



Lycée DIDEROT

2016-2017

**Partie personnelle**

## I. Introduction

Pour la suite de l'étude la solution envisagée est le train d'atterrissege Lynx. Nous allons nous concentrer sur le demi -train arrière, ce qui correspond au train d'atterrissege devant pour la Mini Bee. Il est composé d'une lame élastique articulé avec le bâti, d'un système à ressort assurant le verrouillage et d'un système à genouillère situé à l'extrémité de la lame élastique ce qui va assurer le blocage du train dans les deux positions : sortie et entrée. La particularité de ce train est qu'il se loge dans l'aile.



Figure 1 : système Lynx existant



Figure 2 : système Lynx existant

## II. Schéma structurelle

En s'inspirant du système Lynx nous avons adapté le principe de ce train d'atterrissege à la Mini Bee. Le système est actionné par un vérin articulé avec le bâti d'un côté (en A) et de l'autre côté avec la lame élastique (en C). La cinématique du train est assurée par plusieurs liaisons pivot :

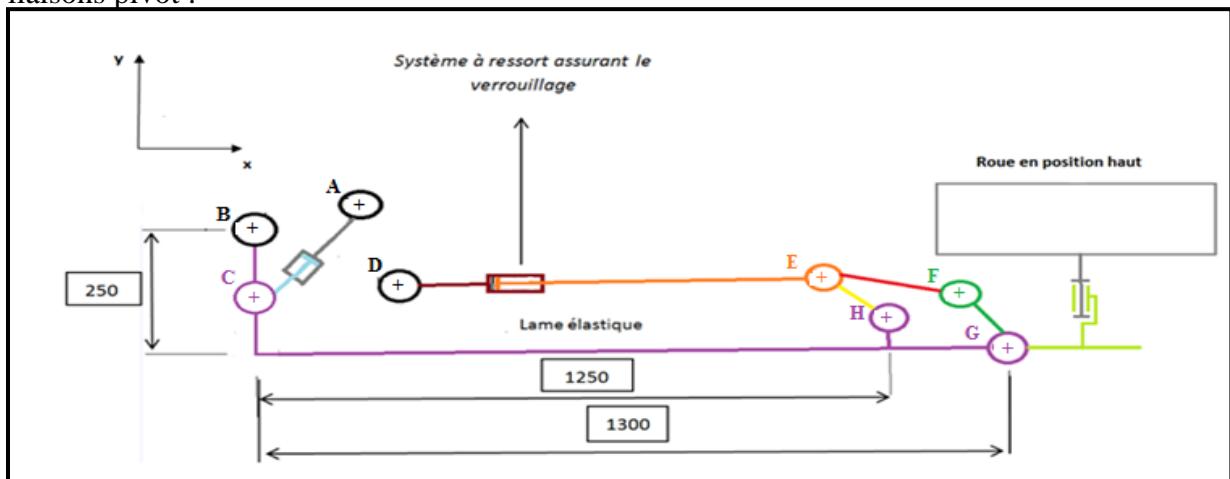


Figure 3 : train en position entré (version 1)

- LP lame élastique avec le fuselage en B
- LP système de verrouillage (ressort+corps et tige système de verrouillage) avec le fuselage en D
- LP système à genouillère (constitué de 3 bielles) avec la lame élastique et le système de verrouillage en H, E et F

Nous avons pensé à plusieurs cas de configuration de placement de l'actionneur. Dans un premier temps, nous avons choisi un vérin électrique placé en liaison pivot avec le fuselage et la lame élastique avec un angle  $\varphi$  entre les deux.  $\varphi$  Varie en fonction de la position du train :

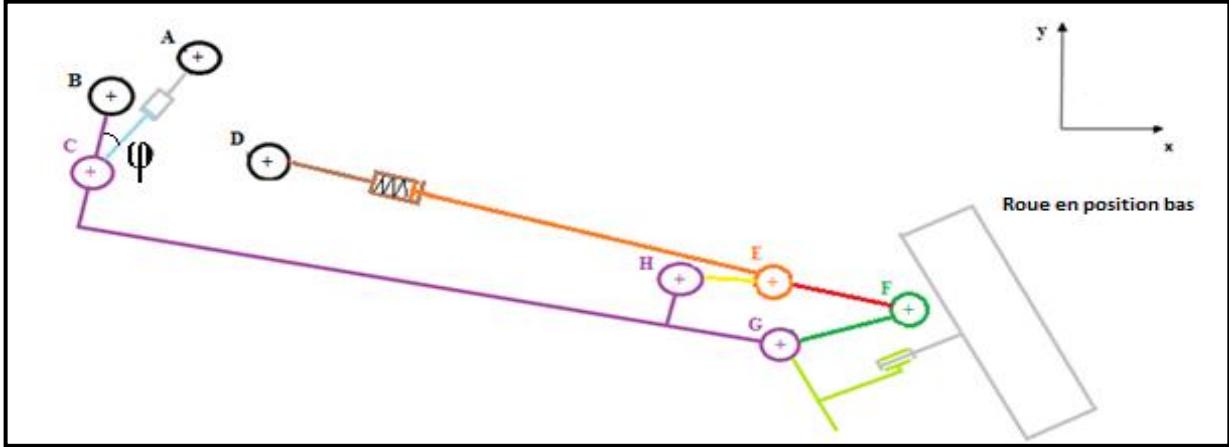


Figure 4 : train en position sortie (version 1)

Dans la position roue sortie, le blocage au niveau de la roue s'effectue grâce au trois points HEF. En effet quand les trois points sont alignés (en réalité les trois points ne seront jamais parfaitement alignés) la bielle 3 (rouge) et la bielle 2 (jaune) ce comporte comme un seul solide donc de point de vue statique, c'est un solide soumis à deux forces de même norme, même direction mais de sens opposé. Due à ce fait, la roue est bloqué.

