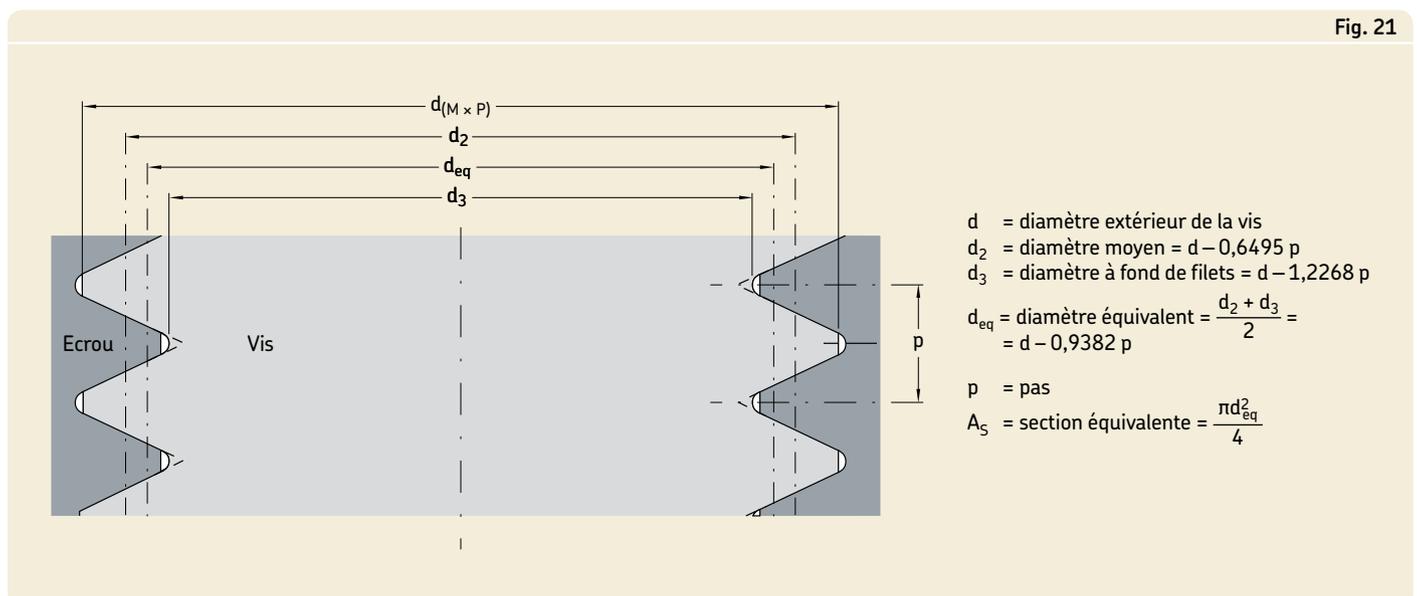
$$\sigma_{\text{maxi}} = 0,9 R_e = 810 \text{ MPa}$$

L'effort maximal admissible sur notre boulon sera ainsi :

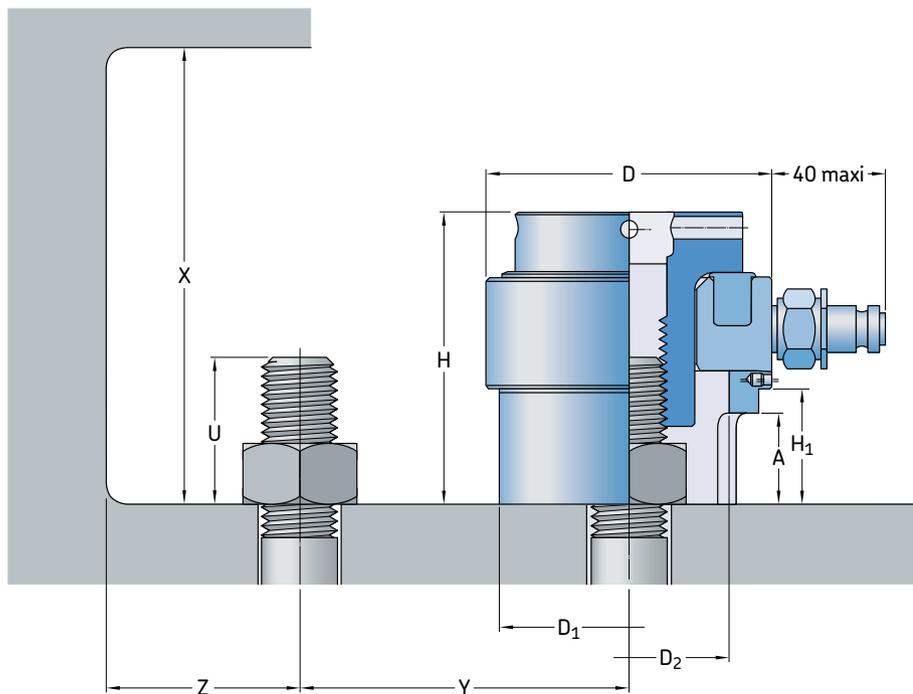
$$F_{\text{maxi}} = 0,9 R_e A_S$$

$$\text{soit : } F_{\text{maxi}} = 198\,000 \text{ N}$$

### Dimensions du filetage M20 x 2,5 ISO



# HTA



HTA .. T ..

HTA .. C

HTA .. J

en option

## Le polyvalent

Les dimensions d'encombrement de ce tendeur, ainsi que l'effort développé, favorisent son utilisation dans de nombreuses applications.

### Exemple de désignation :

- Tendeur complet pour un boulon M48 :  
HTA 90 M48 x 5
- Tirant M48 x 5 du tendeur HTA 90 :  
HTA 90T M48 x 5

Cette page est extraite du catalogue SKF « Tendeurs de boulons HYDROCAM – Systèmes de serrage industriels » qui présente la gamme complète des tendeurs HYDROCAM et leurs applications industrielles.

Désignation	Dimensions des boulons		Pression maxi.
	Diamètre	Pas	
	mm	mm	MPa
HTA 20 M20 x 2,5	M20	2,5	150
HTA 20 M22 x 2,5	M22	2,5	150
HTA 20 M24 x 3	M24	3	150
HTA 20 M27 x 3	M27	3	150
HTA 35 M27 x 3	M27	3	150
HTA 35 M30 x 3,5	M30	3,5	150
HTA 35 M33 x 3,5	M33	3,5	150
HTA 35 M36 x 4	M36	4	150
HTA 50 M36 x 4	M36	4	150
HTA 50 M39 x 4	M39	4	150
HTA 50 M42 x 4,5	M42	4,5	150
HTA 50 M45 x 4,5	M45	4,5	150
HTA 60 M42 x 4,5	M42	4,5	150
HTA 60 M45 x 4,5	M45	4,5	150
HTA 60 M48 x 5	M48	5	150
HTA 60 M52 x 5	M52	5	150
HTA 90 M45 x 4,5	M45	4,5	150
HTA 90 M48 x 5	M48	5	150
HTA 90 M52 x 5	M52	5	150
HTA 90 M56 x 5,5	M56	5,5	150
HTA 90 M60 x 5,5	M60	5,5	150
HTA 130 M60 x 5,5	M60	5	150
HTA 130 M64 x 6	M64	6	150
HTA 130 M68 x 6	M68	6	150
HTA 130 M72 x 6	M72	6	150
HTA 130 M76 x 6	M76	6	150
HTA 160 M72 x 6	M72	6	150
HTA 160 M76 x 6	M76	6	150
HTA 160 M80 x 6	M80	6	150
HTA 200 M80 x 6	M80	6	150
HTA 200 M85 x 6	M85	6	150
HTA 200 M90 x 6	M90	6	150
HTA 200 M95 x 6	M95	6	150
HTA 200 M100 x 6	M100	6	150
HTA 250 M100 x 6	M100	6	150
HTA 250 M110 x 6	M110	6	150
HTA 250 M120 x 6	M120	6	150
HTA 250 M125 x 6	M125	6	150
HTA 310 M125 x 6	M125	6	150
HTA 310 M130 x 6	M130	6	150
HTA 310 M140 x 6	M140	6	150
HTA 310 M150 x 6	M150	6	150

Section hydraulique	Effort hydraulique maxi.	Course piston	Dimensions										Masse tendeur complet
			D	H	H <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	A	U	X	Y	Z	
cm <sup>2</sup>	kN	mm	mm										kg
20	300	8	86	100	30	74	56	26	38	138	56	44,5	3
20	300	8	86	100	30	74	56	26	42	142	57	44,5	3
20	300	8	86	100	30	74	56	26	46	146	59	44,5	3
20	300	8	86	100	30	74	56	26	52	152	62	44,5	3
35	525	8	109	116	40	97	73	31	52	168	73,5	56	4,8
35	525	8	109	116	40	97	73	31	57	173	76,5	56	4,8
35	525	8	109	116	40	97	73	31	63	179	79	56	4,8
35	525	8	109	116	40	97	73	31	69	185	81	56	4,8
50	750	8	128	128	49	116	90	38	69	197	91	65,5	7,5
50	750	8	128	128	49	116	90	38	74	202	94	65,5	7,5
50	750	8	128	128	49	116	90	38	80	208	97	65,5	7,5
50	750	8	128	128	49	116	90	38	86	214	100	65,5	7,5
60	900	8	137	140	54	133	102	40	80	220	91	69,5	9
60	900	8	137	140	54	133	102	40	86	226	92	69,5	9
60	900	8	137	140	54	133	102	40	92	232	94	69,5	9
60	900	8	137	140	54	133	102	40	99	239	96	69,5	9
90	1 350	8	166	154	65	154	114	42	86	240	119	84,5	15,3
90	1 350	8	166	154	65	154	114	42	92	246	122	84,5	15,3
90	1 350	8	166	154	65	154	114	42	99	253	124,5	84,5	15,3
90	1 350	8	166	154	65	154	114	42	107	261	127,5	84,5	15,3
90	1 350	8	166	154	65	154	114	42	114	268	130,5	84,5	25
130	1 950	8	198	179	82	187	137	50	114	293	147	101	25
130	1 950	8	198	179	82	187	137	50	122	301	150	101	25
130	1 950	8	198	179	82	187	137	50	130	309	153	101	25
130	1 950	8	198	179	82	187	137	50	137	316	155,5	101	25
130	1 950	8	198	179	82	187	137	50	145	324	158,5	101	31
160	2 400	10	215	190	86	203	145	50	137	327	163,5	109	31
160	2 400	10	215	190	86	203	145	50	145	335	166,5	109	31
160	2 400	10	215	190	86	203	145	50	152	342	169,5	109	31
200	3 000	10	244	217	106	232	180	60	152	355	184,5	124	31
200	3 000	10	244	217	106	232	180	60	162	365	187,5	124	39
200	3 000	10	244	217	106	232	180	60	171	374	193	124	39
200	3 000	10	244	217	106	232	180	60	181	384	196	124	39
200	3 000	10	244	217	106	232	180	60	190	393	202	124	54
250	3 750	10	284	245	131	272	223	73	190	425	222	144	54
250	3 750	10	284	245	131	272	223	73	209	444	227,5	144	54
250	3 750	10	284	245	131	272	223	73	228	463	236	144	54
250	3 750	10	284	245	131	272	223	73	238	473	242	144	54
310	4 650	10	325	273	156	313	260	86	238	506	262,5	164,5	75
310	4 650	10	325	273	156	313	260	86	247	515	265	164,5	75
310	4 650	10	325	273	156	313	260	86	266	534	274	164,5	75
310	4 650	10	325	273	156	313	260	86	285	553	280	164,5	75

## Le serrage par tendeur hydraulique

Examinons d'abord le serrage par tendeur hydraulique.

Au sein de la gamme standard des tendeurs (voir le catalogue général SKF HYDROCAM), nous choisissons le tendeur HTA 20 qui est adapté au boulon concerné (→ **tableau 3**).

### Facteurs de dispersion dans le serrage hydraulique

Analysons d'abord les différents facteurs de dispersion et leur niveau que l'on peut rencontrer avec le tendeur hydraulique.

*Dispersion liée aux dimensions et tolérances de la boulonnerie et de l'assemblage*

Le **diagramme 14** permet de trouver quel sera l'effort hydraulique à mettre en œuvre.

Nous voyons que pour un rapport  $L/d = 10$ , le rapport  $F_h/F_0$  entre l'effort hydraulique nécessaire  $F_h$  et l'effort résiduel final de serrage  $F_0$  se situe d'une façon générale entre les valeurs 1,10 et 1,20, soit :  $1,15 \pm 4,5\%$ .

