



# CARNET DE CONCEPTION

SAISON 2020

**Table de modification :**

Version	Date	Type de modification	Nom
0.1	11 Juin 2018	Création du document	Nicolas GAMEIRO
1.0	Octobre 2018	Ajouts de règles de maquettage	Arthur PERDEREAU
1.1	Septembre 2019	Mise à jour du contenu pour la saison 2020	Thibaud LASSUS
2.0	23 Octobre 2019	Modifications du contenu et ajout de parties	Nicolas GAMEIRO
2.1	Octobre 2019	Mise à jour final pour la saison 2020	Martin KAWCZYNSKI

## INTRODUCTION

### **OBJECTIFS**

L'objectif de ce document est de rassembler et présenter les règles de conception suivies par l'ensemble de l'équipe de l'EPSA. Ce document sera mis à jour et présenté par le directeur technique de chaque nouvelle année. Les règles présentent permettent d'obtenir un véhicule homogène en termes de dimensionnement mécanique et de donner des guidelines de conception pour s'assurer que les différents systèmes et sous-systèmes sont correctement dimensionner.

### **CADRE**

Ce document donnera des règles de conception portant sur des systèmes de tous les départements. Il doit être distribué (en version imprimée si possible) à l'ensemble de l'équipe et présenté lors d'une ou plusieurs séances de travail en groupe.



## LES MATIERES PREMIERES

Dans le GIT, vous trouverez à côté du carnet de conception une fiche récapitulative pour chaque matériau.

## NOMENCLATURE ET REGLES DE LA MAQUETTE NUMERIQUE

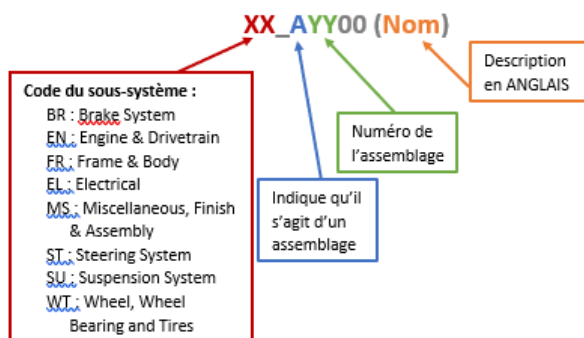
### NOMENCLATURE (AVANT CREATION DES PREMIERES PIECES SINON APRES C'EST GALERE)

- Il y a déjà une **nomenclature** basée sur celle du COST (ce qui est très bien), il faut juste la mettre sur un document et dans le drive et la **présenter à tout le monde** pour être sûr que l'ensemble de l'équipe la respecte.

#### Système de nommage des pièces et assemblages

Toutes les pièces conçues doivent suivre cette dénomination et être placées au bon endroit. Chaque pièce doit être placée sur le tableau synthétique

##### Comment nommer un assemblage :

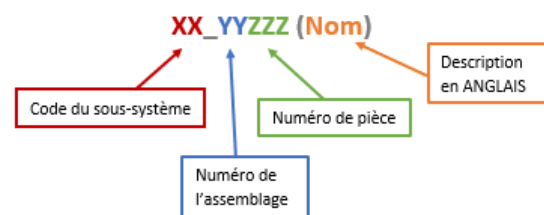


Exemple :

- BR\_A0100 (Front Brake) : Assemblage 1 de Brake System
- SU\_A1100 (Rear Upright) : Assemblage 3 de Suspension System

Dans le nom de l'assemblage, on ne met pas « Assy » : on sait déjà que c'est un assemblage.

##### Comment nommer une pièce :



Exemple :

- BR\_01001 (Brake Disc) : Pièce 1 de l'assemblage 1 de Brake System
- SU\_11001 (Rear Left Upright) : Pièce 1 de l'assemblage 3 de Suspension System

## BOM : OBJECTIFS

L'objectif du BOM est d'avoir un suivi global de TOUTES les pièces qui vont sur la voiture. Le minimum de colonnes à avoir dans un BOM sont :

- FS Part Number (Celui de la nomenclature/ du CATIA)
- Quantité

Mais évidemment je conseille de rajouter :

- Créateur (ex : NGO)
- Fournisseur (ex : Boisard, AlpenTech)
- Supplier Part Number (si acheté)
- Status (ex : En conception, Commandé, Commande en attente, En livraison, Conception figée)
- Exigences d'un fabricant
  - Ex : Un de nos fournisseurs exige d'avoir pour la découpe laser, le dessin technique et un fichier DXF (contour vectoriel de la pièce), donc on rajout une colonne Dessin technique et DXF

- De plus, pour être sûr de ne pas avoir d'erreur humaine, on fait une vérification des dessins techniques et DXF
- Statut dans le Cost Report (Ex : OUI / NON)

Après c'est à vous de voir quelles colonnes sont pertinentes pour l'EPSA

À savoir, que chaque personne qui crée une pièce est responsable de la mettre dans le BOM et d'actualiser son statut. Par contre, c'est aux directeurs de vérifier que tout le monde est à jour dans son travail.

### **REGLES DE CAD**

Il faut absolument avoir et présenter des règles sur comment faire de la CAO sur Catia. En particulier pour :

- Gestion de l'ouverture des assemblages
  - GitHub ne gère pas les conflits/merge sur CATIA donc on ne peut pas avoir plusieurs personnes qui travaillent en même temps sur la même pièce ou le même assemblage
  - Cela peut être problématique si les assemblages sont mal fait à l'origine et que tout le monde doit ouvrir l'assemblage globale du véhicule courant pour pouvoir travailler.
- Gestion des pièces importées, de la visserie/fasteners, des roulements/bearings, etc
  - Lors de l'importation de pièces (Ex : Drexler, étriers de frein, etc) Il faut voir comment on les gère (Ex : Renommage systématique des pièces avec la nomenclature FS, ou création d'un dossier pour les pièces importées ou autres)
  - Pour la visserie, il faut réfléchir si on crée un dossier Fasteners avec toutes la visseries déjà importé et déjà correctement nommé suivant une nomenclature, ou si chacun importe sa visserie dans le dossier et le nomme suivant une nomenclature ou autre
  - Idem pour les roulements
  - Idem pour les autres pièces standard (Fittings/Raccord)

### **STANDARDISATION**

Je conseille fortement de standardiser le maximum de choses dans le CAD :

- Visseries/fasteners
- Matériaux (épaisseur, diamètre, etc)
- Raccord/Fittings

C'est plus facile après pour les commandes/fabrications/etc



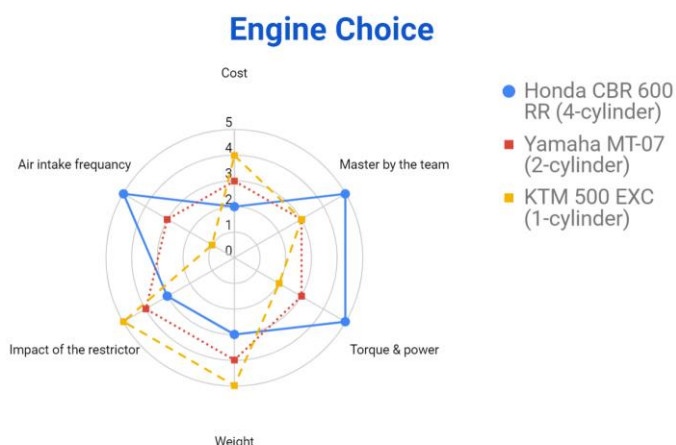
## MATRICES DE DECISIONS

Les **matrices de décisions** sont un bon moyen de prendre des décisions entre différents choix. Elles permettent de mettre aussi en lumière les différents critères qui sont déterminant dans le choix entre différentes architectures ou concepts.