Le maintien en position et le déblocage des trois points HEF s'effectue grâce au système de verrouillage. En effet le ressort du système transmet un léger effort qui permet ce verrouillage et dans l'autre sens le déverrouillage. L'articulation D et quasiment pas soumis à un effort.

Mais nous nous sommes aperçus que cette configuration à un immense problème. Avant tout, le bras de levier entre le vérin et la lame élastique est beaucoup trop petit ce qui veut dire qu'il devra fournir un effort plus important afin de compenser l'énorme bras de levier entre lui et le centre de gravité de la roue où le poids (Proue) sera appliqué pour pouvoir soulever la roue. Ensuite, du point de vue statique le système n'est pas en équilibre car rien empêche le train d'atterrisser de tourner autour du point B.

Nous avons donc pensé à une deuxième configuration. Dans cette situation, nous avons choisi un vérin hydraulique placé horizontalement ce qui nous a permis d'augmenter le bras de levier entre le vérin et la lame élastique. Ensuite, afin que le système soit en équilibre au niveau de l'articulation C, quand la roue est en position bas, nous avons mis en place un blocage assuré par le fuselage. L'étude de dimensionnement de ce blocage ne sera pas effectuée.

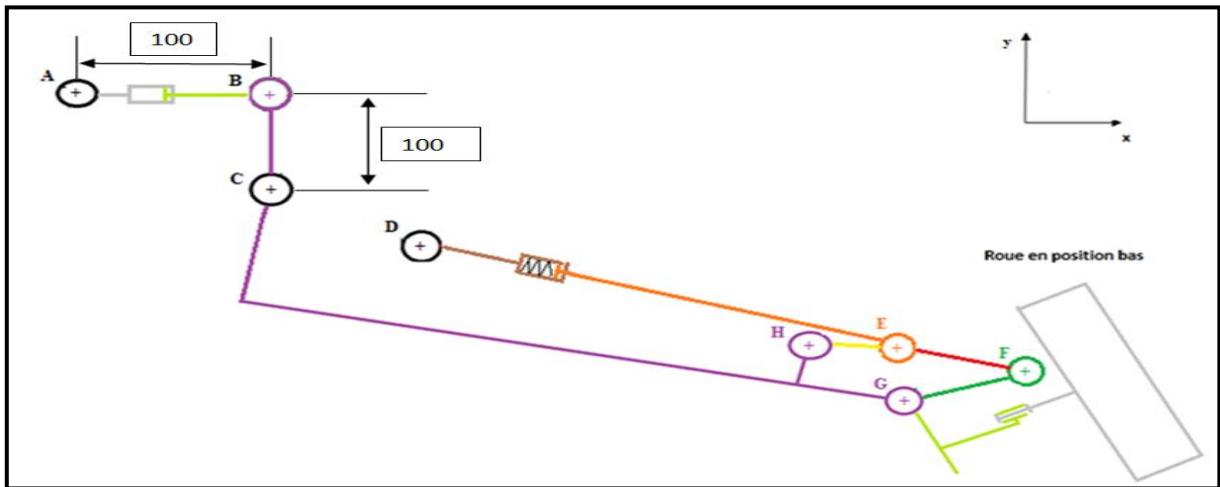


Figure 5 : train en position sortie (version 2)