Mais, en fait, le graphique indique une variation générale (pour  $L/d = 10 : \pm 4,5\%$ ) prenant en compte les différents types de montages, de formes et de caractéristiques de pièces, en particulier des filetages, que l'on peut rencontrer le plus souvent en mécanique.

Nous savons par expérience que sur un même assemblage le rapport  $F_h/F_0$  variera de moins de  $\pm 2\%$  pour un serrage unitaire, car seuls les tolérances dimensionnelles, les défauts géométriques et les écarts dans les caractéristiques des matériaux sur une même pièce ou sur un même lot de pièces sont à prendre en compte.

Nous retenons donc 1,15 comme valeur moyenne, 1,18 comme valeur maximale et 1,12 comme valeur minimale.

### *Dispersion sur l'effort hydraulique*

La dispersion sur l'effort hydraulique dépend d'une part du tendeur lui-même et d'autre part de la précision sur la pression hydraulique.

Les tendeurs SKF HYDROCAM ont un excellent rendement (98% à  $\pm 1\%$ ).

Donc la dispersion sur le tendeur choisi n'est que de  $\pm 1\%$ . La dispersion sur la pression est en général de  $\pm 2\%$ , elle dépend de la justesse du moyen de mesure (manomètre ou capteur) et de la précision de lecture par l'opérateur.

Au total, la précision sur l'effort hydraulique sera de  $\pm 3\%$ .

Nous avons choisi de ne pas dépasser dans tous les cas un effort maximal sur le boulon de  $F_{\text{maxi}} = 198\ 000\ \text{N}$  (pour ne pas excéder une contrainte de  $\sigma_{\text{maxi}} = 810\ \text{MPa}$ ).

Nous limitons donc l'effort hydraulique maximal à la même valeur :

$$F_{h\ \text{maxi}} = 198\ 000\ \text{N}$$

Compte tenu de la dispersion « hydraulique », l'effort hydraulique minimal sera :

$$F_{h\ \text{mini}} = 198\ 000/1,06$$

$$\text{soit : } F_{h\ \text{mini}} = 186\ 800\ \text{N}$$

Et ainsi, nous obtenons l'effort hydraulique moyen à viser :

$$F_{h\ m} = (F_{h\ \text{maxi}} + F_{h\ \text{mini}})/2 = 192\ 400\ \text{N}$$

Le tendeur SKF HYDROCAM HTA 20 ayant une surface sous pression de  $20\ \text{cm}^2$ , la pression à mettre en œuvre sera, en tenant compte du rendement ( $\approx 98\%$ ), de  $98\ \text{MPa}$ .

### *Dispersion sur l'accostage de l'écrou à serrer*

L'accostage de l'écrou, s'il est fait manuellement, peut entraîner une dispersion sur le serrage final de  $\pm 3\%$ .

Les différentes précautions, simples, à prendre pour limiter la dispersion sur l'accostage, sont expliquées dans le catalogue général SKF HYDROCAM.

Pour l'exemple traité, nous prenons une dispersion de  $\pm 3\%$  sur l'accostage.

### Conséquence des dispersions sur l'effort final de serrage

Nous pouvons maintenant voir la conséquence des dispersions sur l'effort de serrage résiduel final.

L'effort de serrage est maximal quand l'effort hydraulique est maximal, l'accostage est en haut de la plage et le rapport  $F_h/F_0$  est minimal.

L'effort maximal de serrage sera donc :

$$F_{0\ \text{maxi}} = 182\ 000\ \text{N} (198\ 000 \times 1,03/1,12)$$

L'effort de serrage est au minimum quand l'effort hydraulique est minimal, l'accostage est en bas de fourchette et le rapport  $F_h/F_0$  est maximal.

L'effort minimal de serrage sera donc :

$$F_{0\ \text{mini}} = 154\ 000\ \text{N} (186\ 800 \times 0,97/1,18)$$

La valeur moyenne de l'effort de serrage sera (→ **diagramme 15**) :

$$F_{0\ m} = (F_{0\ \text{maxi}} + F_{0\ \text{mini}})/2 = 168\ 000\ \text{N}$$

$$F_0 = 168\ 000\ \text{N} \pm 8,5\%$$

Nous voyons que nous sommes bien dans la plage de tolérance précédemment indiquée pour une utilisation « classique » de tendeur, sans moyen de mesure complémentaire particulier.

Avec de l'habitude, il est parfaitement possible de réaliser beaucoup mieux sur un même assemblage :  $\pm 6\%$  et même moins.

### Effort extérieur maximal sur l'assemblage

Maintenant que notre assemblage a été convenablement serré avec le tendeur hydraulique, voyons quel effort de traction extérieur maximal il peut supporter sans que l'effort total sur un boulon dépasse la valeur limite que l'on s'est fixée :

$$F_{\text{maxi}} = 198\ 000\ \text{N}$$

Pour cela, il nous faut d'abord connaître les raideurs du boulon et de la structure.

Avec les dimensions déjà définies, on peut calculer la raideur du boulon :

$$R_B = A_s E/L = 244,5 \times 210\ 000/200 \\ = 256\ 700\ \text{N/mm}$$

En ce qui concerne la raideur de la structure, nous savons que dans le domaine de la mécanique, elle est souvent égale à 5 à 10 fois celle du boulon.

On prendra un coefficient 8, donc :

$$R_S = 2\,000\,000 \text{ N/mm}$$

On a vu précédemment que, dans le cas d'un effort extérieur  $F_E$ , seulement une partie  $F_1$  de celui-ci vient s'appliquer sur le boulon :

$$F_1 = F_E R_B / (R_B + R_S)$$

On peut donc parfaitement calculer l'effort extérieur maximal que chaque boulon de notre assemblage serré à l'aide du tendeur hydraulique peut supporter sans dépasser la limite de 810 MPa que nous avons fixée.

Ainsi, la force totale maximale qui s'exerce sur le boulon ne doit pas être supérieure à la valeur déjà indiquée :

$$F_{\text{maxi}} = 198\,000 \text{ N}$$

La force totale maximale que supporte le boulon devra être :

$$F_{T_{\text{maxi}}} = F_{0_{\text{maxi}}} + F_1 = F_{0_{\text{maxi}}} + F_E R_B / (R_B + R_S)$$

La valeur maximale autorisée pour  $F_E$  peut donc être calculée (→ **diagramme 15**) :

$$F_E = (F_{T_{\text{maxi}}} - F_{0_{\text{maxi}}}) (R_B + R_S) / R_B$$

$$F_E = 140\,000 \text{ N}$$

Soit un effort extérieur total sur notre assemblage défini (→ **page 18**) de :

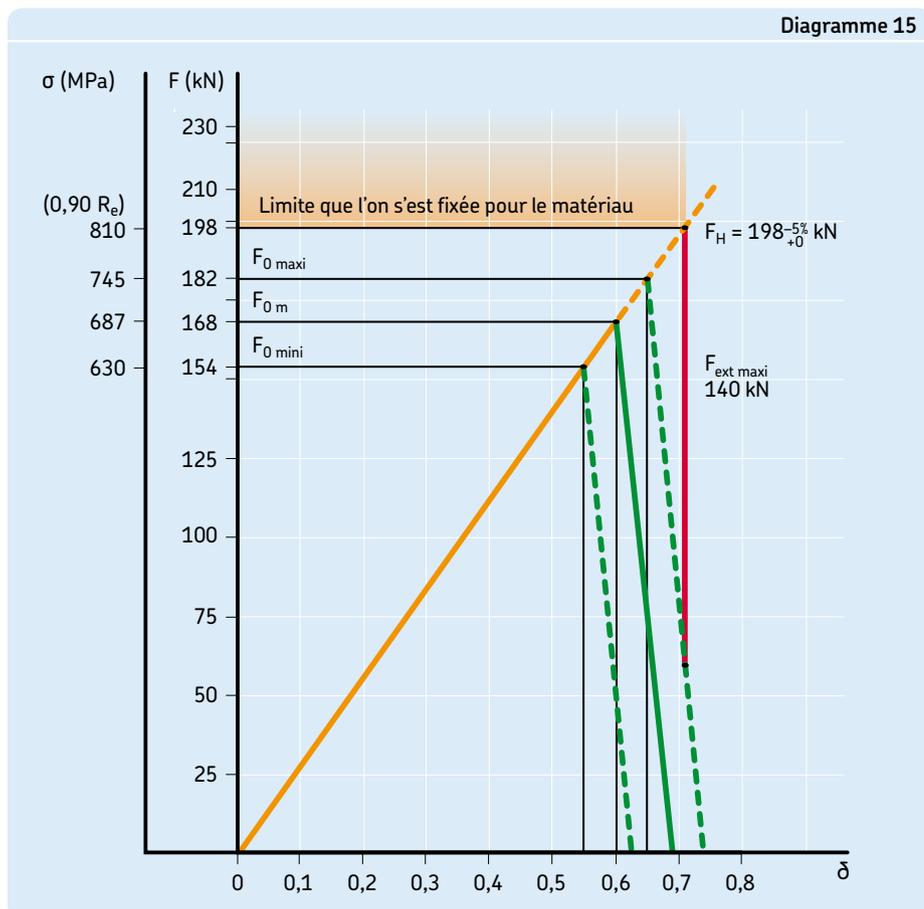
$$16 \times 140\,000 = 2\,240\,000 \text{ N}$$

Nous supposons une répartition uniforme de cet effort sur l'ensemble des boulons.

Et nous avons la certitude que les boulons « travailleront » tous presque de la même façon avec des taux de contrainte très voisins. Il y a une grande homogénéité.

En revanche, il est bien évident que pour des valeurs supérieures de l'effort extérieur il y a risque de dépassement de la limite de sécurité que nous avons choisie pour la boulonnerie.

Graphique du serrage avec tendeur hydraulique d'un boulon M20 × 2,5 de longueur 200 mm



## Le serrage au couple

Procédons maintenant au serrage au couple.

Nous choisissons d'utiliser une clé dynamométrique manuelle calibrée.

### Facteurs de dispersion dans le serrage au couple

Voyons là aussi quels sont les différents facteurs de dispersion et leur niveau.

#### Dispersion dans le couple exercé par la clé

Une clé dynamométrique calibrée telle que celle que nous avons choisie a en général une dispersion sur le couple de : ±5%.

Il est cependant bon de rappeler que le plus souvent pour les équipements de serrage au couple couramment utilisés la dispersion est bien supérieure à cette valeur.

#### Dispersion liée aux tolérances de la boulonnerie et de l'assemblage

Cette dispersion est surtout due aux tolérances dimensionnelles, aux défauts géométriques et aux variations dans les caractéristiques des matériaux.

Étant donné qu'il n'y a pas de facteur  $F_H/F_0$ , son influence est plus faible que pour le tendeur hydraulique, on peut estimer qu'elle est de l'ordre de : ±1%.

#### Dispersion sur les coefficients de frottement

Deux coefficients de frottement entrent en jeu dans le serrage au couple :

$\mu_{th}$  = coefficient de frottement au niveau des filets écrou/goujon ou vis

$\mu_{fl}$  = coefficient de frottement de la face de l'écrou sur la structure.

Ainsi, pour les aciers et sur un même lot de pièces, le premier se situe en général entre 0,08 et 0,12 (0,10 ±20%) et le second peut varier de 0,10 à 0,15 (0,125 ±20%).

## Comparaison entre un serrage au couple et un serrage au tendeur hydraulique

### Analyse des composantes du couple de serrage

Le couple de serrage  $T_T$  appliqué par la clé permettra de vaincre deux couples résistants :

- le couple résistant au niveau des filets  $T_{th}$  (c'est ce couple-là qui provoque la torsion du boulon (→ fig. 5))
- le couple résistant au niveau de la face de contact de l'écrou  $T_{fl}$ .

On a donc :  $T_T = T_{th} + T_{fl}$

Les formules généralement admises pour la valeur de ces couples sont :

$$T_{th} = T'_{th} + T''_{th} = F(p/2\pi) + F(\mu_1 r_r)$$

$$\text{et } T_{fl} = F(\mu_2 r_m)$$

avec :

$$p = \text{pas du filetage (2,5 pour M20)}$$

$$1/2 \pi = 0,16$$

$\mu_{th}$  = coefficient de frottement des filets

$\mu_{fl}$  = coefficient de frottement de la face écrou

$d_2$  = diamètre moyen des filets (18,376 pour M20)

$r_r = 0,583 d_2$  = rayon moyen du filet

$r_m$  = rayon moyen de contact face écrou (13 pour écrou M20)

$F$  = effort de tension de serrage.