Pour cela, on commence par **lister les critères** qui nous semblent pertinents. Certains reviennent très souvent comme le poids (weight) et le prix (cost). Et on liste ensuite les **différentes possibilités** que l'on a, il peut être intéressant de prendre aussi en compte des choix même si l'on sait déjà qu'on ne les prendra pas car trop chère par exemple, cela permet de justifier quand même certains choix notamment au près des juges au design event et de montrer qu'on a exploré toutes les possibilités. Enfin, on pondère chacun des critères pour chaque possibilité sur une échelle de 1 à 5. Et on met en forme le tout dans un tableau comme ci-dessous :

	<div> <div>Honda CBR 600 RR (4-cylinder)</div> <div>Yamaha MT-07 (2-cylinder)</div> <div>KTM 500 EXC (1-cylinder)</div> </div>		
Cost	2	3	4
Master by the team	5	3	3
Torque & power	5	3	2
Weight	3	4	5
Impact of the restrictor	3	4	5
Air intake frequency	5	3	1
Mean	3,8	3,3	3,3

Ensuite, une moyenne est calculée et le graphique en araignée est automatiquement tracé pour avoir une vue différente.



Lien de l'excel des templates des matrices de décisions EPSA :

<https://docs.google.com/spreadsheets/d/1oQ5IkCYU1vwh9uSfJtwUDEHngCJ2n9uwRJEtVaPxNXM/edit?usp=sharing>

## SPECIFICATION : REALISATION DE CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL

Specifications				System name	
Fonction	Sub Fonction	Criterion	Level	Tolerance	Validation
1. Connect two parts	1.1. Resist the dynamic load case	Max Von Misses Stress	100 Mpa	+/- 10%	Software only
	1.2 xxx	Material	Aluminium	tba	
	1.3 xxx				
2. Assembly	2.1. Allow the tool to be placed near the part for an easy assembly	Volume enveloppe			Testing during assembly
	2.2. xxx				
3. Maintenance					
		Safety factor	1.5	tba	Software only

Il est important de bien rédiger le cahier des charge, pendant la conception du système, c'est à lui qu'il faudra se rattacher pour se rappeler des objectifs du système. Ce n'est donc pas un document PIPO à faire à l'arrache.

Il y a une méthode précise pour rédiger correctement un CDCF. Si c'est fait correctement, la conception du système ou de la pièce n'en sera que plus facile :

### Étape 1 : Identifier les cas de charges.

Il faut impérativement décrire dans quel environnement va fonctionner le système. On doit identifier au moins 3 cas de charges :

- Le nominal : situation courante d'usage où le système fonctionne normalement (ex pour les suspensions : un virage de 1g toutes les 10 secondes),
- Le limite : situation d'usage qui arrive parfois, qui peut détériorer le système mais qui ne le détruit pas (ex : un blocage des roues suite à un freinage trop fort dans un virage à 2.5 g et qui entraîne un dérapage),
- L'extrême : situation qui arrive rarement et qui est susceptible d'endommager ou de détruire le système (ex : un tête à queue dans un virage à 2g qui entraîne une sortie de piste sur des gravier ou un crash avec une barrière).

### Étape 2 : Identifier les fonctions principales, secondaires et contraintes.

Pour identifier les fonctions principales d'un système, il faut se poser la question : "que se passerait-il si mon système n'était pas présent sur la voiture ?"

Les fonctions secondaires viennent ensuite en décomposant la fonction principale.

Les fonctions contraintes sont généralement données par le règlement de la compétition.

Les fonctions sont verbalisées en démarrant par un verbe d'action.

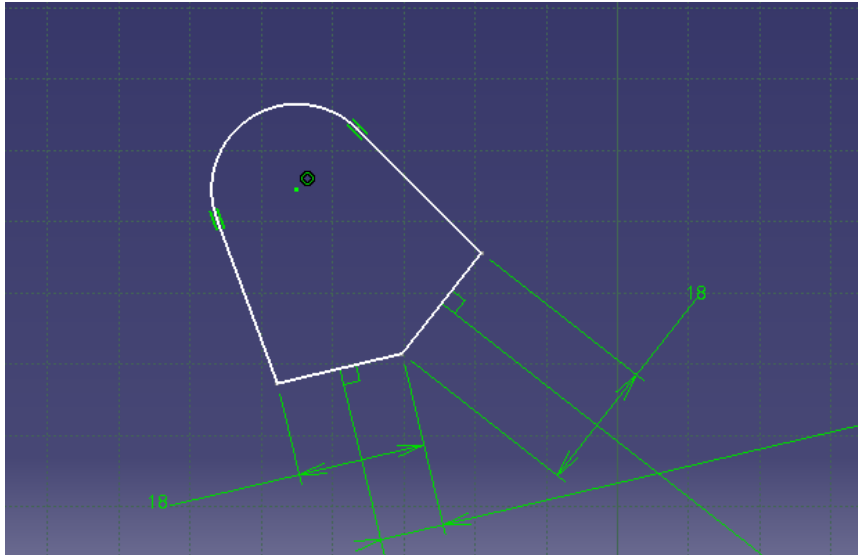
**Étape 3 : Trouver les critères physiques qui décrivent la réalisation d'une fonction et leur niveau de flexibilité.**

Pour correctement caractériser fonctionnellement un système, il faut pouvoir identifier précisément les points où toutes ses fonctions sont remplies.

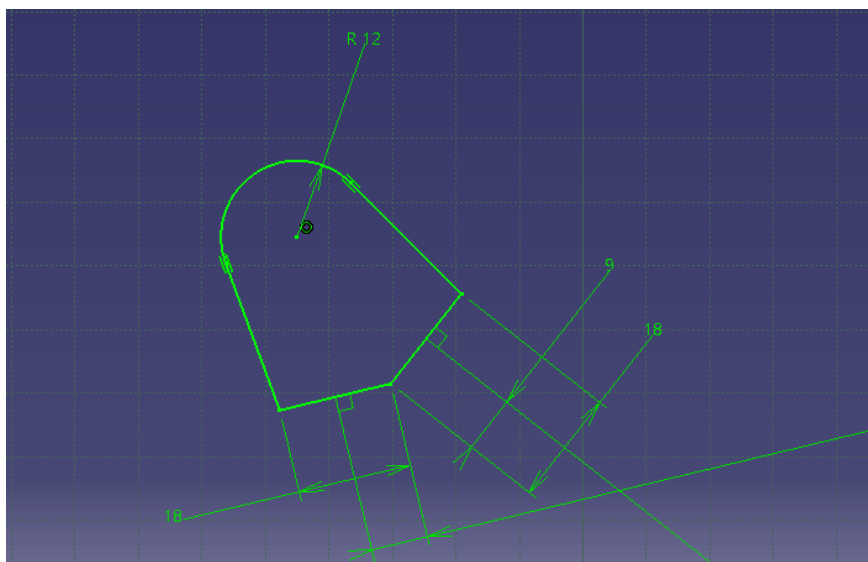
Il faut alors identifier les critères physiques qui les paramètrent. On fixe ensuite la valeur de ces paramètres que l'on veut atteindre en fonction des objectifs du système supérieur et avec l'aide de modèles physiques, littérature et REX des années précédentes.