### III. Dimensionnement des composants

#### 1. Dimensionnement de la roue

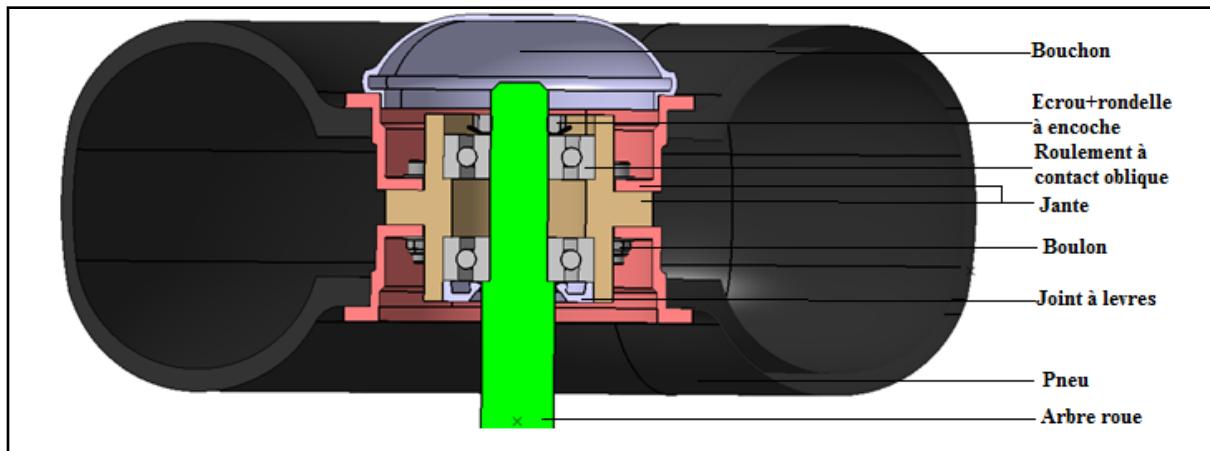


Figure 6 : assemblage de la roue

Concernant l'étude de la roue, afin de faciliter le dimensionnement, nous prendrons l'hypothèse que la Mini Bee atterrit quasiment à la verticale ce qui veut dire que nous allons négliger les efforts due à la dynamique. De plus, selon l'hypothèse retenue le poids de la Mini Bee est divisé par 3 car il existe 3 trains d'atterrissement. Mais nous admettrons que chaque train devra supporter la charge entière de l'avion permettant d'avoir un coefficient de sécurité. Le choix de la roue dépend du poids qu'elle devra supporter c'est-à-dire le poids de la Mini Bee. D'après le cahier de charge fonctionnelle la Mini Bee a une masse de 1200 Kg donc le poids est de 12000 N car  $P=m\times g$ .

##### 1.1 Choix pneu : type en trois parties

Sachant qu'on néglige les effets dynamiques, le choix du pneu dépend principalement de la charge nominale qu'il devra supporter c'est-à dire 12000 N. Nous avons donc choisi un pneu type en trois parties. D'après Good Year, le fournisseur, ce type de pneu correspond à toutes les dimensions récentes.

- Extrait catalogue pneu :

SIZE	CONSTRUCTION			SERVICE RATING				TREAD DESIGN/ TRADEMARK	PART NO	WEIGHT (LBS)
	PLY RATING	TT OR TL	RATED SPEED (MPH)	RATED LOAD (LBS)	RATED INFLATION (PSI)	MAXIMUM BRAKING LOAD (LBS)	MAXIMUM BOTTOMING LOAD (LBS)			
18x4.25-10	6	TL	210	2,300	100	3450	6900	Flight Eagle DT	181K63-2	11.8
13x5.0-4	14	TL	180	3,100	143	4650	9300	Rib DT	135F48-2	7.8
14.5x5.5-6	14	TL	120	3,550	155	5330	10600	Rib	145K41-1	10.2
14.5x5.5-6	14	TL	210	2,800	144	4200	13100	Flight Eagle DT	145K13-1	11.4
18x5.7-8	18	TL	250	8,600	300	12900	25800	Rib	461B-3563-TL	16.1
18x5.7-8	20	TL	250	9,000	315	13500	27000	Rib	461B-3434-TL	16.1
17.5X5.75-8	12	TL	210	5,000	180	7500	15000	Flight Eagle	178K23-5	14.7
17.5X5.75-8	14	TL	210	6,050	220	9080	18200	Flight Eagle	178K43-1	16.7
18x5.75-8	8	TL	190	3,050	105	4570	9200	Flight Eagle DOT	186K88-5	13.7
22x5.75-12	10	TL	190	5,700	180	8550	17100	Flight Eagle	226K08-4	19.9
22x5.75-12	12	TL	210	7,100	220	10650	21300	Flight Eagle	226K23-2	23.4
13.5x6.0-4	14	TL	230	3,450	135	5000	10000	Rib	461B-3470-TL	6.8
15x6.0-6	6	TT	160	1,950	68	2830	5300	Flight Custom II	156E66-1	7.3
15x6.0-6	6	TT	120	1,950	68	2830	5300	Flight Special II	156E61-3	7
15x6.0-6	6	TT	160	1,950	68	2830	5300	Flight Custom III	156E66-4	9
15x6.0-6	10	TL	160	3,200	112	—	—	Flight Custom II	156E06-1	9.25
17.5x6.25-6	8	TT	190	2,350	65	3410	6300	Rib DOT	175K88-4	10.5
17.5x6.25-6	10	TL	160	3,750	90	5650	10150	Flight Special II	175K08-1	10.9

- Explications

Classification du Pneumatique	Exemple de Dimension de Pneu (Pouce)	Diamètre Nominal du Pneu (Pouce)	Largeur Nominale du Pneu (Pouce)	Diamètre Nominal de la Jante (Pouce)
En Trois Parties	H49x19.0-22	49	19.0	22
Métrique	670x210-12	670 (mm)	210 (mm)	12 (pouces)
Type VII	49x17	49	17	
Type III	8.50-10		8.50	10
Radial	32x8.8R16	32	8.8	16

Ce qui nous donne pour le choix envisagé :

- Diamètre nominal du pneu : 13 pouces ; soit 33.02 cm
- Largeur nominale du pneu : 5.0 pouces ; soit 12.7 cm
- Diamètre nominal de la jante : 4 pouces ; soit 10.16 cm
- Charge nominale (rated load): 3100 lbs ; soit 1406.14 Kg ce que veut dire que le pneu supporte une charge de 14061 N. Cette charge est largement supérieure au poids que chaque train doit supporter et permettra ainsi un certain amortissement.