On peut donc écrire :

$$T_{th} = T'_{th} + T''_{th} = F(0,16 p) + F(\mu_{th} 0,583 d_2)$$

$$T_{fl} = F(\mu_{fl} r_m)$$

En fait, seule la partie  $T'_{th}$  du couple  $T_T$  sert à l'élongation du goujon, les autres couples sont en quelque sorte des couples « parasites ».

Nous cherchons à obtenir la même valeur de l'effort moyen que pour le serrage avec le tendeur hydraulique :

$$F_{0m} = 168\,000 \text{ N}$$

*Couple de serrage*

Calculons le couple moyen nécessaire pour obtenir cet effort moyen.

Le couple moyen résistant au niveau des filets est :

$$T_{thm} = 168\,000 (0,16 \times 2,5)$$

$$+ 168\,000 (0,10 \times 0,583 \times 18,376)$$

$$T_{thm} = 67\,200 + 180\,000 = 247\,200 \text{ Nmm}$$

Le couple moyen résistant au niveau de la face de l'écrou est :

$$T_{flm} = 168\,000 (0,125 \times 13)$$

$$T_{flm} = 273\,000 \text{ Nmm}$$

Le couple moyen à appliquer sera donc :

$$T_{Tm} = T_{thm} + T_{flm} = 520\,200 \text{ Nmm}$$

$$520,2 \text{ Nm}$$

$$52,02 \text{ daNm}$$

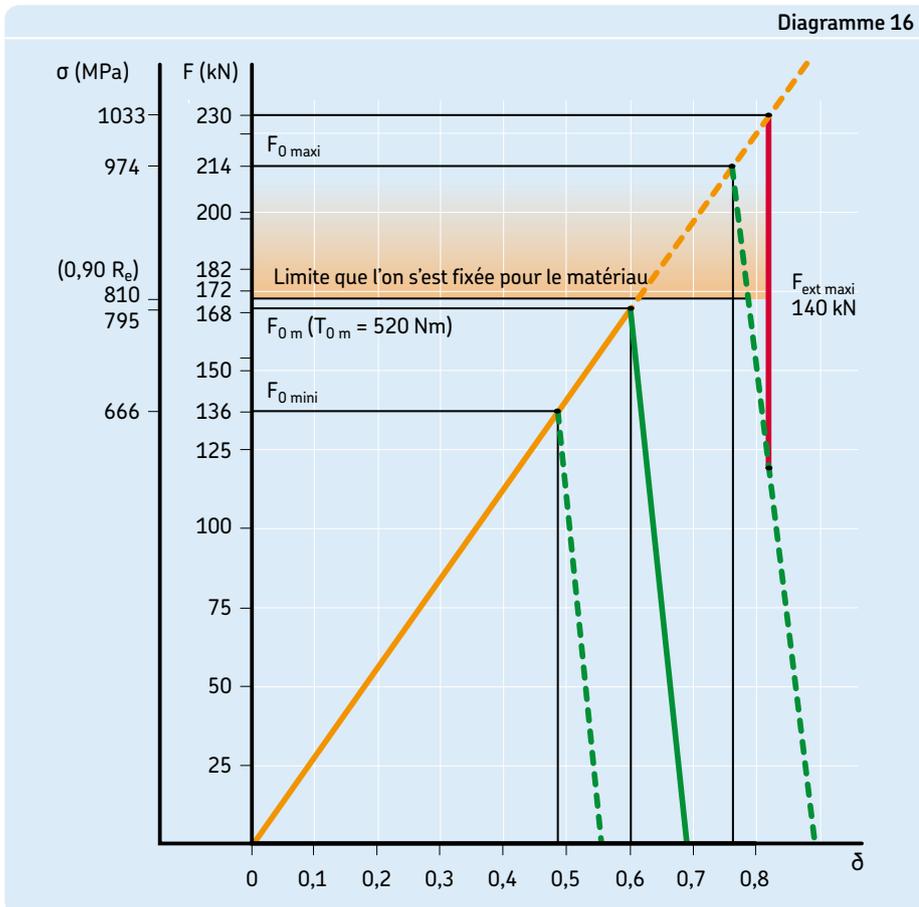
dont seulement 67 200 Nm (soit 13%) servent réellement au serrage !

Compte tenu du niveau de précision déjà cité de notre outil de serrage, le couple réellement appliqué se situera de façon aléatoire entre les deux valeurs suivantes :

$$T_{T\text{mini}} = 520\,200 \times 0,95 = 494\,190 \text{ Nmm}$$

$$T_{T\text{maxi}} = 520\,200 \times 1,05 = 546\,210 \text{ Nmm}$$

### Graphique du serrage au couple d'un boulon M20 x 2,5 de longueur 200 mm



### Conséquence des dispersions sur l'effort de serrage

Les efforts de tension minimaux et maximaux correspondants sur le boulon seront :

$$F_{\text{mini}} = T_{T\text{mini}} / (0,16 \times 2,5 + \mu_{th\text{maxi}} 0,583 d_2 + \mu_{fl\text{maxi}} 13)$$

$$F_{\text{mini}} = 494\,190 / (0,16 \times 2,5 + 0,12 \times 0,583 \times 18,376 + 0,15 \times 13)$$

$$F_{\text{mini}} = 135\,930 \text{ N}$$

$$F_{\text{maxi}} = T_{T\text{maxi}} / (0,16 \times 2,5 + \mu_{th\text{mini}} 0,583 d_2 + \mu_{fl\text{mini}} 13)$$

$$F_{\text{maxi}} = 546\,210 / (0,16 \times 2,5 + 0,08 \times 0,583 \times 18,376 + 0,10 \times 13)$$

$$F_{\text{maxi}} = 213\,610 \text{ N}$$

On peut déjà voir que l'effort moyen réel sera supérieur à l'effort moyen visé :

$$F_{0mr} = (135\,930 + 213\,610) / 2 = 174\,770 \text{ N}$$

soit +4%

Si nous exprimons la tolérance par rapport à l'effort visé, la tension de notre boulon pourra être exprimée de la façon suivante (→ diagramme 16) :

$$F_0 = 168\,000 \text{ N (+27% à -19%)}$$

(ou 174 770 N ±22%)

L'analyse des contraintes est détaillée par la suite, mais on remarque d'ores et déjà que, compte tenu de l'existence de la torsion, avec l'effort de tension de 168 kN, on obtient une contrainte équivalente de 795 MPa et, ainsi, la limite fixée de 810 MPa n'autorise qu'un effort maximal de tension (y compris l'effort extérieur  $F_E$ ) de 172 kN.

Nous voyons aussi que, même en utilisant un outil de serrage précis, la plage de tolérance sur la tension finale de serrage est, dans notre exemple, près de trois fois plus importante avec le serrage au couple qu'avec le serrage par tendeur hydraulique.

### Incidences sur les contraintes dans le boulon

#### Contraintes dans le cas maximal

Regardons maintenant ce qui se passe dans le boulon dans le cas où les efforts sont au maximum du fait de la valeur des différents paramètres.

Les efforts engendrent dans le boulon les contraintes suivantes :

- la contrainte de traction :  
 $\sigma_{\text{maxi}} = F_{\text{maxi}}/A_S = 213\,610/244,5$   
 $\sigma_{\text{maxi}} = 873,6 \text{ MPa}$
- la contrainte de torsion :  
 $\tau_{\text{maxi}} = 16 T_{\text{th maxi}}/(\pi d_{\text{eq}}^3)$   
on sait que :  
 $T_{\text{th maxi}} = 213\,610 (0,16 \times 2,5 + 0,08 \times 0,583 \times 18,376)$   
 $T_{\text{th maxi}} = 268\,520 \text{ Nmm}$   
donc  $\tau_{\text{maxi}} = 248,5 \text{ MPa}$
- la contrainte équivalente (critère de Von Mises) atteindra :  
 $\sigma_{\text{eq maxi}} = \sqrt{\sigma_{\text{maxi}}^2 + 3 \tau_{\text{maxi}}^2}$   
 $\sigma_{\text{eq maxi}} = 974 \text{ MPa}$

On voit que, dans le cas où les efforts sont maximaux, la contrainte de torsion qui atteint 28% de la contrainte de traction entraîne une augmentation de la contrainte équivalente de plus de 11%.

Ainsi, dès le serrage, la limite élastique du matériau sera probablement dépassée.

A fortiori, la limite de 810 MPa que nous avons fixée !

#### Effort extérieur sur l'assemblage dans le cas maximal

Appliquons maintenant l'effort extérieur de 140 000 N à l'assemblage serré au couple dans le cas où les efforts sont maximaux.

Nous avons vu que la part de cet effort qui s'exerce sur le boulon est :

$$F_1 = F_E R_B / (R_B + R_S)$$

$$F_1 = 15\,900 \text{ N}$$

L'effort de tension maximal sur le boulon est ainsi augmenté, il devient égal à :

$$F_{\text{maxi}} = 213\,610 + 15\,900 = 229\,510 \text{ N}$$

- la contrainte de traction devient :  
 $\sigma_{\text{maxi}} = 939 \text{ MPa}$
- la contrainte de torsion n'est pas modifiée :  
 $\tau_{\text{maxi}} = 248,5 \text{ MPa}$
- la contrainte équivalente de Von Mises sera :  
 $\sigma_{\text{eq maxi}} = 1\,033 \text{ MPa}$

Bien évidemment, l'application de l'effort extérieur aggrave encore les choses.

Ainsi, dans notre exemple, il y a de très gros risques qu'au moins une striction de boulon soit introduite lors du serrage au couple et qu'une rupture se produise en service !

#### Contraintes dans le cas minimal

Nous pouvons aussi regarder ce qui se passe dans l'assemblage dans le cas où les efforts sont au minimum du fait des aléas dans la valeur des différents paramètres.

Les efforts minimaux engendrent dans le boulon les contraintes suivantes :

- la contrainte de traction :  
 $\sigma_{\text{mini}} = F_{\text{mini}}/A_S = 135\,930/244,5$   
 $\sigma_{\text{mini}} = 556 \text{ MPa}$
- la contrainte de torsion :  
 $\tau_{\text{mini}} = 16 \times T_{\text{th mini}}/(\pi \times d_{\text{eq}}^3)$   
on sait que :  
 $T_{\text{th mini}} = 135\,930 (0,16 \times 2,5 + 0,12 \times 0,583 \times 18,376)$   
 $T_{\text{th mini}} = 229\,120 \text{ Nmm}$   
donc  $\tau_{\text{mini}} = 212 \text{ MPa}$
- la contrainte équivalente (critère de Von Mises) atteindra :  
 $\sigma_{\text{eq mini}} = \sqrt{\sigma_{\text{mini}}^2 + 3 \tau_{\text{mini}}^2}$   
 $\sigma_{\text{eq mini}} = 666 \text{ MPa}$

On voit que, pour la configuration en efforts minimaux, la contrainte de torsion atteint 38% de la contrainte de traction et elle entraîne une augmentation de la contrainte équivalente de près de 20% !

Fort heureusement, on est, dans ce cas, encore relativement loin de la limite élastique du matériau.

On peut cependant remarquer que cette contrainte dite « minimale » obtenue avec la méthode « au couple » est en fait très proche de la contrainte théorique de traction pure à laquelle on s'attend dans le cas du serrage moyen (666 MPa contre 687 MPa).

Cela confirme que, dans le serrage au couple, il convient d'être très prudent et de bien prendre en compte la torsion induite par la méthode.

#### Effort extérieur sur l'assemblage dans le cas minimal

Appliquons maintenant l'effort extérieur de 140 000 N à notre présent assemblage serré au couple dans les conditions (fortuites) minimales. On devine que les conséquences sur le plan des contraintes ne conduisent pas à une situation trop délicate.

Nous savons que la surcharge sur le boulon est en fait :

$$F_1 = 15\,900 \text{ N}$$

L'effort de tension devient donc égal à :

$$F = 135\,930 + 15\,900 = 151\,830 \text{ N}$$

- la contrainte de traction atteint :  
 $\sigma = 621 \text{ MPa}$
- la contrainte de torsion n'est pas modifiée :  
 $\tau = 212 \text{ MPa}$
- la contrainte équivalente de Von Mises sera :  
 $\sigma_{\text{eq}} = 721 \text{ MPa}$

Si on se rapproche de la limite élastique du matériau, on ne l'atteint cependant pas.

En réalité, dans ce cas, le problème ne se situe pas au niveau des contraintes, mais plutôt au niveau du serrage lui-même.