## CONCEPTION PRELIMINAIRE : REGLES DE MAQUETTAGE

Concernant les maquettes CATIA, **JE NE VEUX VOIR AUCUNE ESQUISSE AVEC DES TRAITS BLANCS**, ils doivent tous être verts. Toutes les esquisses doivent être contraintes. Sinon ton esquisse risque de bouger. Soit tu t'en rend compte avant la prod et tu es obligé de refaire le travail, soit ta pièce part en prod, tu la reçois et oh surprise, ça marche pas comme tu voulais !



Ci-dessus, c'est une esquisse mal contrainte : il y a certes des contraintes, mais elles ne sont pas suffisantes, on peut encore bouger les traits blancs à la souris.



Là, c'est correctement contraint : tous les traits sont verts et on ne peut pas les bouger à la souris.



**PRISE EN COMPTE DE L'INTEGRATION SUR LE VEHICULE**

Vous concevez des pièces, mais plus largement des assemblages. Pensez que vous allez avoir des éléments de serrage (vis, écrou principalement). Mettez-les autant que possible sur vos maquettes : ça peut montrer des problèmes d'encombrement, de collision, d'impossibilité de mise en place. Et oui, ça ne vient pas comme par magie dans le trou (il faut la place pour les doigts, pour insérer la longueur de la vis).

Et ensuite il faut serrer : pensez que les outils ça prend encore plus de place (diamètre de douille, place pour les clés/cliquets etc).

De manière générale, quand il s'agit d'encombrement au niveau du châssis, passages de gabarits, ou entre sous-systèmes essayez toujours d'avoir un peu de marge. Car la maquette numérique est certes parfaite, mais dans le monde réel il y a des défauts de fabrication (notamment au niveau du châssis). Pour ce qui est usinage on est plutôt bon par contre.

**CONTRAINTES LIEES AU PROCESS DE FABRICATION**

Essayer au plus de prendre des épaisseurs standard pour vos pièces. Exemple porte excentrique en 5mm c'est du standard, ça évite de devoir resurfer la pièce. Si c'est pas possible les partenaires feront avec mais bon : c'est du coût et du temps de travail en plus.

Si votre pièce est découpée laser : c'est du 2D

Si votre pièce est usinée (tour/fraiseuse) : on ne fait pas les formes que l'on veut, les dimensions que l'on veut partout. On est limité par l'accessibilité/dimensions des outils, les techniques, le maintien en position de ta pièce (ce dernier point est beaucoup moins limitant). Ces problématiques sont surtout pour les formes internes (gorges, alésages,...) . Typiquement un trou carré ça n'existe pas. Si tu fais une découpe interne, tu le fais avec une fraise qui est cylindrique. Donc tu auras des congés au minimum du rayon de ta fraise.

Si vous voulez avoir toute la liberté dans les formes, il faut voir du côté de l'impression 3D, mais bon on en est pas encore là à l'EPSA.

Évitez absolument les variations brusques de section (exemple un cylindre de 10mm qui continu directement sur un cylindre de 20mm). Préférez des transitions plus douces : des congés ou des chanfreins.

Évitez au plus possible de faire travailler vos pièces en flexion, c'est beaucoup moins résistant que si tu travailles en simple traction compression.

**Pour les pièces en tôlerie :**

Le rayon de pliage minimum est 2 fois l'épaisseur de la tôle à plier.

**STANDARDISATION DES PIECES**

Découpe laser acier, épaisseur : 1,5 - 3 - 4 mm

Découpe laser aluminium : 2 - 3 mm

Matériaux de référence : Acier (S235, S355, S700), Aluminium (7075 T6, 2017, 2017 T4)

## CONCEPTION DETAILLEE : ANALYSE PAR LA METHODE DES ELEMENTS FINIS

### CHOIX DU COEFFICIENT DE SECURITE

Applications	Safety factor
For use with highly reliable materials where loading and environmental conditions are not severe and where weight is an important consideration	1.3 - 1.5
For use with reliable materials where loading and environmental conditions are not severe	1.5 - 2
For use with ordinary materials where loading and environmental conditions are not severe	2 - 2.5
For use with less tried and for brittle materials where loading and environmental conditions are not severe	2.5 - 3
For use with materials where properties are not reliable and where loading and environmental conditions are not severe, or where reliable materials are used under difficult and environmental conditions	3 and more

Le choix doit être validé par le directeur technique et performance.

### CONVENTION DE PRESENTATION DES RESULTATS

Premièrement, pour faciliter la présentation des résultats de ces analyses, il convient de cacher les repères, de prendre des impressions d'écran avec un fond blanc, et de passer les unités dans un système compréhensible par tous (exemple : Contrainte de Von Mises en MPa *Outils – Option – Paramètres et Unités – Onglet Unités – Pression en Mpa*).

### TAILLE DE MAILLAGE ADAPTEE

La taille du maillage doit être définie de sorte à obtenir des résultats cohérents, et un temps de calcul relativement faible. Il est possible de mailler de différentes sortes, cela dit nous ferons confiance au maillage volumique par défaut de CATIA V5. En général, on choisit une taille de maille 3 fois inférieure à la plus petite géométrie de la pièce analysée. Par exemple, il convient d'utiliser une taille de maille entre 0.5mm et 0.8mm pour une chape plate de 3mm d'épais. Pour une plaque en flexion par exemple, le maillage est bien choisi si l'on aperçoit une « fibre neutre ».

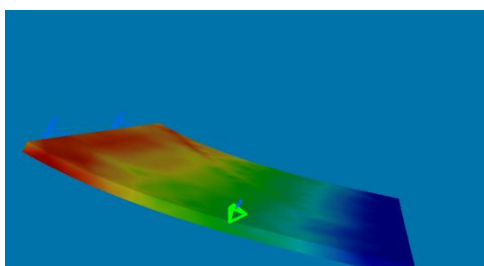


Figure 1 : Mauvaise taille de maille

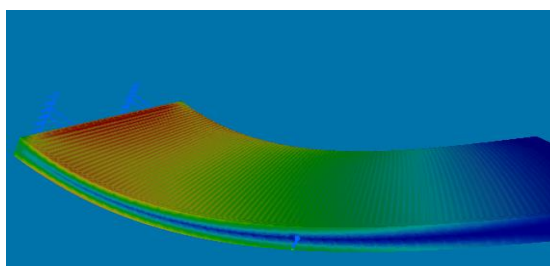


Figure 2 : Bonne taille de maille

Sur la gauche, un maillage non adapté. Sur la droite, un maillage adapté. On aperçoit bien la « fibre neutre ». Le dessus de la plaque est en compression, le dessous en traction, il y a donc une annulation de la contrainte entre les deux parois de la plaque.

On choisira par défaut une flèche absolue comme taille du maillage/3. La flèche absolue correspond à l'écart maximum autorisé entre la géométrie et le maillage, et donne des précisions au niveau des arrêtes.

### **CONVENTION DE MODELISATION DE SOUDURE**

La soudure sera employée dans une bonne partie des chapes que nous allons dessiner. La meilleure modélisation reste l'encastrement. Cela dit, cet encastrement doit être positionné aux bons endroits. En effet, la soudure de deux pièces n'est pas effective sur toute une surface.