### 1.2 La jante

En respectant le diamètre nominal de la jante que Good Year nous fournissait, nous nous sommes inspirés des jantes qui existent pour créer la jante de notre pneu. Nous avons fait l'hypothèse que la jante est faite en acier.

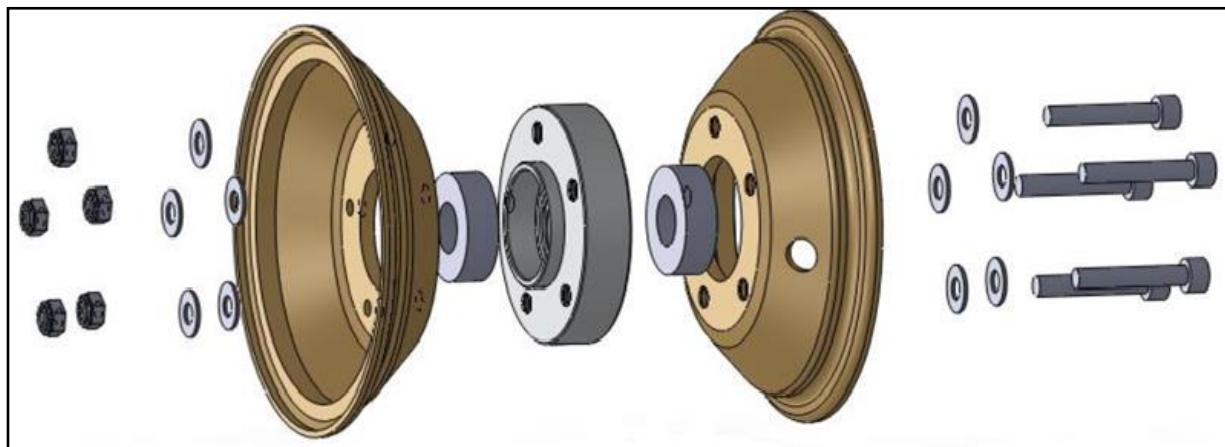


Figure 7 : principe d'assemblage de la jante

### 1.3 Choix roulements

Le guidage de la roue s'effectue grâce à des roulements à contact oblique. En effet, d'après l'hypothèse prise, la Mini Bee atterrit quasiment à la verticale donc les roulements subiront des charges radiales et axiales d'où le choix des roulements à contact oblique.

Concernant le dimensionnement des roulements, les charges radiales vont avoir le plus grand impact dans leur dimensionnement. Dans notre cas les charges radiales sont le poids de la Mini Bee.

Afin d'assurer un bon guidage nous avons décidé de mettre en place deux roulements à contact oblique qui supporte, pour un diamètre intérieure de 20, une charge de 10.19 kN ce qui nous permet d'avoir un coefficient de sécurité en plus (voir annexe 1).

## 2. Dimensionnement de l'actionneur

Le choix de l'actionneur dépend principalement de l'effort axial et de la course pour que le système puisse fonctionner correctement.

### 2.1 Course du vérin

La course du vérin a été déterminée à l'aide du logiciel Catia V5 en utilisant la cinématique du système. Les deux positions extrêmes sortie et entrée du train nous ont donné la course que le vérin devra avoir.

Pour commencer, nous avons établi un squelette suivant le schéma structurel afin d'avoir des grandeurs un peu plus précises et dans un deuxième temps, de valider aussi la cinématique de notre système.