En effet, dans notre exemple, l'effort extérieur appliqué à notre assemblage est :

$$F_E = 140\,000 \text{ N}$$

Or, pour le serrage « minimal », l'opération de serrage au couple n'engendre qu'un effort de serrage de 135 930 N, alors que l'effort extérieur provoquant le décollement de l'assemblage est :

$$F_E = F_0 R_S / (R_B + R_S)$$

soit : 153 345 N !

Donc, en cas de très légère surcharge extérieure (+10%), il y a bel et bien risque de décollement des pièces assemblées avec possibilité de desserrage et, si l'application concerne une étanchéité, fuite au niveau de la jonction boulonnée.

De plus, nous savons que, pour des efforts cycliques les risques de rupture par fatigue augmentent quand le serrage n'est pas optimum.

### Les risques du serrage au couple

On voit qu'avec le serrage au couple, sur une même application, on peut tout aussi bien avoir :

- une contrainte excessive avec risque de rupture des boulons par surcontrainte
- qu'un serrage insuffisant avec risque de desserrage, éventuellement de fuite et même parfois de rupture par fatigue.

Pour éviter ces risques, la tendance est bien souvent de surdimensionner les boulons.

On est ainsi persuadé que l'on peut appliquer des efforts de serrage importants.

Mais en procédant de la sorte, d'une part on dégrade plutôt les choses au niveau résistance à la fatigue, d'autre part on alourdit l'assemblage, ce qui peut augmenter de façon importante non seulement le coût de construction (boulons plus gros ou plus résistants ou en plus grand nombre, brides de plus grand diamètre), mais aussi parfois le coût de l'exploitation qui devra prendre en compte des pièces plus lourdes et plus encombrantes.

## Bilan de la comparaison

La comparaison technique entre le serrage au tendeur hydraulique et le serrage au couple est ici faite en analysant le serrage d'un boulon isolé.

Et on voit déjà l'intérêt du serrage par tendeur.

Mais on a également vu dans la présentation générale des différentes méthodes que le serrage par tendeur est encore beaucoup plus avantageux quand il s'agit de serrer plusieurs boulons, c'est la situation que l'on rencontre d'ailleurs le plus souvent.

Ainsi, dans ce cas, la facilité de mise en œuvre, la sécurité, la fiabilité, la répétitivité, la possibilité de réaliser des serrages simultanés sont autant d'avantages qui viennent compléter celui d'une meilleure précision.

Il convient ici de rappeler que la précision peut encore être améliorée par l'utilisation d'un moyen de mesure supplémentaire, en particulier : la rondelle de mesure, dont l'intérêt a déjà été décrit.

## La conception d'un assemblage nouveau

Prenons maintenant le cas où nous avons à concevoir un nouvel assemblage.

Après tout ce qu'il a été vu précédemment, on comprend que la conception sera très différente selon que l'on prévoit un serrage au couple ou un serrage au tendeur.

Reprenons l'exemple du serrage de deux brides de diamètre extérieur 600 mm, assemblées par 16 boulons M20 x 2,5 répartis sur un diamètre de 500 mm (→ fig. 18).

### Le serrage par tendeur hydraulique

En ce qui concerne la prise en compte du serrage par tendeur hydraulique dès la conception, nous avons vu que l'assemblage déjà décrit avait été justement optimisé et que les boulons choisis sont bien ceux qui conviennent quand on prévoit d'utiliser cette méthode de serrage.

## Le serrage au couple

Voyons donc, maintenant, comment cet assemblage devrait être conçu pour permettre un serrage au couple avec la même sécurité que pour le serrage au tendeur hydraulique.

Par rapport à la conception optimale déjà décrite et pour permettre la tenue des pièces, il y a en général le choix entre les trois solutions suivantes :

- sélection de boulons de classe supérieure
- augmentation du nombre de boulons
- accroissement du diamètre des boulons.

Examinons chacune de ces trois solutions.

### Sélection de boulons de classe supérieure

Compte tenu de la contrainte maximale  $\sigma_{eq\ maxi} = 1\ 033\ \text{MPa}$ , on comprend que la classe des boulons devra être 12-9. Soit : résistance à la traction  $R_m > 1\ 200\ \text{MPa}$  et limite d'élasticité  $R_{e(0,2\%)} > 1\ 080\ \text{MPa}$ .

Et pourtant, même dans ce cas, nous n'aurions pas le coefficient de sécurité que nous avons avec le tendeur hydraulique puisque 90% de la limite élastique signifie une contrainte maximale de 972 MPa.

Donc, dans cet exemple, le changement de classe des boulons ne peut constituer une solution que si l'on accepte de réduire le coefficient de sécurité.

De plus, le surcoût pour l'utilisation de boulons plus résistants peut dépasser 30%.

Enfin, les problèmes évoqués précédemment, liés au risque de desserrage dans le cas minimal, demeurent.

À l'inverse, un assemblage conçu pour utiliser 16 boulons M20 classe 12-9 serrés au couple pourra être re-conçu pour utiliser 16 boulons M20 classe 10-9 serrés au tendeur hydraulique. Le coefficient de sécurité de l'assemblage en sera même augmenté.

### Augmentation du nombre de boulons

Il est bien évident que cette solution ne peut être choisie que si la place disponible est suffisante sur le diamètre de répartition des fixations.

L'espacement entre deux boulons doit être tel qu'avec l'écrou voisin la douille de la clé

de serrage puisse être mise en place sans problème.

Dans l'exemple choisi, l'encombrement extérieur de l'écrou est environ de 36 mm et celui de la douille de 50 mm.

L'espace « cordal » entre deux boulons doit donc être supérieur à 43 mm.

Prenons 50 mm pour être à l'aise.

On voit qu'avec 16 boulons sur un diamètre de 500 mm l'espace « cordal » étant de 97,55 mm on a toute la place souhaitée. On peut même aller jusqu'à 30 boulons puisque, dans ce cas, l'espace « cordal » est encore de 52,26 mm.

Pour 16 boulons, la contrainte maximale est :  $\sigma_{eq\ maxi} = 1\ 033\ \text{MPa}$ , alors que nous ne voulons pas dépasser 810 MPa ; il faut donc la réduire de plus de 20%.

Si dans un premier temps nous appliquons tout simplement ce coefficient au nombre de boulons, nous trouvons qu'il en faut 20 au lieu de 16.

Voyons ce que l'on obtient par le serrage au couple avec ces 20 boulons.

Tout d'abord, nous avons vu que l'effort total moyen de serrage est :

$$168\ 000 \times 16 = 2\ 688\ 000\ \text{N}$$

Soit dans le cas de 20 boulons :

$$F_{0\ m} = 134\ 400\ \text{N par boulon.}$$

Ensuite, l'effort total extérieur de traction étant réparti sur 20 boulons est maintenant de :  $2\ 240\ 000/20 = 11\ 200\ \text{N}$  par point de fixation, et, compte tenu des raideurs, la surcharge sur chaque boulon est :

$$F_1 = 12\ 720\ \text{N}$$

Reprenons pour les 20 boulons les calculs de couple faits pour les 16 boulons.

*Couple moyen nécessaire pour obtenir l'effort moyen*

Couple moyen résistant au niveau des filets :

$$T_{th\ m} = 134\ 400 (0,16 \times 2,5) + 134\ 400 (0,10 \times 0,583 \times 18,376)$$

$$T_{th\ m} = 53\ 760 + 144\ 000 = 218\ 400\ \text{Nmm}$$

Couple moyen résistant au niveau de la face de l'écrou :

$$T_{fl\ m} = 134\ 400 (0,125 \times 13)$$

$$T_{fl\ m} = 218\ 400\ \text{Nmm}$$

Couple moyen à appliquer :

$$T_{T\ m} = T_{th\ m} + T_{fl\ m} = 416\ 160\ \text{Nmm}$$

$$416,16\ \text{Nm}$$

$$41,616\ \text{daNm}$$

Et avec le niveau de précision de l'outil de serrage, le couple réellement appliqué se situera de façon aléatoire entre :

$$T_{T\ mini} = 416\ 160 \times 0,95 = 395\ 350\ \text{Nmm}$$

$$T_{T\ maxi} = 416\ 160 \times 1,05 = 436\ 970\ \text{Nmm}$$

*Efforts de tension minimal et maximal correspondants sur le boulon*

$$F_{mini} = T_{T\ mini} / (0,16 \times 2,5 + \mu_{th\ maxi} 0,583 d_2 + \mu_{fl\ maxi} 13)$$

$$F_{mini} = 395\ 350 / (0,16 \times 2,5 + 0,12 \times 0,583 \times 18,376 + 0,15 \times 13)$$

$$F_{mini} = 108\ 740\ \text{N}$$

$$F_{maxi} = T_{T\ maxi} / (0,16 \times 2,5 + \mu_{th\ mini} 0,583 d_2 + \mu_{fl\ mini} 13)$$

$$F_{maxi} = 436\ 970 / (0,16 \times 2,5 + 0,08 \times 0,583 \times 18,376 + 0,10 \times 13)$$

$$F_{maxi} = 170\ 890\ \text{N}$$

Effort moyen réel :

$$F_{0\ mr} = (108\ 740 + 170\ 890) / 2 = 139\ 815\ \text{N}$$

(soit 4% de plus que l'effort moyen visé)

Plage de tension du boulon par rapport à l'effort visé :

$$F_0 = 134\ 400\ \text{N (+27% à -19%)}$$

*Analyse des contraintes dans le boulon dans le cas maximal*

- Contrainte de traction :

$$\sigma_{maxi} = F_{maxi} / A_S = 170\ 890 / 244,5$$

$$\sigma_{maxi} = 699\ \text{MPa}$$

- contrainte de torsion :

$$\tau_{maxi} = 16 T_{th\ maxi} / (\pi d_{eq}^3)$$

$$T_{th\ maxi} = 170\ 890 (0,16 \times 2,5 + 0,08 \times 0,583 \times 18,376) = 135\ 944\ \text{Nmm}$$

$$\tau_{maxi} = 126\ \text{MPa}$$

- contrainte équivalente (critère de Von Mises) :

$$\sigma_{eq\ maxi} = \sqrt{\sigma_{maxi}^2 + 3 \tau_{maxi}^2}$$

$$\sigma_{eq\ maxi} = 732\ \text{MPa}$$

## Comparaison entre un serrage au couple et un serrage au tendeur hydraulique

### Application de l'effort extérieur

Nous avons vu que la part d'effort extérieur reprise par chaque boulon est :

$$F_1 = 12\,720 \text{ N}$$

Effort de tension maximal sur le boulon :

$$F_{\text{maxi}} = 170\,890 + 12\,720 = 183\,610 \text{ N}$$

### Contraintes en considérant l'effort extérieur

- Contrainte de traction :  
 $\sigma_{\text{maxi}} = 751 \text{ MPa}$
- contrainte de torsion :  
 $\tau_{\text{maxi}} = 126 \text{ MPa}$
- contrainte équivalente de Von Mises :  
 $\sigma_{\text{eq maxi}} = 782 \text{ MPa}$

On voit que le choix de 20 boulons au lieu de 16 peut convenir.

Mais le surcoût de la boulonnerie est de 25% auquel il faut ajouter les surcoûts d'usinage. De plus, là encore, les problèmes liés au risque de desserrage dans le cas minimal demeurent.

(Il convient de noter qu'un calcul avec 18 boulons conduit à une contrainte maximale de  $\sigma_{\text{eq maxi}} = 862 \text{ MPa}$  incompatible avec notre critère de sécurité.)

À l'inverse, un assemblage conçu pour utiliser 20 boulons M20 à serrer au couple pourra être re-conçu pour n'utiliser que 16 boulons M20 serrés au tendeur hydraulique.

### Augmentation du diamètre des boulons

Comme pour le cas du changement du nombre de boulons, appliquons tout simplement dans un premier temps le coefficient de 20% au carré du diamètre des boulons. Compte tenu des dimensions standards, nous trouvons qu'il faut un boulon de 24 mm de diamètre au lieu de 20 mm.

Les dimensions du filetage M24 x 3 ISO sont :

$$\begin{aligned} d &= 24 \text{ mm} \\ d_2 &= 22,0508 \text{ mm} \\ d_3 &= 20,320 \text{ mm} \\ d_{\text{eq}} &= 21,1854 \text{ mm} \\ A_5 &= 352,5 \text{ mm}^2. \end{aligned}$$

Là nous avons toujours besoin d'un effort total moyen de serrage :

$$F_{0m} = 168\,000 \text{ N par boulon.}$$

Reprenons pour les boulons M24 les calculs de couple.