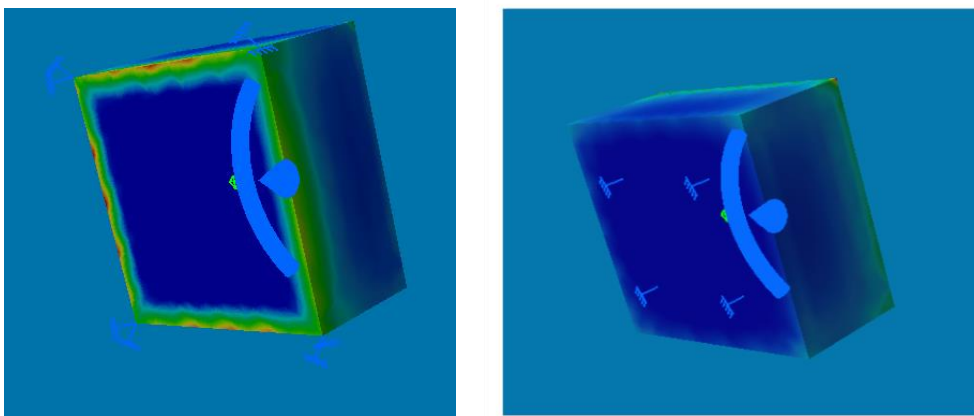


Figure 3 : Modélisation de soudure

Sur la gauche, une modélisation avec encastrement sur les arrêtes. Sur la droite, une modélisation avec encastrement sur la surface. Les contraintes sont beaucoup plus localisées au niveau des soudures, ce qui est le cas en réalité.

Cette modélisation semble correcte dans le cas de pure traction. En effet, pour de la compression, le contact entre la chape et le châssis par exemple transmet des efforts. Il convient alors de placer une Pièce Virtuelle de Contact sur la surface en contact avec le châssis. Pour compléter, il convient d'encastrer cette Pièce Virtuelle de Contact pour terminer de modéliser le châssis. Ainsi, on observe dans tous les cas possible une concentration de contrainte correspondant à la réalité.

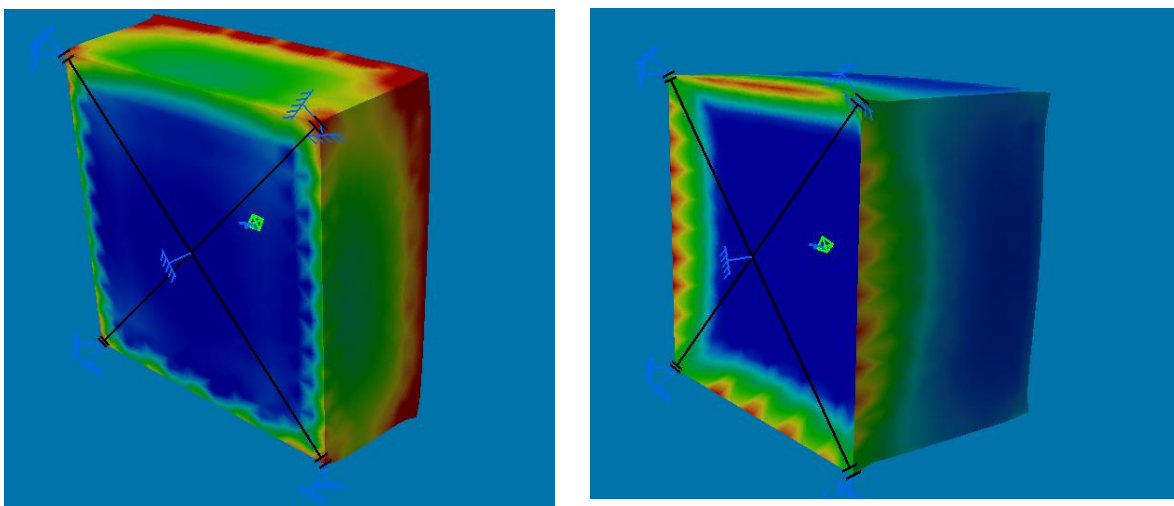
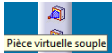


Figure 4 : Modélisation des efforts du support

A gauche en compression, le châssis reprend des efforts (déplacement nul). A droite en traction, le châssis ne participe pas à la transmission d'efforts mis à part aux soudures (déplacement non nul).

### CONVENTION DE MODELISATION DES FIXATIONS PAR VIS

Premièrement, la simulation des assemblages vissés n'est nécessaire que lorsque le point faible de la pièce est localisé à la fixation. Si ce n'est pas le cas, il est tout à fait possible de modéliser l'assemblage par un encastrement.

Les vis ne travaillent qu'avec des surfaces perpendiculaires à leur axe. Ainsi, la partie cylindrique de la vis (et donc de la pièce) ne doit fournir aucun effort. Une approche consiste à placer une Pièce Virtuelle Souple  entre les surfaces de travail d'une vis. Il faut définir cette pièce virtuelle souple entre les surfaces qui travaillent (tête de vis, écrou).

Par exemple :

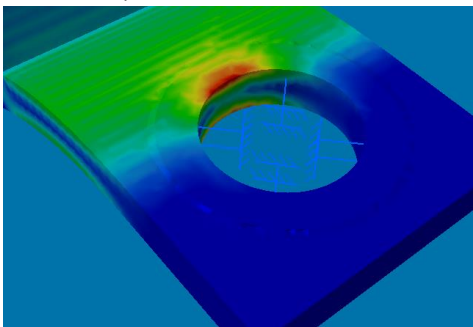
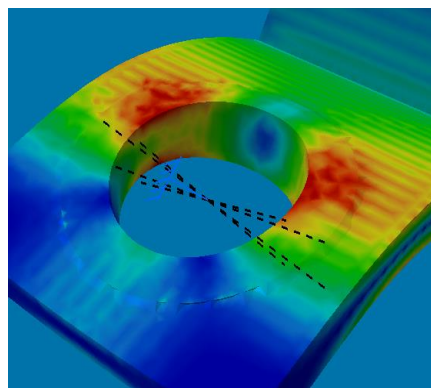


Figure 5 : Modélisation d'efforts sur vis



Sur la gauche, une modélisation avec encastrement. Sur la droite, une modélisation avec pièce virtuelle souple. Les contraintes ne sont pas concentrées au même endroit.

Pour deux chapes vissées, on utilisera la modélisation suivante des surfaces de contact :

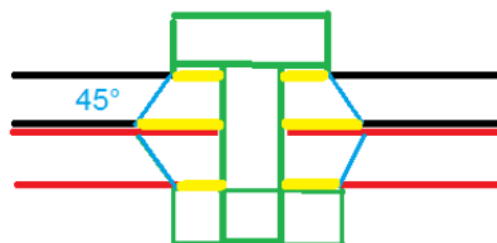


Figure 6 : Détails des surfaces de contact

Le diamètre des cercles qui servent à placer la pièce virtuelle souple sont D pour le côté tête de vis et écrou, et D' pour le côté en contact avec la seconde chape.

D= diamètre extérieur de la tête de vis.

$E$  = épaisseur de la chape

$$D' = D + 2 * E$$

### **APPLICATION A UN EXEMPLE**

Pour mettre en œuvre ces méthodes d'analyses, présentons en exemple une chape liant le triangle arrière supérieur au châssis tubulaire du véhicule Atomix v1.0.

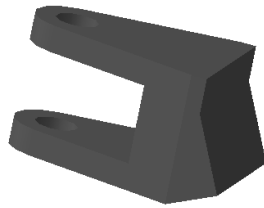


Figure 7 : Exemple de chape

Cette pièce est soudée au châssis tubulaire sur sa partie droite, et recevra une pièce appelée rotule entre ses deux bras de gauche. On insère ensuite une vis à travers l'assemblage.