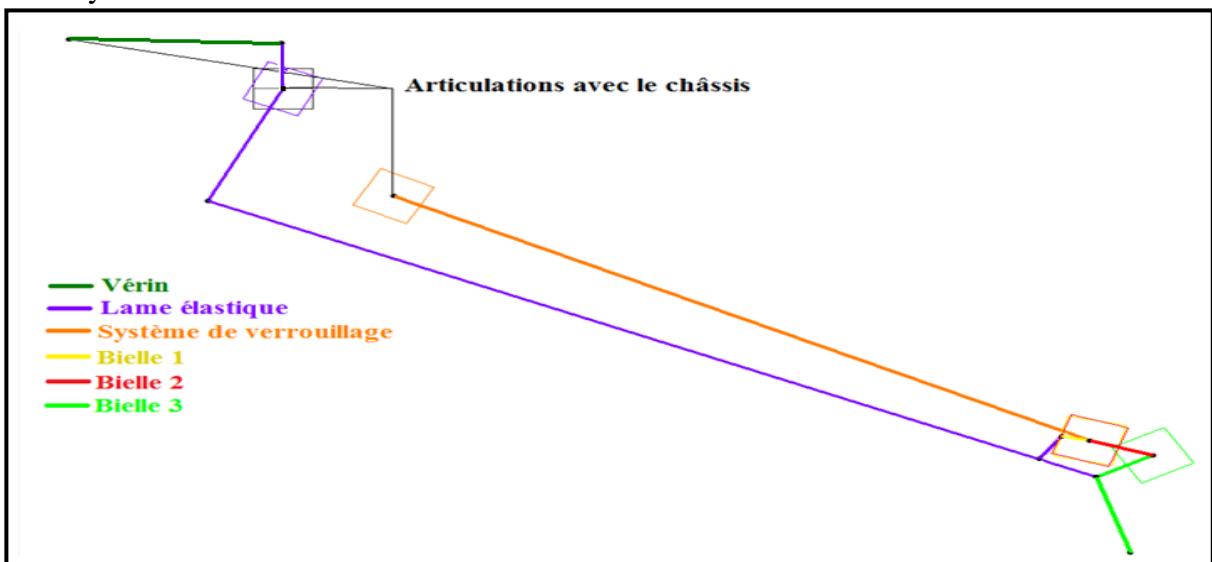


Figure 8 : squelette sous Catia V5

- Position roue haut : l'angle  $\alpha_1=0,5^\circ$  est essentiel dans le but d'avoir le plan de la roue quasiment horizontale afin qu'elle puisse se loger dans l'aileron correctement.

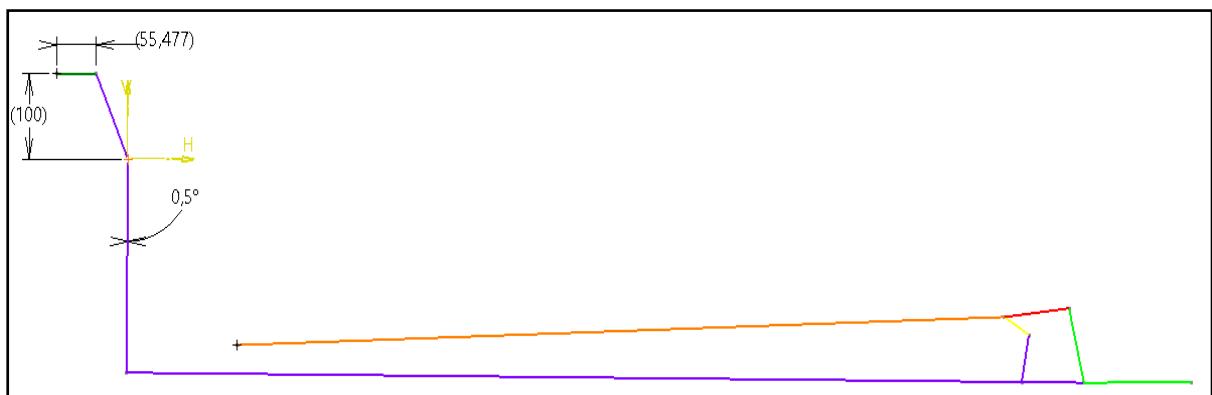


Figure 9 : position roue haut

- Position roue bas : l'angle  $\alpha_2=24.5^\circ$  représente la limite du train sortie permettant le blocage de la roue par l'alignement des trois points.

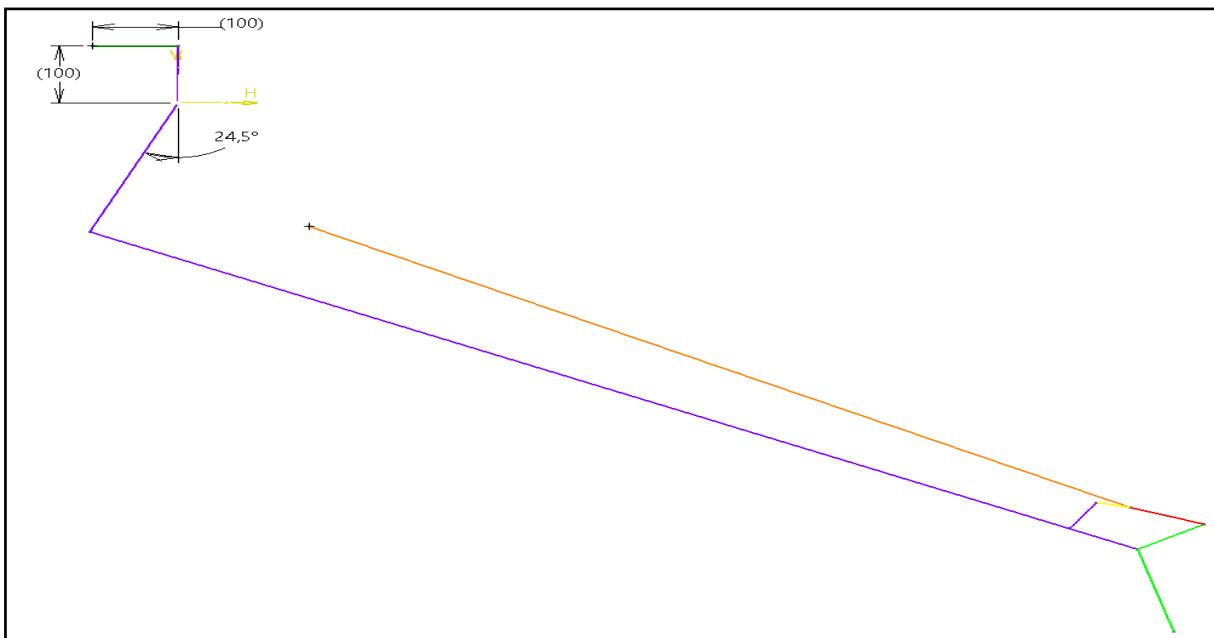


Figure 10 : position roue bas

Ce qui nous donne la course suivante :

$$C = P_{\text{sortie}} - P_{\text{entrée}}$$

$$C = 100 - 55.477$$

$$C = 44.523 \text{ mm}$$

Soit 45 mm

La force axiale que le vérin devra fournir dépend du poids de la roue située en fin de la lame élastique, de la longueur de la lame élastique puis aussi du bras de levier entre le vérin et la lame élastique.