### Couple moyen nécessaire pour obtenir l'effort moyen

Couple moyen résistant au niveau des filets :

$$T_{\text{th m}} = 168\,000 (0,16 \times 3) + 168\,000 (0,10 \times 0,583 \times 22,0508)$$

$$T_{\text{th m}} = 80\,640 + 215\,970 = 296\,610 \text{ Nmm}$$

Couple moyen résistant au niveau de la face de l'écrou :

$$T_{\text{fl m}} = 168\,000 (0,125 \times 16)$$

$$T_{\text{fl m}} = 336\,000 \text{ Nmm}$$

Couple moyen à appliquer :

$$T_{Tm} = T_{\text{th m}} + T_{\text{fl m}} = 632\,610 \text{ Nmm} (632,61 \text{ Nm ou } 63,261 \text{ daNm})$$

Et avec le niveau de précision de l'outil de serrage, le couple, réellement appliqué se situera de façon aléatoire entre :

$$T_{T\text{mini}} = 632\,610 \times 0,95 = 600\,980 \text{ Nmm}$$

$$T_{T\text{maxi}} = 632\,610 \times 1,05 = 664\,240 \text{ Nmm}$$

### Efforts de tension minimal et maximal correspondants s'exerçant sur le boulon

$$F_{\text{mini}} = 600\,980 / (0,16 \times 3 + 0,12 \times 0,583 \times 22,0508 + 0,15 \times 16)$$

$$F_{\text{mini}} = 135\,890 \text{ N}$$

$$F_{\text{maxi}} = 664\,240 / (0,16 \times 3 + 0,08 \times 0,583 \times 22,0508 + 0,10 \times 16)$$

$$F_{\text{maxi}} = 213\,690 \text{ N}$$

### Contraintes dans le boulon dans le cas maximal

- Contrainte de traction :  
 $\sigma_{\text{maxi}} = F_{\text{maxi}} / A_5 = 213\,690 / 352,5$

$$\sigma_{\text{maxi}} = 606,5 \text{ MPa}$$

- contrainte de torsion :

$$\tau_{\text{maxi}} = 16 T_{\text{th maxi}} / (\pi d_{\text{eq}}^3)$$

$$(T_{\text{th maxi}} = 213\,690 (0,16 \times 3 + 0,08 \times 0,583 \times 22,0508) = 322\,340 \text{ Nmm})$$

$$\tau_{\text{maxi}} = 173 \text{ MPa}$$

- contrainte équivalente (critère de Von Mises) :

$$\sigma_{\text{eq maxi}} = \sqrt{\sigma_{\text{maxi}}^2 + 3 \tau_{\text{maxi}}^2}$$

$$\sigma_{\text{eq maxi}} = 676 \text{ MPa}$$

### Application de l'effort extérieur

On sait que l'effort extérieur par fixation est :

$$F_E = 140\,000 \text{ N}$$

Mais compte tenu du diamètre du boulon plus important, sa raideur est augmentée.

Et donc la part de l'effort extérieur qu'il reprend est plus importante et devient :

$$F_1 = 21\,860 \text{ N (au lieu de } 15\,900 \text{ N)}$$

L'effort de tension maximal sur le boulon sera :

$$F_{\text{maxi}} = 213\,690 + 21\,860 = 235\,550 \text{ N}$$

### Contraintes en considérant l'effort extérieur

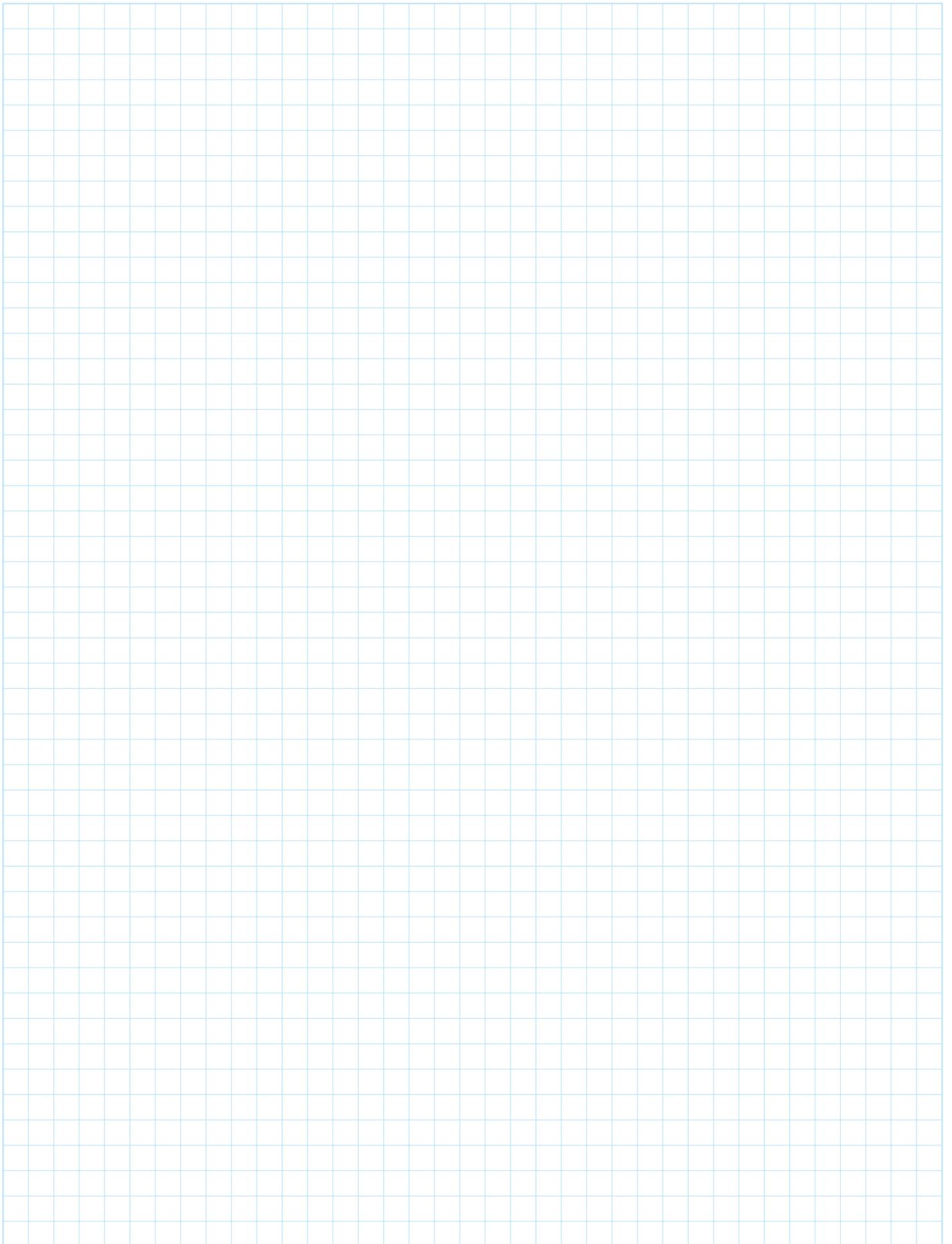
- Contrainte de traction :  
 $\sigma_{\text{maxi}} = 668 \text{ MPa}$
- contrainte de torsion :  
 $\tau_{\text{maxi}} = 173 \text{ MPa}$
- contrainte équivalente de Von Mises :  
 $\sigma_{\text{eq maxi}} = 732 \text{ MPa}$ .

On voit que le choix de boulons M24 x 3 au lieu de M20 x 2,5 peut aussi convenir.

Mais le surcoût de la boulonnerie est souvent de 40% et les problèmes liés au risque de desserrage dans le cas minimal demeurent.

Il convient de noter qu'un calcul avec des boulons M22 x 2,5 (dimensions peu courantes) conduit à une contrainte maximale de  $\sigma_{\text{eq maxi}} = 839 \text{ MPa}$ , donc si on souhaite utiliser ces boulons, il faudra admettre de réduire le coefficient de sécurité.

À l'inverse, un assemblage conçu pour utiliser 16 boulons M24 x 3 serrés au couple pourra être re-conçu pour utiliser 16 boulons M20 x 2,5 serrés au tendeur hydraulique.



E

# Le serrage simultané par la traction hydraulique

Le serrage simultané consiste à serrer en même temps plusieurs ou la totalité des boulons d'un assemblage.

On trouvera quelques exemples de serrages simultanés en fin de chapitre.

Nous avons vu précédemment que ce processus de serrage présente des avantages importants, souvent même déterminants :

- grande homogénéité de serrage de l'ensemble des boulons de l'assemblage
- mise en œuvre simple
- durée d'intervention réduite.

Or il se trouve que le serrage par traction hydraulique constitue justement le moyen le plus pratique pour mettre en œuvre ce processus de serrage simultané.

Les informations qui suivent sont générales et données à titre d'exemple. Les

résultats sur application réelle peuvent varier selon les dimensions et les tolérances des composants, la qualité des outillages de mise en tension et la procédure mise en œuvre. L'application pourra, si nécessaire, faire l'objet d'une étude plus précise.

## Le serrage simultané de 100% des boulons de l'assemblage

C'est la méthode la plus précise et la plus rapide : tous les boulons sont serrés en même temps (→ **diagramme 17**). Mais il faut prévoir autant de tendeurs que de boulons.

Ainsi, dans l'exemple précédent, le serrage simultané consiste à utiliser en même

temps 16 tendeurs avec les tuyauteries hydrauliques nécessaires à l'alimentation.

L'opération de serrage est fort simple puisqu'il suffit de mettre en place l'ensemble des tendeurs, de les connecter hydrauliquement à la source de pression, de procéder à la montée en pression simultanée et de réaliser l'accostage à la pression nécessaire (en doublant l'opération de préférence) pour obtenir l'effort voulu. Dans notre exemple : effort résiduel  $F_0 = 168\ 000\ \text{N}$  pour un effort hydraulique  $F_h = 192\ 400\ \text{N}$  obtenu avec des tendeurs SKF HYDROCAM HTA 20 montés à la pression de 98 MPa.

L'homogénéité de serrage ainsi obtenue pour tous les boulons est excellente.

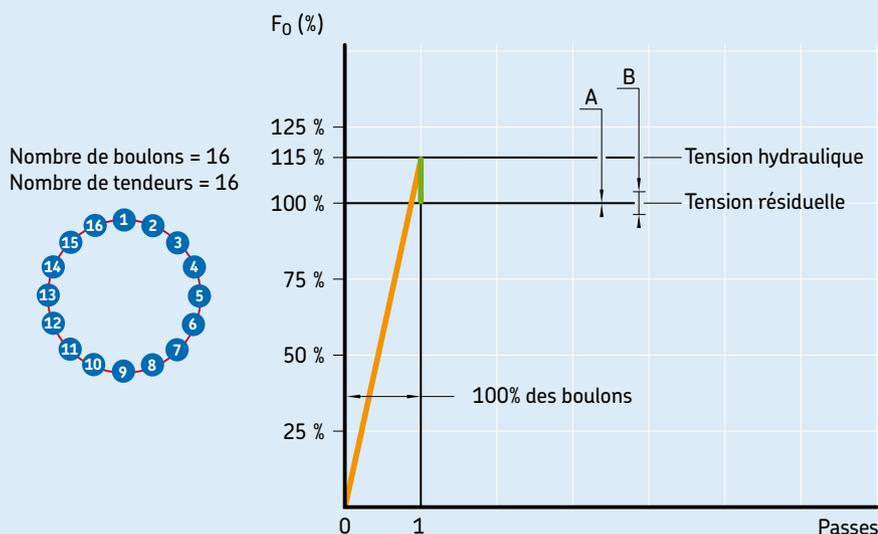
En effet, nous savons par expérience que les dispersions que nous avons prises en compte dans la première partie de ce document sont notablement diminuées :

- la dispersion sur le rapport  $F_h/F_0$  est réduite à  $\pm 1\%$
- la dispersion sur l'effort hydraulique ne dépend plus que des seuls tendeurs, elle est ainsi réduite à  $\pm 1\%$
- la dispersion sur l'accostage est réduite à  $\pm 2\%$ .

La dispersion de serrage entre tous les boulons de l'assemblage sera de  $\pm 4\%$ .