### **DEFINITION DES SURFACES DE TRANSFERT D'EFFORTS**

Comme détaillé auparavant, il y a un travail préparatoire à effectuer sur la géométrie de la pièce pour modéliser les efforts exercés par un assemblage vissé. Pour pouvoir sélectionner des surfaces cohérentes lors de la mise en place du modèle d'efforts dans la partie analyse, il convient de modéliser une petite surface représentant la surface de contact entre la vis et la pièce, ainsi que la surface d'effort pour deux pièces en contact. On réalise pour cela une extrusion d'une épaisseur négligeable (0.1mm) du diamètre de la tête de vis comme indiqué précédemment.

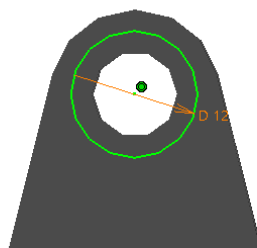




Figure 8 : Réalisation des surfaces d'appui

Par la suite, nous répèterons cette opération sur toutes les surfaces en contact avec l'assemblage vissé, c'est-à-dire la tête de vis, la surface en contact avec l'écrou, et les deux surfaces intérieures en contact avec la rotule (selon le principe du diamètre d'effort  $D'$  expliquée plus haut, ou la surface de contact si celle-ci est inférieure à  $D'$ ).

### **MODELISATION DES INTERFACES**

Une fois toutes ces surfaces modélisées, on passe dans le module Generative Structural Analysis de l'atelier Analyses et Simulation (Démarrer – Analyses et Simulation – Generative Structural Analysis).

Commençons par la modélisation de la soudure. Comme détaillé précédemment, on modélise un encastrement  sur les arrêtes soudées, et on place une pièce virtuelle de contact  sur les surfaces en contact avec le châssis elle-même encastree. On arrive à ce résultat :

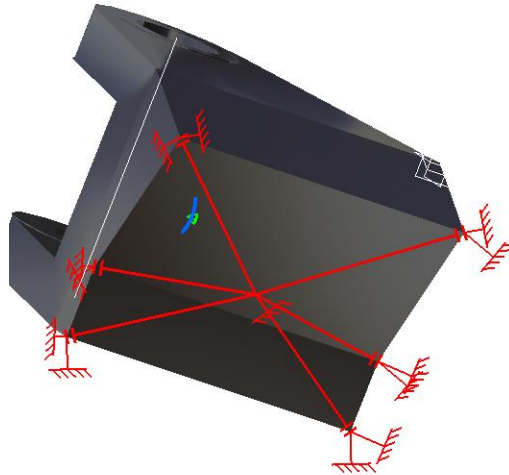



Figure 9 : Modélisation du support soudé

Passons ensuite à la modélisation de l'effort sur l'assemblage vissé. Pour cela, il faut définir une pièce virtuelle rigide  entre nos surfaces de travail. On obtient ce résultat, sur les deux parties de travail de la pièce :

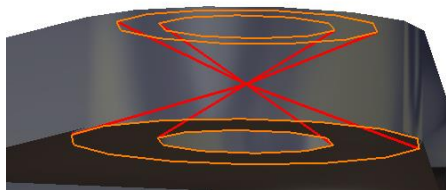


Figure 10 : Modélisation de l'assemblage vissé

On arrive donc à la modélisation suivante de nos interfaces :

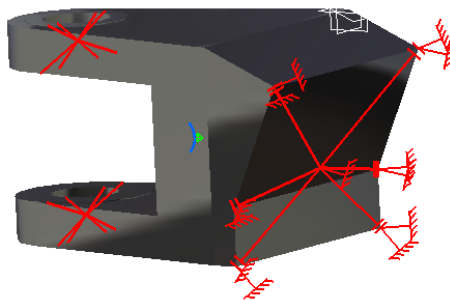


Figure 11 : Vue globale de modélisation



### APPLICATION DES EFFORTS

Il ne nous reste plus qu'à appliquer nos efforts sur les deux pièces virtuelles rigides pour terminer la modélisation :

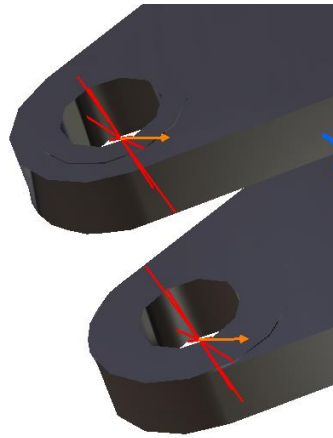



Figure 12 : Application d'efforts

Il ne nous reste plus qu'à lancer le calcul  en adaptant la taille de maille et observer le résultat.

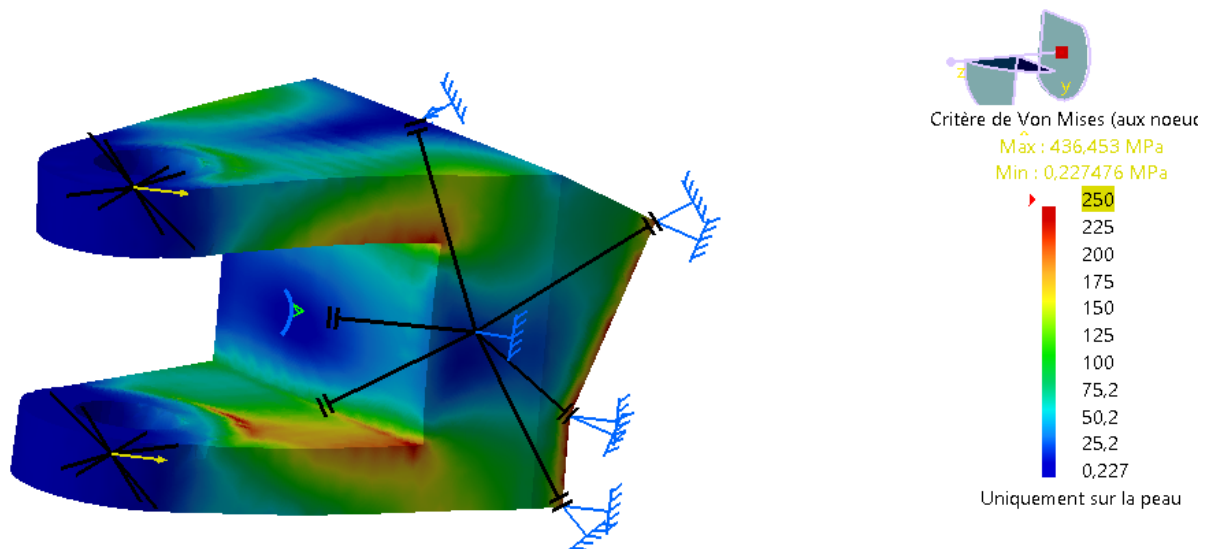


Figure 13 : Résultat d'analyses

On pourrait enlever par exemple un peu plus de matière au centre de la pièce, partie avec peu d'efforts, et réaliser des congés sur les angles vifs qui concentrent de la contrainte. Pour faciliter la soudure, on évitera les congés et chanfrein sur les bords de soudure. Les valeurs données de contraintes max localisés à la soudure sont très dures à exploiter, puisque le matériau subit des modifications de propriétés suite à la soudure.