Afin de connaître la masse des éléments constituant la roue nous avons utilisé d'un part les fiche technique des produits envisagé et de l'autre part l'outil « mesure d'inertie » du logiciel Catia V5 nous permettant d'avoir une mesure de la masse des éléments en fonction du matériau choisi. Nous obtenons alors une masse totale de la roue égale à :

$$M_{\text{roue}} = M_{\text{pneu}} + M_{\text{jante}} + M_{\text{roulements}} + M_{\text{fixation}} + M_{\text{étanchéité}}$$

Avec

$$M_{\text{pneu}} = 7.8 \text{ lbs} \text{ soit } 3.54 \text{ Kg} \text{ (voir catalogue pneu)}$$

$$M_{\text{jante}} = 2.156 \text{ Kg} \text{ (mesure d'inertie Catia ; matériau acier)}$$

$$M_{\text{roulements}} = 2 \times 0.150$$

$$M_{\text{roulements}} = 0.3 \text{ Kg} \text{ (Voir catalogue roulements)}$$

$$M_{\text{fixation}} = M_{\text{boulons}} + M_{\text{écrou à encoche}} + M_{\text{rondelle frein}}$$

$$M_{\text{fixation}} = 6 \times 0.009 + 0.019 + 0.0035$$

$$M_{\text{fixation}} = 0.0765 \text{ Kg} \text{ (voir annexe 1 et annexe 2 + mesure d'inertie Catia; matériau acier)}$$

$$M_{\text{étanchéité}} = M_{\text{joint à levres}} + M_{\text{bouchon}}$$

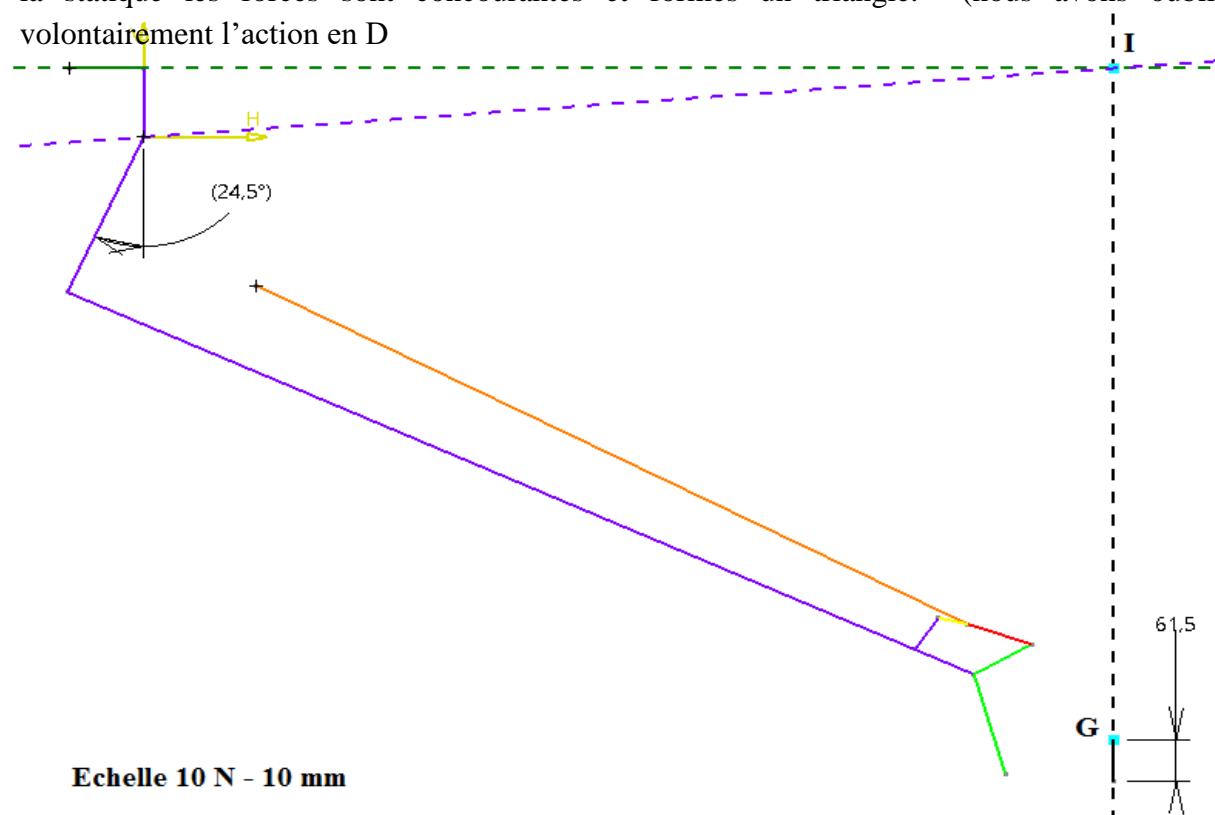
$$M_{\text{étanchéité}} = 0.006 + 0.074$$