### Serrage simultané de 100% des boulons de l'assemblage

Diagramme 17



A = écart de la valeur moyenne des tensions résiduelles obtenues après serrage par rapport à la tension résiduelle visée :  $< \pm 1\%$

B = écart total de toutes les tensions résiduelles obtenues après serrage par rapport à la valeur moyenne :  $\pm 4\%$

### Serrage simultané par couronne monobloc

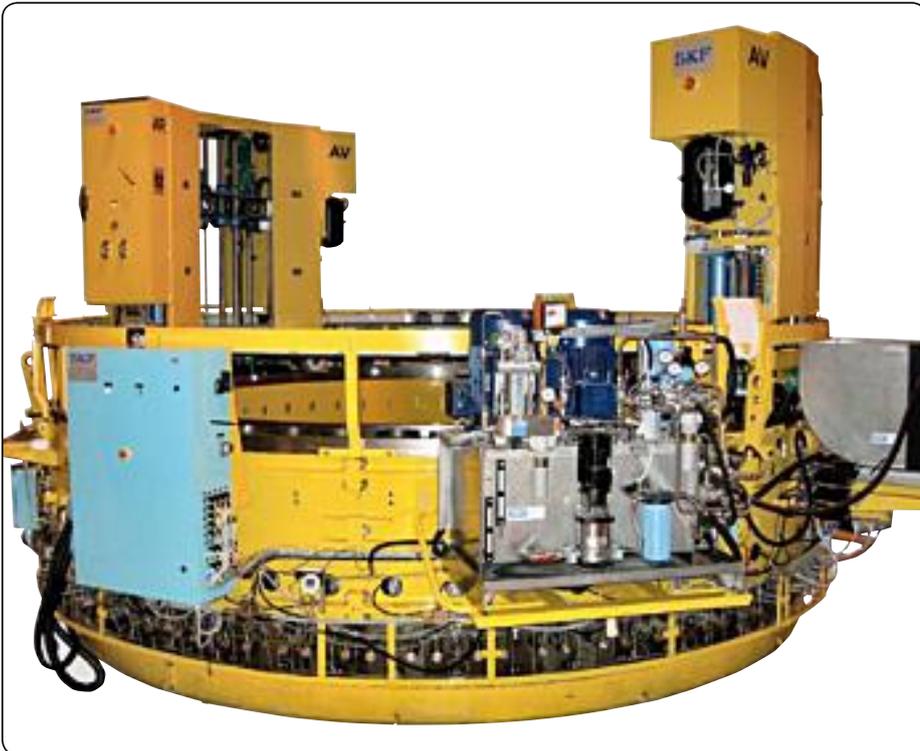




*Serrage simultané par tendeurs individuels avec alimentation centralisée*

F

*Machine de serrage et de desserrage de goujons de cuves de réacteurs nucléaires*



*Pupitre*

## Le serrage simultané de 50% des boulons de l'assemblage

C'est le cas où la moitié des boulons est serrée en même temps (→ **diagramme 18**).

Il y a donc nécessité d'avoir un nombre de tendeurs égal à la moitié du nombre de boulons à serrer.

Ainsi, dans l'exemple précédent, 8 tendeurs sont utilisés avec les tuyauteries hydrauliques nécessaires à l'alimentation.

L'opération de serrage doit être réalisée en deux passes sur le premier lot de boulons et au moins une sur le second lot, soit un total de trois, voire quatre, passes de serrage.

Une première passe sur la moitié des boulons, par exemple les boulons pairs, pour lesquels on procédera à une mise sous tension à la valeur de l'effort hydraulique requis, soit 192 400 N pour obtenir un effort résiduel de serrage moyen de 168 000 N

après accostage et relâchement de la pression.

Une première passe sur l'autre moitié des boulons donnera un effort résiduel moyen de 168 000 N sur ces derniers boulons, mais provoquera le déchargement des premiers d'environ 10% qui se retrouvent ainsi à un serrage moyen de 151 000 N.

Une deuxième passe sur le premier lot est donc nécessaire pour ramener les boulons à la valeur voulue de 168 000 N, mais cette passe va de nouveau provoquer le desserrage du second lot d'environ 6%, la valeur du serrage du second lot ne sera donc plus que 158 000 N.

Si le niveau de précision ainsi atteint est compatible avec le niveau requis, l'opération de serrage peut être arrêtée là.

Mais quelquefois il faudra procéder à une nouvelle passe sur le second lot qui retrouvera donc une tension résiduelle de 168 000 N.

Le premier lot se trouvera alors un peu desserré mais seulement d'environ 3%, soit une valeur moyenne de serrage résiduel de 163 000 N, ce qui est souvent tout à fait acceptable.

L'homogénéité de serrage obtenue dans ces conditions n'est pas aussi bonne que pour le serrage simultané à 100%.

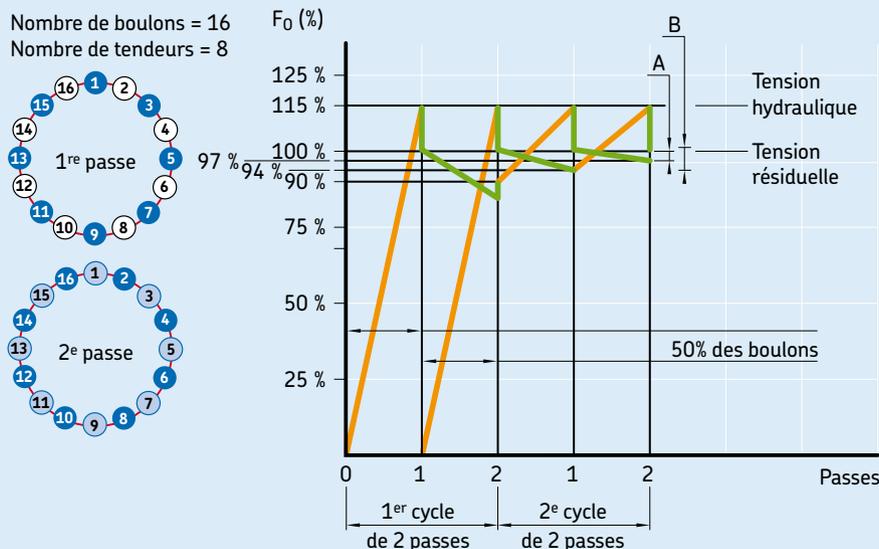
Mais la dispersion générale restera à un niveau de : +5%/-7%.

Dans bien des applications cette dispersion pourra être considérée comme acceptable.

Il est bien évident que le temps d'intervention est plus long que dans le cas précédent.

### Serrage simultané de 50% des boulons de l'assemblage

Diagramme 18



A = écart de la valeur moyenne des tensions résiduelles obtenues après serrage par rapport à la tension résiduelle visée : +1%/-3%

B = écart total de toutes les tensions résiduelles obtenues après serrage par rapport à la valeur moyenne : +5%/-7%



*Exemple d'outillage pour serrage semi-simultané (50%) de couvercle de cuve pour produits chimiques*



*Exemple d'outillage de serrage semi-simultané (50%) de valve de grande dimension dans une application de pétrochimie*

F

## Le serrage simultané de 25% des boulons de l'assemblage

Dans ce cas, seulement le quart des boulons est serré en même temps (→ **diagramme 19**).

Un nombre de tendeurs égal au quart du nombre de boulons est nécessaire.

Ainsi, dans l'exemple précédent, 4 tendeurs sont utilisés, avec les tuyauteries hydrauliques nécessaires à l'alimentation.

Chaque jeu de 4 boulons devra avoir au moins 4 passes de serrage. Soit un total de 16 passes pour assurer une homogénéité de serrage correcte.

Ainsi le premier lot de boulons (par exemple les numéros 1, 5, 9 et 13) après avoir été serré à 100% (168 000 N) au premier serrage perdra au cumul 20% puis 30% et enfin 35% (109 000 N), après serrage successif des 3 lots voisins.

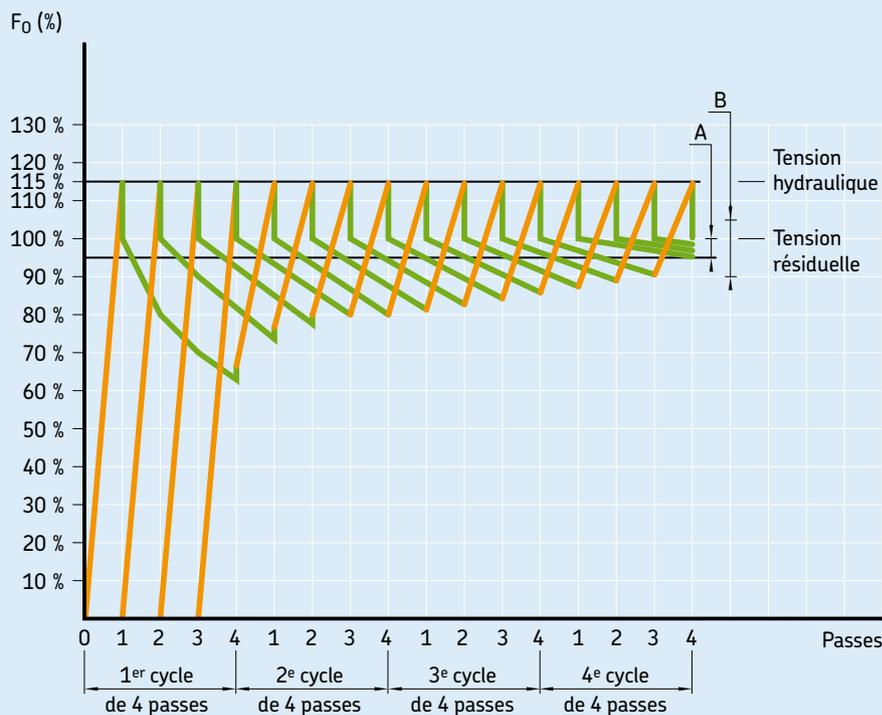
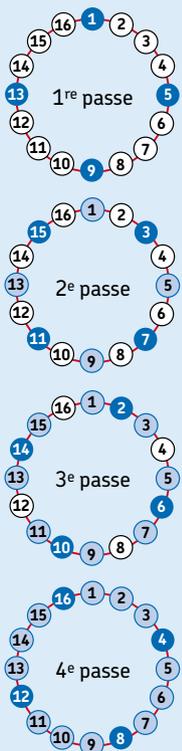


Exemple du serrage simultané partial

### Serrage simultané de 25% des boulons de l'assemblage

Diagramme 19

Nombre de boulons = 16  
Nombre de tendeurs = 4



A = écart de la valeur moyenne des tensions résiduelles obtenues après serrage par rapport à la tension résiduelle visée : +1%/-5%

B = écart total de toutes les tensions résiduelles obtenues après serrage par rapport à la valeur moyenne : +6%/-10%

Ce n'est qu'au bout de sa quatrième passe qu'il ne sera affecté par les serrages voisins que de 5%.

Si le niveau de précision ainsi atteint (dans notre exemple : 159 600 N d'effort résiduel pour le 1<sup>er</sup> lot de 4 boulons et jusqu'à 168 000 N pour le lot final) est compatible avec le niveau requis, l'opération de serrage peut être arrêtée là.

L'homogénéité de serrage obtenue dans ces conditions n'est pas aussi bonne que pour le serrage simultané à 50% (à fortiori pour le serrage à 100%).

La dispersion générale se situera au niveau de : +6%/-10%.

Si nécessaire, une passe supplémentaire peut être réalisée sur le premier lot de 4 boulons pour réduire encore la dispersion qui pourra ainsi être ramenée à +5%/8%.

Il est bien évident que l'utilisation d'un moyen de contrôle permet de réduire les valeurs de dispersion précédemment indiquées.

Comme le nombre de passes sera plus important, le temps d'intervention sera augmenté en proportion.

Les nécessités et exigences liées à l'application guideront le concepteur, le monteur et le chargé de maintenance dans leur choix. Mais on peut d'ores et déjà affirmer que, dans la majorité des cas, il y a un grand intérêt, pour avoir un serrage précis et optimisé, à avoir recours au serrage simultané par tendeurs hydrauliques.

#### *Équipement de serrage simultané de culasse de gros moteurs diesel*



# Conclusion

Étant donné que la qualité d'un assemblage boulonné dépend de deux paramètres intimement liés :

- la conception de l'assemblage
- le mode de serrage des boulons, il est indispensable de choisir le bon mode de serrage dès la conception.

La méthode de serrage au couple offre l'avantage d'être simple surtout si les boulons ne sont pas trop gros. Mais le couple de serrage a l'inconvénient de générer dans les boulons des contraintes de torsion parasites qui fragilisent l'assemblage et, surtout, l'imprécision de la tension finale de serrage est importante. Et même si l'utilisation de clés hydrauliques de grande qualité peut améliorer un peu les choses, pour beaucoup d'applications exigeantes, ces inconvénients sont rédhibitoires.