**TABLEAU DES GEOMETRIES DE VIS STANDARDS *CHC* (CYLINDRIQUE A TETE *HEXAGONALE CREUSE*)**

Diamètre nominal normalisé M	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14
Diamètre de la tête de vis (en mm)	5.5	7	8.5	10	13	16	18	21
Hauteur de la tête de vis (en mm)	3	4	5	6	8	5	6	7



## MISES EN PLAN

### COMPLETER LE RSP

1. Regarder la pièce dans le RSP (Référentiel Standard de Production) qui comporte votre trigramme et mettre le statut sur « MEP en cours », avec votre trigramme
2. Une fois faite, la mettre sur le git, et mettre le statut à « vérification de la MEP »

### REGLES DE LA MEP

1. Faire la mise en plan en prenant le soin d'ajouter un cartouche, ajouter le texte : "Tolérance générale : ISO 2768 mK"
2. Mettre une vue isométrique (en bas à gauche à côté du cartouche, vous pouvez changer l'échelle pour la vue isométrique).
3. Essayer de tout côter en diamètre pour que le fabricant n'ait pas à jongler entre diamètre et rayon.
4. A la fin, enregistrer votre MEP en format pdf et en CATDrawing et d'enregistrer votre pièce au format .igs dans le dossier A VERIFIER puis dans le bon partenaire, la bonne matière et la bonne épaisseur (toutes ces informations sont sur le RSP).

**NOTA :**

- SOIGNER LA REALISATION, CHOCS PROHIBES.
- EBAVURAGE IMPERATIF.
- (F.I.) : COTES POUR INFORMATION.
- ENTREE ET SORTIE TANGENTIEL AU PROFIL,
- ZONES DE CHAUFFE INTERDITES.
- VOIR DXF POUR LES PROFIL DE FORME ET DIMENSIONS NON COTES.
- TOLERANCE GENERALES DE FORME :
- DEGRAISSAGE DE LA PIECE AVANT LIVRAISON.



## DIMENSIONNEMENT DES ASSEMBLAGES VISES

[Mettre cours de Simon la]

Le diamètre/nombre de vis ne sort pas de nulle part. Deux écoles :

- Ta vis fonctionne comme un ressort. Quand tu sers ton écrou avec un certain couple, ça va avoir tendance à déformer ta vis qui va vouloir reprendre sa forme initiale. Donc elle applique une force (dépendante du couple, du filetage, de la lubrification...) qui va comprimer les deux pièces que tu veux boulonner. Loi de coulomb : tant que tu restes dans le cône ça adhère. Combiné à l'effort normal, tes pièces ne bougent pas.
- Tu dimensionnes au cisaillement : si tu as des efforts importants, il va te falloir une vis épaulée.

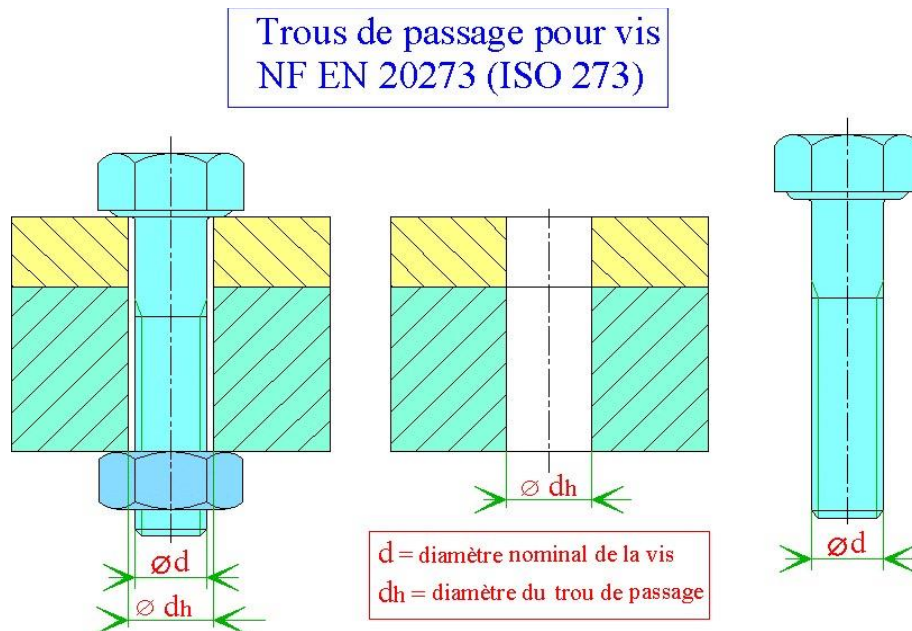
### **TABLE DE PASSAGE DE VIS**

Dans un monde parfait, une vis M6 a un diamètre de 6 et ça rentre parfaitement dans un perçage de diamètre 6. Vous n'avez pas envie de vous faire chier à reprendre tous les passages de vis de la voiture à la main? Ce qu'on fait dans le monde réel est dans le tableau en annexe, série fine.

Attention le règlement impose 2 filets dépassant de la vis ! Sert pour choisir la longueur minimale de vis.

Si vous avez des questions d'usinage, de conception, que vous ne savez pas trop comment faire une pièce pour telle fonction, ou que vous pensez qu'il pourrait y avoir une meilleure solution, n'hésitez pas à me contacter j'essaierai de répondre du mieux possible. Ça fera gagner du temps à tout le monde ;) En annexe vous trouverez les tables de passage et serrage de vis.

## TABLE DE PASSAGE DES VIS



Trous de passage pour vis ou boulons - EN 20273 (ISO 273) Tableau 15							
Ø de filetage	Ø d <sub>h</sub> du trou de passage			Ø de filetage	Ø d <sub>h</sub> du trou de passage		
d (mm)	série fine (H12)*	série moyenne (H13)*	série large (H14)*	d (mm)	série fine (H12)*	série moyenne (H13)*	série large (H14)*
1	1,1	1,2	1,3	12	13	13,5	14,5
1,2	1,3	1,4	1,5	14	15	15,5	16,5
1,4	1,5	1,6	1,8	16	17	17,5	18,5
1,6	1,7	1,8	2	18	19	20	21
1,8	2	2,1	2,2	20	21	22	24
2	2,2	2,4	2,6	22	23	24	26
2,5	2,7	2,9	3,1	24	25	26	28
3	3,2	3,4	3,6	27	28	30	32
3,5	3,7	3,9	4,2	30	31	33	35
4	4,3	4,5	4,8	33	34	36	38
4,5	4,8	5	5,3	36	37	39	42
5	5,3	5,5	5,8	39	40	42	45
6	6,4	6,6	7	42	43	45	48
7	7,4	7,6	8	45	46	48	52
8	8,4	9	10	48	50	52	56
10	10,5	11	12	52	54	56	62



Guide de serrage contrôlé



Couple de serrage et force de précharge

- Seule une précharge correcte procure un assemblage fiable :
  - précharge trop faible : risque de desserrage
  - précharge trop forte : risque de déformation des pièces à assembler, ou de rupture de la vis.
- La précharge est fonction du couple de serrage appliqué sur la vis et du coefficient de frottement.

Qu'est-ce que la précharge ? (Fo)

C'est la force en Newton qui met les pièces en pression lors du serrage de la vis.

Qu'est-ce qu'un couple de serrage ? (Cs)

Le couple "est une force-" appliquée au bout d'un bras de levier;

Tableau des couples de serrage :

Les couples de serrage sont calculés à 85 % de la limite élastique (documentation E 25-030).

1. Quel coefficient de frottement ?

Choisir le tableau de valeurs en fonction de votre vis (0.10, 0.15, ou 0.20).

Exemple :  $\mu = 0.10$

2. Quelle "-classe de qualité-" de vis ?

Les caractéristiques des vis dépendent de leur classe de qualité (les vis 12.9 étant "les plus performantes-").