Méthancheité = 0.08 Kg (mesure d'inertie Catia ; matériau aluminium pour le bouchon et caoutchouc pour le joint à lèvres)

Donc Mroue= 6.153 Kg

Pour déterminer l'effort axial que le vérin devra fournir nous avons effectué une étude de statique graphique. Mais afin d'avoir des valeurs précises nous avons utilisé le logiciel Catia. Ensuite, à l'aide d'une esquisse placée dans la position la plus défavorable c'est-à-dire quand le train d'atterrissement est en position sortie, nous avons isolé l'ensemble du système pour déterminer l'effort axial que le vérin devra fournir.

Le solide est soumis à 3 forces : le poids de la roue où on connaît la direction et la norme, l'action du vérin où on connaît que la direction et l'effort au niveau de l'articulation de la lame élastique avec le châssis où rien n'est connu. Donc d'après le principe fondamentale de la statique les forces sont concourantes et forment un triangle. (nous avons oublié volontairement l'action en D



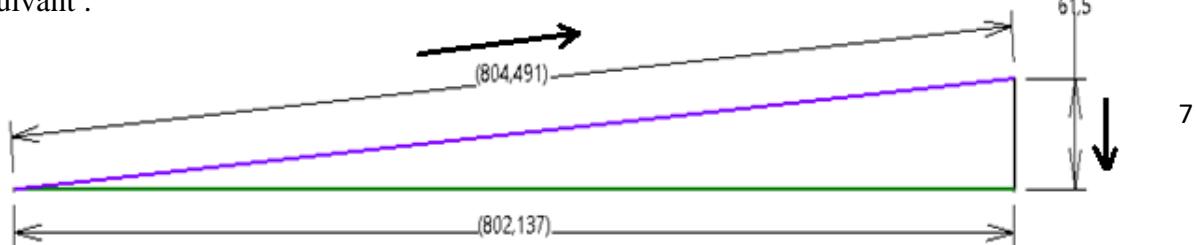
Le point I représente le point de concurrence des trois directions de forces. Le point G représente le centre de gravité où le poids de la roue est appliqué. Le poids de la roue est égal à :

$$\text{Proue} = M_{\text{roue}} \times g$$

$$\text{Proue} = 6.153 \times 10$$

$$\text{Proue} = 61.5 \text{ N}$$

Ce que nous a donné, en traçant les parallèles de différentes directions des forces, le triangle suivant :



On obtient donc pour un poids de 61.5 N une force axiale que le vérin doit fournir pour soulever la roue de 802.2 N. Les 804.5 N représente l'effort que la lame élastique doit subir au niveau de l'articulation avec le châssis due au poids de la roue. Les flèches noires nous donnent la direction des forces.

Pour assurer un bon fonctionnement sans incidents nous avons mis en place un coefficient de sécurité égale à 2 concernant l'effort axial. Donc  $F_{\text{vérin}} = 802.2 \times 2 = 1604.4 \text{ N}$

Sachant que le vérin travail plus en traction, nous avons trouvé un vérin hydraulique chez le fournisseur Roemheld avec des paliers à rotule afin de pouvoir créer les liaisons pivots entre le châssis et la lame élastique. Le vérin choisi est surdimensionné mais reste proportionnelle avec les différentes dimensions du système.

La pression de fonctionnement maximale de ce vérin est de 200 bars avec une force en traction maximale de 5700 N (voir annexe 3). Mais, dans notre cas, pour un effort nécessaire de 1604.4N, la pression de fonctionnement est égale à :

$$P_{\text{fonctionnement}} = \frac{1604.4 \times 200}{5700}$$

$$P_{\text{fonctionnement}} = 56.3 \text{ bars Soit } 60 \text{ bars}$$

### 3. Dimensionnement des alésages

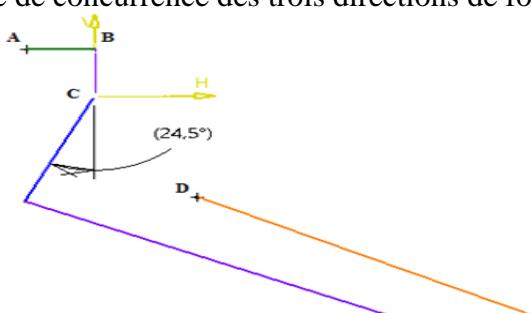
Due au différents grands bras de levier entre les différents éléments de notre système et au poids de la Mini Bee il est important de dimensionner le diamètre des alésages afin d'avoir une idée des diamètres d'arbres minimales à mettre en place.

Pour cela nous avons effectué une étude de cisaillement. Mais ne connaissant pas l'effort dû au poids de la Mini Bee dans les alésages nous avons dû effectuer tout d'abord une étude statique afin de déterminer les efforts dans les articulations. Nous avons utilisé le même principe que dans le cas du vérin.