Le serrage par élévation thermique ou le serrage par traction mécanique procurent quelques améliorations par rapport au serrage au couple, mais ces deux méthodes sont peu utilisées à cause de leur coût et de leur mise en œuvre très laborieuse.

La méthode de serrage par tendeurs hydrauliques assure le meilleur compromis entre, d'une part, qualité, fiabilité, sûreté, sécurité et précision et, d'autre part, simplicité, rapidité et coût.

Particulièrement en ce qui concerne le coût, cette méthode se révèle intéressante non seulement au niveau du prix des outillages, mais encore pour les économies qu'elle permet d'engendrer par une conception optimale des assemblages et par une mise en œuvre plus rapide et plus précise.

Par rapport aux autres méthodes, l'emploi des tendeurs hydrauliques offre les avantages suivants :

- pas de contrainte « parasite » de torsion dans la boulonnerie

- grande précision de la tension finale de serrage
- mise en œuvre aisée et rapide
- préservation de l'intégrité des états de surface des filets et des faces de contact
- grande facilité de serrage simultané de plusieurs ou de la totalité des boulons d'un assemblage ou même de plusieurs assemblages
- opérations de serrage et de contrôle partiellement ou totalement automatisables
- grande diversité de matériaux de la boulonnerie (INOX, titane, matériaux composites...).

Les tendeurs SKF HYDROCAM permettent en plus :

- des applications à une large gamme de boulons de 5 à 500 mm de diamètre
- de multiples adaptations grâce à leur conception modulaire
- une très grande homogénéité, grâce à un excellent rendement particulièrement important dans le cas de serrages simultanés
- l'utilisation simple de différentes méthodes de contrôle en particulier : la rondelle de mesure qui mesure directement la tension finale de serrage.

Les tendeurs hydrauliques peuvent en général être utilisés sur des assemblages qui n'ont pas originellement été prévus pour cela, s'il est possible d'utiliser des boulons avec une surlongueur. Mais il est vivement recommandé d'intégrer l'utilisation des tendeurs hydrauliques dès la conception de l'assemblage. Cela permet en effet de profiter pleinement de tous leurs avantages.

Les assemblages boulonnés conçus pour être serrés avec des tendeurs hydrauliques répondent particulièrement bien aux exigences des secteurs réclamant de hauts niveaux de qualité et de sécurité, tout en

permettant l'optimisation de l'encombrement et du poids.

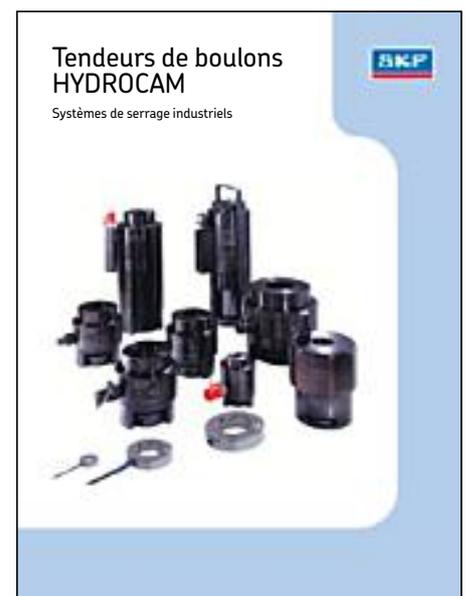
Dans le catalogue général SKF HYDROCAM vous sont présentés :

- les produits et services
- les applications
- les critères de sélection des tendeurs
- les consignes générales et précautions d'utilisation.

Une liste plus complète de ces produits et services est présentée en page suivante.

## Bibliographie :

- Norme AFNOR NF E 25-030 (1984)
- Guide CETIM « Les assemblages vissés conception et montage »
- Ouvrage « Systèmes mécaniques théorie et dimensionnement ». Edition DUNOD (1992).





# SKF – the knowledge engineering company

Inventeur du roulement à rotule sur billes mis au point il y a un siècle, SKF n'a dès lors cessé d'évoluer pour s'imposer aujourd'hui comme une véritable entreprise d'ingénierie capable de créer des solutions uniques pour ses clients à partir de cinq plates-formes technologiques. Ces plates-formes couvrent bien sûr les roulements, les ensembles-roulements et les solutions d'étanchéité, mais aussi d'autres domaines : les lubrifiants et systèmes de lubrification, d'une importance déterminante pour la durée de vie des roulements dans de nombreuses applications, la mécatronique qui combine connaissances mécaniques et électroniques pour obtenir une plus grande efficacité des systèmes de mouvement linéaire et des solutions instrumentées, et toute une gamme de services, depuis l'aide à la conception et la logistique jusqu'à la maintenance conditionnelle et aux systèmes de fiabilité.

Même si ses activités se sont diversifiées, SKF conserve sa position de leader mondial en matière de conception, fabrication et commercialisation des roulements mais aussi d'autres produits complémentaires comme les joints radiaux. SKF occupe, par ailleurs, une place de plus en plus importante sur le marché des produits pour mouvement linéaire, roulements de précision pour applications aéronautiques, broches

de machines-outils et services de maintenance d'installations de production.

Le Groupe SKF est certifié pour l'ensemble des sites dans le monde par la norme environnementale internationale ISO 14001 ainsi que par OHSAS 18001, référentiel international de la gestion de la santé et de la sécurité. Les différentes Divisions ont également obtenu une certification qualité en accord avec les normes ISO 9001 et d'autres exigences spécifiques du client.

Avec plus de 100 sites de production à l'échelle mondiale et des unités commerciales dans 70 pays, SKF est véritablement une organisation internationale. De plus, la présence de SKF sur le marché électronique et 15 000 distributeurs et partenaires commerciaux répartis à travers le monde contribuent à rapprocher le Groupe de ses clients pour la fourniture tant de produits que de services. Concrètement, les solutions SKF sont toujours disponibles là où nos clients en ont besoin, quand ils en ont besoin. Dans l'ensemble, la marque et l'entreprise SKF affichent une santé plus florissante que jamais. En tant qu'entreprise d'ingénierie, nous mettons à votre disposition des compétences de niveau international en matière de produits, des ressources intellectuelles et une vision particulière pour vous guider vers la réussite.

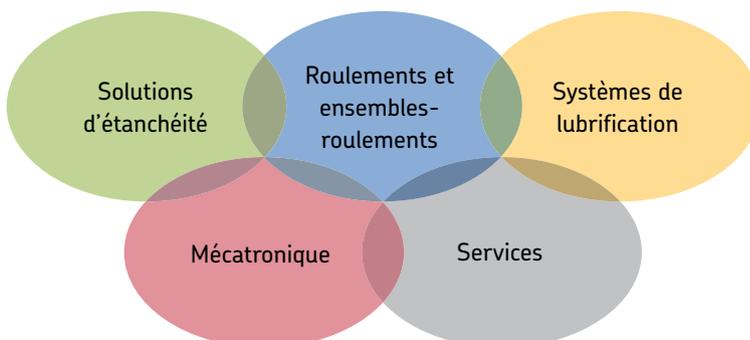


© Airbus – photo: e<sup>4</sup>m company, H. Goussé

## L'avènement de la technologie by-wire

Du fly-by-wire au work-by-wire en passant par le drive-by-wire, SKF dispose de compétences uniques concernant la technologie by-wire actuellement en plein essor. SKF a été le premier à exploiter la technologie fly-by-wire (commandes de vol électriques) et travaille en collaboration étroite avec tous les leaders de l'industrie aéronautique. A titre d'exemple, pratiquement tous les avions Airbus sont équipés de systèmes SKF by-wire en ce qui concerne les commandes de vol.

SKF est également leader de la technologie by-wire dans le domaine de l'automobile. En partenariat avec des ingénieurs de l'industrie automobile, le Groupe a mis au point deux concept-cars dont les systèmes de direction et de freinage reposent sur des composants mécatroniques SKF. D'autres recherches menées dans le secteur de la technologie by-wire ont conduit à la production d'un chariot élévateur dont la totalité des commandes repose sur des systèmes mécatroniques en remplacement des systèmes hydrauliques classiques.





### **Exploitation de l'énergie éolienne**

Le secteur de l'énergie éolienne actuellement en plein essor apporte des solutions écologiques aux besoins d'électricité. SKF travaille en partenariat avec les leaders mondiaux du secteur pour développer des turbines performantes et fiables à partir d'une large gamme de roulements de grandes dimensions hautement spécialisés et de systèmes de maintenance conditionnelle qui permettent d'allonger la durée de vie des équipements de parcs éoliens, y compris dans les environnements les plus éloignés et les plus hostiles.



### **Fiabilité en environnements extrêmes**

Au cours des hivers rigoureux, notamment dans les pays nordiques, des températures négatives extrêmes peuvent provoquer un grippage des roulements de boîtes d'essieu ferroviaires lié à une lubrification insuffisante. SKF a donc mis au point une nouvelle famille de lubrifiants synthétiques formulés pour conserver une viscosité constante, y compris en cas de températures extrêmes. Les connaissances de SKF permettent aux fabricants et aux utilisateurs finaux de surmonter les problèmes de performances liés aux températures extrêmes, négatives ou positives. Des produits SKF sont ainsi à l'œuvre dans des environnements aussi variés que les fours et les installations de surgélation d'usines de transformation des aliments.



### **Un aspirateur plus propre**

Le moteur électrique et ses roulements sont des éléments clés de la plupart des appareils électroménagers. SKF travaille au côté des fabricants d'électroménager pour les aider à améliorer les performances et réduire les coûts, l'encombrement et la consommation d'énergie de leurs produits. Récemment, cette collaboration a par exemple permis de mettre au point une nouvelle génération d'aspirateurs offrant une puissance d'aspiration décuplée. Les connaissances de SKF concernant la technologie des roulements de petite taille sont également mises en application au profit des fabricants d'outils électriques et d'équipements de bureau.



### **La R&D à 350 km/h**

Parallèlement aux très réputées installations de recherche et développement de SKF basées en Europe et aux États-Unis, les courses de Formule 1 offrent une opportunité unique de repousser les limites de la technologie des roulements. Depuis plus de 50 ans, les produits, techniques et connaissances de SKF contribuent à la renommée de la Scuderia Ferrari dans le monde de la F1. (Une Ferrari de compétition typique compte plus de 150 composants SKF.) Les enseignements tirés sur ce terrain sont ensuite appliqués aux produits proposés aux constructeurs automobiles et au secteur des pièces de rechange au niveau mondial.