Choisir la colonne correspondant à la classe de votre vis.

Exemple : vis d 10, qualité de vis 8.8

3. Couples de serrage (Cs).

Ils sont indiqués, pour chaque type de vis, en Newton x mètre (N.m). Dans l'exemple, on appliquera un couple de serrage de 36 N.m sur la vis.

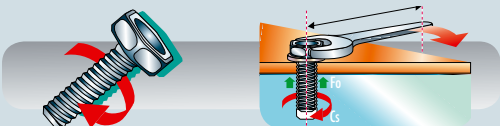


TABLE DE CONVERSIONS

L'unité internationale est le N.m (Newton x mètre).

1. Convertir des N.m

- Newton-mètre en Kilogramme-force mètre : 1 N.m = 0,102 kgf.m
- Newton-mètre en Pound-force foot : 1 N.m = 0,738 lbf.ft
- Newton-mètre en Pound-force inch : 1 N.m = 8,851 lbf.in
- Newton-mètre en Ounce-force inch : 1 N.m = 141.61 ozf.in

2. Convertir des kgf.m

- Kilogramme-force mètre en Newton-mètre : 1 kgf.m = 9.81 N.m
- Kilogramme-force mètre en Pound-force foot : 1 kgf.m = 7.23 lbf.ft
- Kilogramme-force mètre en Pound-force inch : 1 kgf.m = 86,8 lbf.in

3. Convertir des lbf.ft

- Pound-force foot en Newton-mètre : 1 lbf.ft = 1.35 N.m
- Pound-force foot en Kilogramme-force mètre : 1 lbf.ft = 0.138 kgf.m
- Pound-force foot en Pound-force inch : 1 lbf.ft = 12 lbf.in

4. Convertir des lbf.in

- Pound-force inch en Newton-mètre : 1 lbf.in = 0.1129 N.m
- Pound-force inch en Kilogramme-force mètre : 1 lbf.in = 0,0115 kgf.m
- Pound-force inch en Pound-force foot : 1 lbf.in = 0,083 lbf.ft
- Pound-force inch en Ounce-force inch : 1 lbf.in = 16 ozf.in

$\mu = 0.10$  tableau de serrage pour visserie phosphatée ou zinguée, lubrification adaptée de bonne qualité ( $\mu$  = coefficient de frottement moyen)

ISO 272			Classes de qualité boulonnerie acier ISO 898-1													
			5,6		5,8		6,8		8,8		9,8		10,9		12,9	
d mm	ISO mm	mm	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo
1,6**	0,35	3,2	0,060	260	0,084	364	0,096	416	0,128	555	0,144	624	0,189	815	0,221	954
2**	0,40	4	0,126	432	0,177	604	0,202	690	0,270	921	0,303	1 036	0,396	1 352	0,463	1 582
2,5**	0,45	5	0,261	718	0,365	1 006	0,417	1 150	0,556	1 533	0,626	1 724	0,82	2 251	0,96	2 634
3	0,50	5,5	0,44	1 077	0,62	1 508	0,71	1 724	0,95	2 298	1,09	2 586	1,40	3 376	1,64	3 951
4	0,70	7	1,03	1 868	1,44	2 615	1,65	2 988	2,20	3 985	2,49	4 484	3,23	5 853	3,78	6 849
5	0,80	8	2,03	3 053	2,85	4 275	3,25	4 885	4,34	6 514	4,92	7 335	6,3	9 568	7,4	11 196
6	1	10	3,53	4 310	4,95	6 034	5,6	6 896	7,5	9 195	8,53	10 336	11	13 506	12,9	15 805
8	1,25	13	8,5	7 904	11,9	11 066	13,6	12 647	18,2	16 863	20,63	18 968	26	24 768	31	28 984
10	1,50	16	16,8	12 580	23	17 612	27	20 128	36	26 838	41	30 197	52	39 418	61	46 128
12	1,75	18	29	18 337	40	25 672	46	29 339	62	39 119	70	44 022	91	57 457	106	67 236
14	2	21	46	25 175	65	35 245	74	40 280	99	53 707	111	60 251	145	78 882	170	92 309
16	2	24	71	34 597	100	48 436	115	55 356	153	73 808	173	83 165	225	108 406	263	126 858
18	2,5	27	99	42 094	139	58 932	159	67 351	220	92 440			313	131 897	366	154 348
20	2,5	30	140	54 059	196	75 682	225	86 494	311	119 003			440	169 385	515	198 216
22	2,5	34	192	67 511	269	94 515	307	108 017	424	148 374			602	211 534	704	247 540
24	3	36	241	77 845	338	108 983	387	124 552	534	171 437			758	243 914	887	285 432
27	3	41	355	102 393	498	143 350	569	163 829	784	225 110			1 114	320 832	1 304	375 442
30	3,5	46	483	124 491	677	174 287	773	199 185	1 067	274 030			1 515	390 072	1 773	456 467
33	3,5	50	653	155 083	915	217 116	1 046	248 132	1 442	341 347			2 048	485 926	2 397	568 637
36	4	55	841	182 032	1 177	254 845	1 346	291 252	1 855	400 571			2 636	570 369	3 085	667 453
39	4	60	1 088	218 667	1 523	306 135	1 741	349 868	2 399	481 158			3 410	685 159	3 990	801 782
42**	4,5	65	1 348	250 311	1 887	350 435	2 156	400 497	2 965	550 683			4 223	784 306	4 941	917 805
45**	4,5	70	1 681	292 970	2 353	410 158	2 690	468 752	3 698	644 534			5 267	917 973	6 164	1 074 223
48**	5	75	2 032	329 254	2 845	460 956	3 251	526 807	4 470	724 359			6 367	1 031 663	7 450	1 207 265
52**	5	80	2 608	395 006	3 651	553 008	4 172	632 009	5 737	869 013			8 171	1 237 685	9 562	1 448 354
56**	5,5	85	3 255	456 159	4 557	638 622	5 208	729 854	7 161	1 003 549			10 199	1 429 298	11 935	1 672 582
60**	5,5	90	4 032	532 893	5 645	746 050	6 451	852 629	8 871	1 172 365			12 634	1 669 732	14 785	1 953 941
64**	6	95	4 856	602 793	6 798	843 911	7 769	964 470	10 683	1 326 146			15 215	1 888 753	17 805	2 210 243

\*Classe 8-8a jusqu'à d=16mm, 8-8b à partir de d=18 mm





## Guide de serrage contrôlé (suite)



$\mu = 0.15$  tableau de serrage pour visserie noire ou zinguée, lubrification sommaire (état de livraison) ( $\mu$ =coefficient de frottement MOYEN)

ISO 272			Classe de qualité boulonnerie acier ISO898-1													
			5,6		5,8		6,8		8,8		9,8		10,9		12,9	
d mm	ISO mm	mm	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo
1,6**	0,35	3,2	0,075	234	0,105	327	0,120	374	0,160	499	0,180	561	0,235	732	0,275	857
2**	0,40	4	0,159	388	0,222	544	0,254	621	0,339	829	0,381	932	0,498	1 217	0,582	1 424
2,5**	0,45	5	0,330	648	0,463	907	0,529	1 036	0,705	1 382	0,793	1 555	1,04	2 030	1,21	2 375
3	0,50	5,5	0,57	972	0,80	1 362	0,91	1 556	1,21	2 075	1,38	2 335	1,79	3 048	2,09	3 567
4	0,70	7	1,30	1 685	1,83	2 359	2,09	2 696	2,78	3 594	3,16	4 044	4,09	5 279	4,79	6 178
5	0,80	8	2,59	2 759	3,62	3 862	4,14	4 414	5,5	5 886	6,27	6 626	8,1	8 645	9,5	10 116
6	1	10	4,49	3 891	6,2	5 448	7,1	6 226	9,5	8 302	10,84	9 334	14,0	12 194	16,4	14 269
8	1,25	13	10,9	7 145	15,2	10 003	17,4	11 432	23	15 242	26,34	17 146	34	22 388	40	26 198
10	1,50	16	21	11 379	30	15 930	34	18 206	46	24 275	52	27 313	67	35 655	79	41 724
12	1,75	18	37	16 594	52	23 231	59	26 550	79	35 401	90	39 835	116	51 995	136	60 845
14	2	21	59	22 789	83	31 905	95	36 463	127	48 618	143	54 570	187	71 408	219	83 563
16	2	24	93	31 385	130	43 939	148	50 216	198	66 955	224	75 422	291	98 340	341	115 079
18	2,5	27	128	38 123	179	53 373	205	60 998	283	83 746			402	119 454	471	139 787
20	2,5	30	182	49 039	254	68 655	291	78 463	402	107 941			570	153 657	667	179 811
22	2,5	34	250	61 326	350	85 857	400	98 123	552	134 806			783	192 157	917	224 865
24	3	36	313	70 616	438	98 863	500	112 986	691	155 489			981	221 266	1 148	258 928
27	3	41	463	93 042	649	130 259	741	148 868	1 022	204 577			1 452	291 534	1 700	341 157
30	3,5	46	628	113 045	880	158 263	1 005	180 872	1 387	248 811			1 969	354 209	2 305	414 500
33	3,5	50	854	141 009	1 195	197 412	1 366	225 614	1 884	310 343			2 676	441 828	3 132	517 033
36	4	55	1 096	165 409	1 534	231 573	1 754	264 655	2 418	363 974			3 435	518 282	4 020	606 501
39	4	60	1 424	198 910	1 994	278 474	2 279	318 257	3 139	437 669			4 463	623 253	5 223	729 339
42**	4,5	65	1 760	227 588	2 464	318 624	2 816	364 141	3 872	500 694			5 515	713 110	6 453	834 491
45**	4,5	70	2 203	266 613	3 085	373 258	3 525	426 580	4 847	586 548			6 903	835 386	8 079	977 579
48**	5	75	2 659	299 530	3 722	419 342	4 254	479 248	5 849	658 966			8 330	938 528	9 748	1 098 277
52**	5	80	3 425	359 684	4 795	503 558	5 480	575 495	7 335	791 306			10 731	1 127 011	12 558	1 318 843
56**	5,5	85	4 270	415 172	5 978	581 240	6 832	664 275	9 394	913 378			13 379	1 300 871	15 656	1 522 296
60**	5,5	90	5 306	485 416	7 428	679 583	8 490	776 666	11 673	1 067 916			16 625	1 520 971	19 455	1 779 860
64**	6	95	6 382	548 969	8 935	768 556	10 212	878 350	14 041	1 207 731			19 998	1 720 102	23 402	2 012 885

$\mu = 0.20$  tableau de serrage pour visserie revêtue ou non. Montage à sec ( $\mu$  = coefficient de frottement moyen)

ISO 272			Classe de qualité boulonnerie acier ISO898-1													
			5,6		5,8		6,8		8,8		9,8		10,9		12,9	
d mm	ISO mm	mm	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo	Cs	Fo
1,6**	0,35	3,2	0,086	210	0,120	294	0,137	335	0,183	447	0,206	503	0,269	657	0,315	769
2**	0,40	4	0,183	349	0,256	488	0,293	558	0,390	744	0,439	837	0,573	1 093	0,671	1 279
2,5**	0,45	5	0,383	582	0,536	815	0,612	931	0,816	1 242	0,918	1 397	1,20	1 824	1,40	2 134
3	0,50	5,5	0,66	874	0,92	1 224	1,06	1 399	1,41	1 866	1,60	2 099	2,07	2 740	2,43	3 207
4	0,70	7	1,51	1 514	2,11	2 120	2,42	2 422	3,22	3 230	3,66	3 635	4,74	4 744	5,5	5 552
5	0,80	8	3,00	2 481	4,20	3 473	4,81	3 970	6,4	5 293	7,27	5 958	9,4	7 774	11,0	9 098
6	1	10	5,2	3 498	7,2	4 893	8,3	5 598	11,1	7 464	12,57	8 392	16,3	10 962	19,1	12 828
8	1,25	13	12,6	6 426	17,7	8 997	20	10 283	27	13 710	30,62	15 423	39	20 137	46	23 565
10	1,50	16	25	10 238	35	14 334	40	16 382	53	21 843	61	24 575	78	32 082	92	37 542
12	1,75	18	43	14 934	60	20 908	69	23 895	92	31 860	105	35 849	136	46 795	159	54 760
14	2	21	69	20 514	97	28 719	111	32 822	148	43 763	167	49 142	218	64 277	255	75 218
16	2	24	108	28 280	152	39 592	174	45 248	232	60 331	262	67 944	341	88 611	399	103 694
18	2,5	27	149	34 324	209	48 054	239	54 919	330	75 421			469	107 549	549	125 856
20	2,5	30	213	44 188	298	61 863	341	70 700	471	97 253			667	138 456	781	162 023
22	2,5	34	293	55 298	411	77 418	470	88 478	648	121 574			920	173 269	1 077	202 762
24	3	36	366	63 630	513	89 083	586	101 809	809	140 084			1 148	199 376	1 343	233 313
27	3	41	544	83 910	762	117 474	871	134 257	1 201	184 517			1 706	262 920	1 997	307 672
30	3,5	46	737	101 914	1 032	142 679	1 180	163 062	1 628	224 292			2 311	319 331	2 704	373 685
33	3,5	50	1 004	127 210	1 406	178 094	1 607	203 536	2 216	279 953			3 148	398 593	3 684	466 438
36	4	55	1 288	149 174	1 803	208 844	2 060	238 679	2 840	328 236			4 036	467 413	4 723	546 973
39	4	60	1 677	179 487	2 348	251 282	2 683	287 179	3 697	394 919			5 255	562 393	6 150	658 119
42**	4,5	65	2 070	205 323	2 898	287 452	3 312	328 516	4 554	451 710			6 486	643 344	7 590	752 849
45**	4,5	70	2 596	240 641	3 635	336 897	4 154	385 025	5 712	529 410			8 136	754 008	9 520	882 350
48**	5	75	3 130	270 321	4 383	378 449	5 009	432 514	6 887	594 706			9 809	847 006	11 478	991 177
52**	5	80	4 041	324 763	5 657	454 668	6 465	519 620	8 889	714 478			12 661	1 017 590	14 816	1 190 797
56**	5,5	85	5 034	374 739	7 048	524 635	8 054	599 582	11 075	824 426			15 773	1 174 182	18 458	1 374 043
60**	5,5	90	6 266	438 337	8 772	613 672	10 026	701 340	13 785	964 342			19 634	1 373 457	22 976	1 607 237
64**	6	95	7 533	495 676	10 546	693 947	12 052	793 082	16 572	1 090 488			23 603	1 553 119	27 620	1 817 480

\*Classe 8-8a jusqu'à d=16 mm, 8-8b à partir de d=118 mm