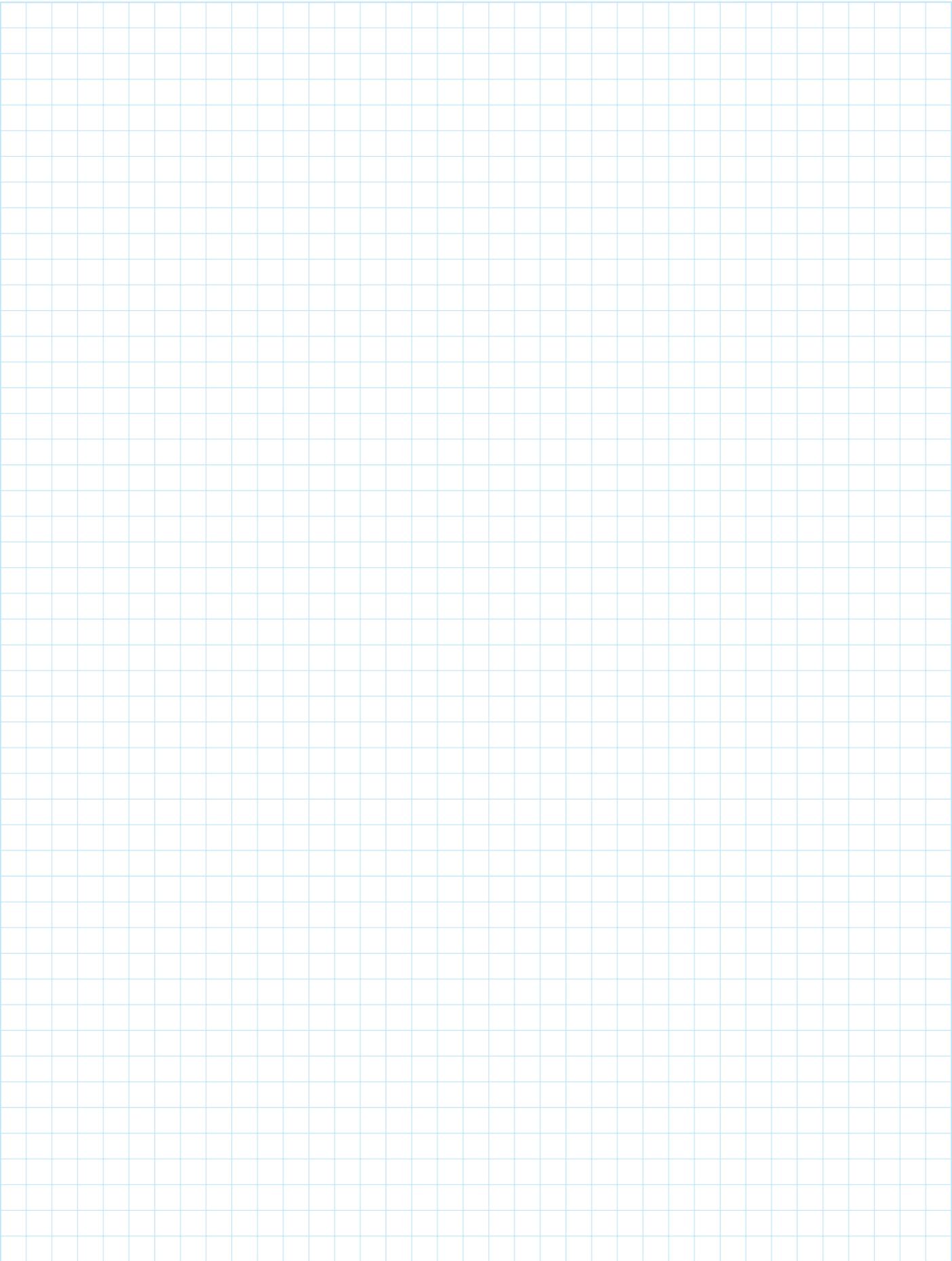
### **Optimiser l'efficacité de l'outil de production**

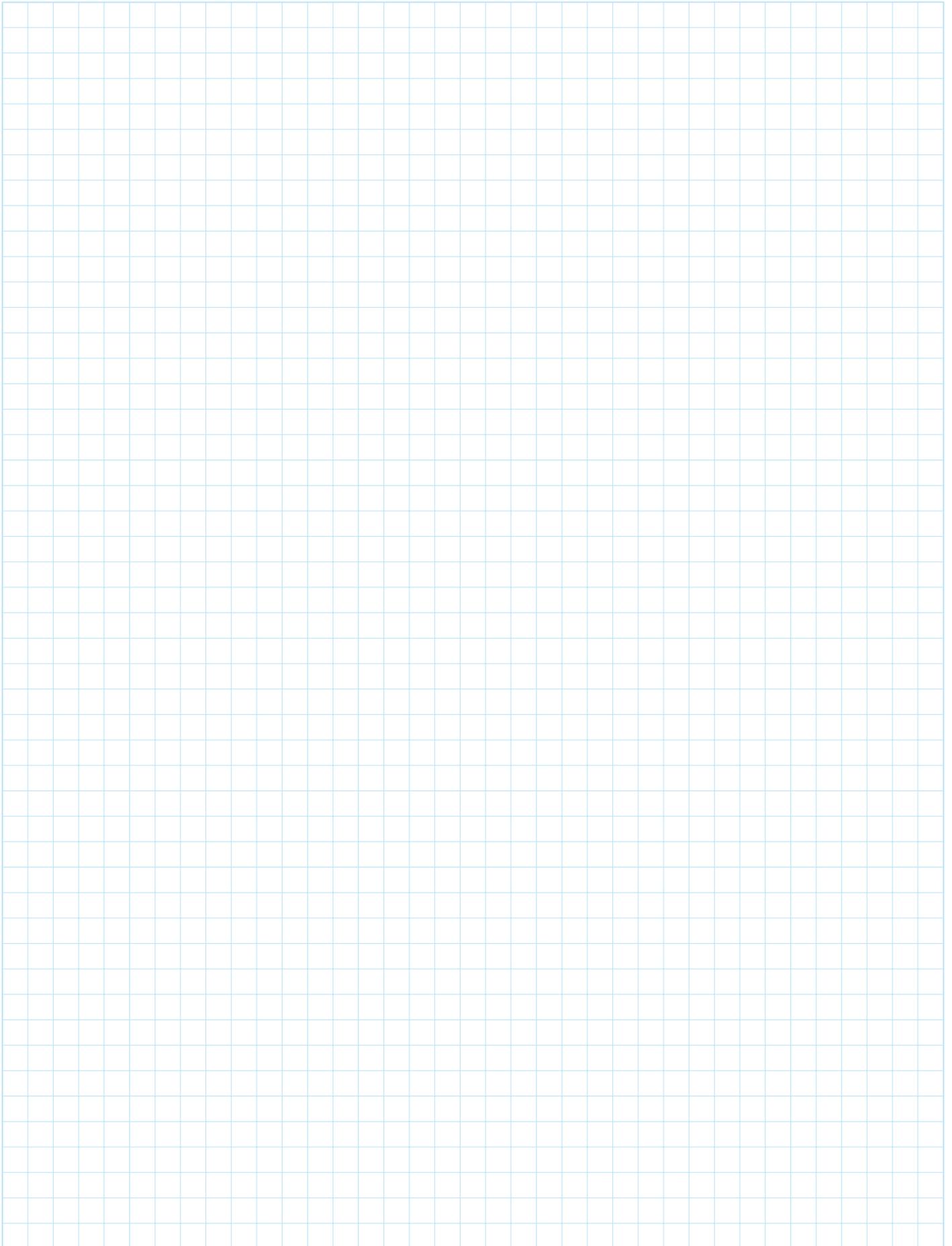
Par l'intermédiaire de sa division SKF Reliability Systems, SKF offre une gamme complète de produits et services d'optimisation de l'efficacité de l'outil de production, depuis le matériel et les logiciels de maintenance conditionnelle jusqu'aux stratégies de maintenance, en passant par l'assistance technique et des programmes de fiabilité machine. Pour optimiser leur efficacité et dynamiser leur productivité, certaines entreprises industrielles optent pour une Solution de maintenance intégrée : tous les services fournis par SKF sont inclus dans un seul contrat forfaitaire basé sur les performances.

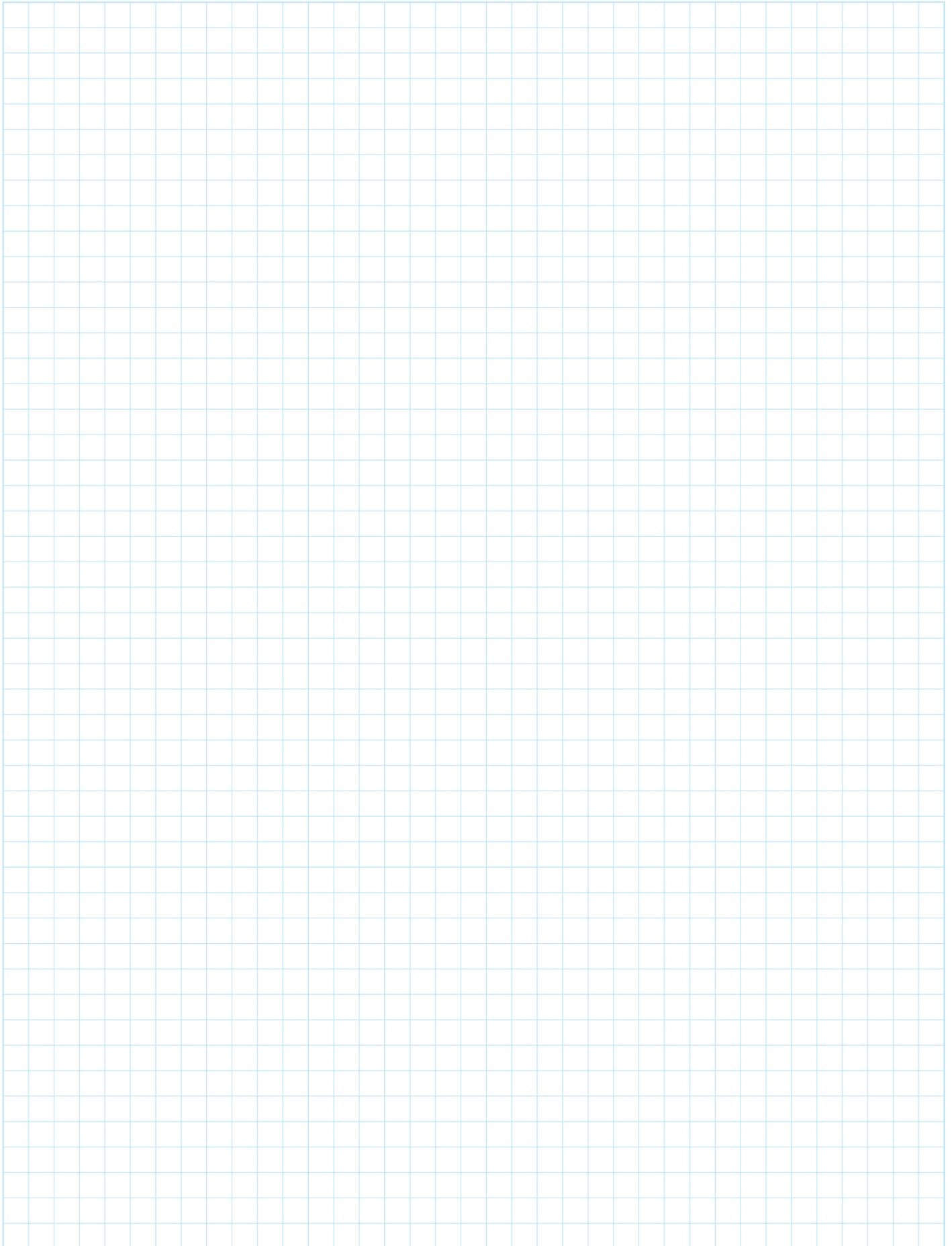


### **Planifier une croissance durable**

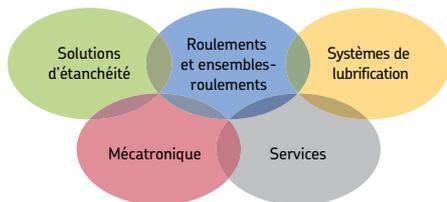
Par nature, les roulements contribuent à préserver l'environnement dans la mesure où ils permettent aux machines de fonctionner de manière plus efficace, en consommant moins d'énergie et de lubrifiant. En améliorant la performance de ses propres produits, SKF contribue à l'avènement d'une nouvelle génération de produits et d'équipements haute performance. Dans l'optique de préparer l'avenir et le monde que nous laisserons à nos enfants, la politique Environnement, santé et sécurité du Groupe SKF et les techniques de fabrication sont développées et mises en œuvre de manière à protéger et à préserver les ressources naturelles limitées de la terre. Nous œuvrons pour une croissance durable et respectueuse de l'environnement.











### La puissance de l'expertise

En s'appuyant sur cinq domaines de compétences et sur une connaissance des applications accumulée depuis plus d'un siècle, SKF apporte des solutions innovantes aux équipementiers d'origine et installations de production dans tous les principaux secteurs industriels à travers le monde. Ces cinq domaines de compétences incluent les roulements et ensembles-roulements, les solutions d'étanchéité, les systèmes de lubrification, les composants mécatroniques (alliance de la mécanique et de l'électronique au sein de systèmes intelligents), ainsi qu'une gamme étendue de services, de la modélisation 3D assistée par ordinateur aux systèmes avancés de maintenance conditionnelle et de fiabilité. Grâce à la présence mondiale de SKF, les clients bénéficient de normes de qualité uniformes et de produits distribués partout dans le monde.

© SKF et HYDROCAM sont des marques déposées du Groupe SKF.

© Groupe SKF 2009

Le contenu de cette publication est soumis au copyright de l'éditeur et sa reproduction, même partielle, est interdite sans autorisation écrite préalable. Le plus grand soin a été apporté à l'exactitude des informations données dans cette publication mais SKF décline toute responsabilité pour les pertes ou dommages directs ou indirects découlant de l'utilisation du contenu du présent document.

**PUB MT/P7 10061 FR** · Septembre 2009

Cette publication remplace la publication 1101 CF.

Imprimé en Italie sur papier respectueux de l'environnement.