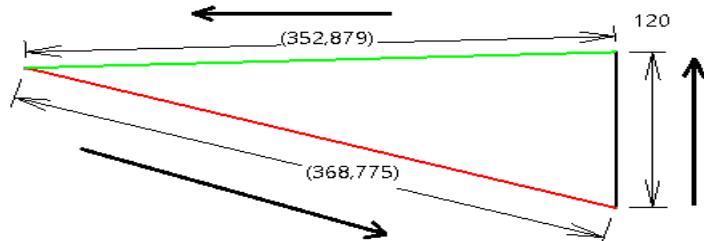
Premièrement nous avons isolé la bielle 1 (bielle verte) dans la position la plus défavorable c'est-à-dire quand le train d'atterrissage est sortie. Dans cette situation la bielle 2 (jaune) et la bielle 3 (rouge) ce comporte comme un seul solide de point de vue statique.

Le solide est soumis à trois forces : réaction du sol due au poids de l'avion appliquée dans le point P, un effort dans le point F dont on connaît la direction [FH] et un effort dans le point G dont on connaît ni la direction ni la norme. Donc d'après le principe fondamentale de la statique les forces sont concourantes et forment un triangle.

Le point P représente le point de contact entre la roue et le sol. Le point I représente le point de concurrence des trois directions de forces.



Ce que nous a donné, en traçant les parallèles de différentes directions des forces, le triangle suivant :  122



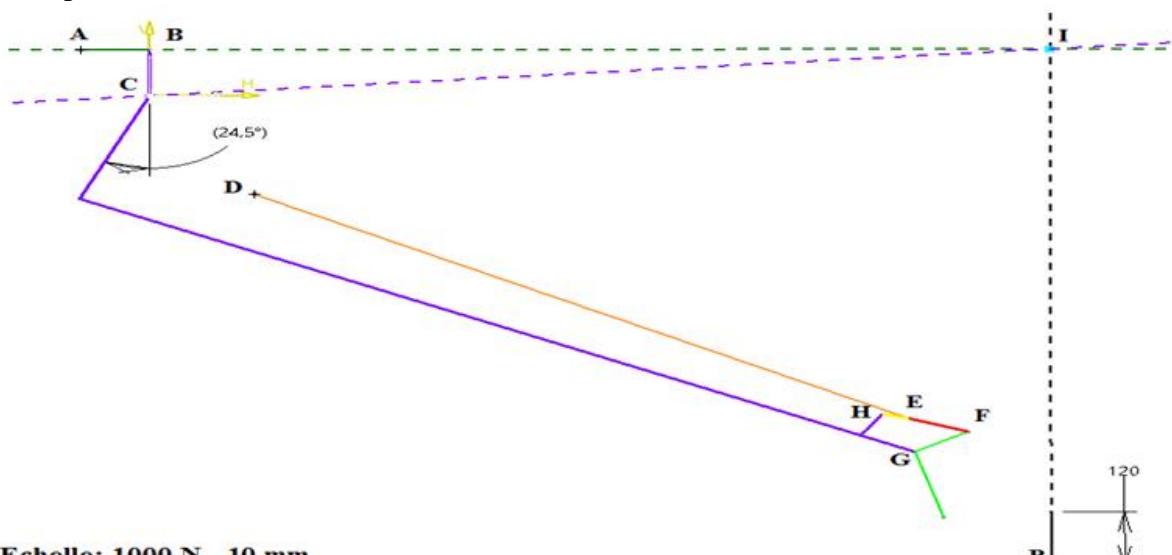
On obtient donc :

$$\text{En F : } 368.775 \times 100 = 36877.5 \text{ N Soit } 36900 \text{ N}$$

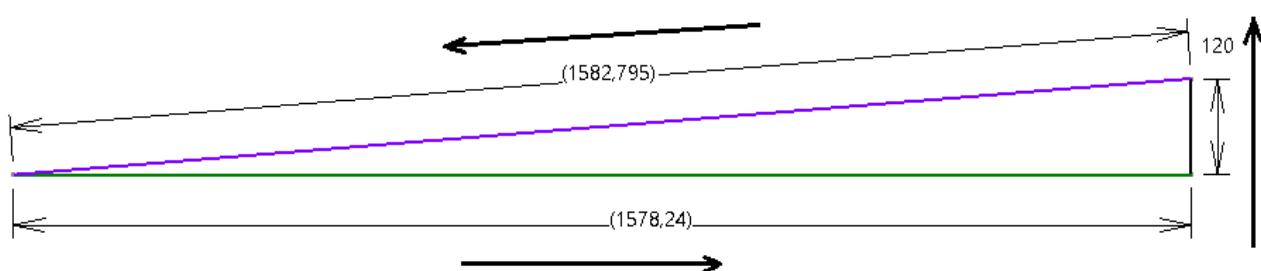
$$\text{En G : } 352.879 \times 100 = 35287.9 \text{ N Soit } 35300 \text{ N}$$

En H et E : d'après le principe fondamental de la statique, comme la bielle 2 et la bielle 3 sont considérées comme un seul solide, c'est un solide soumis à deux forces donc la norme est la même qu'en F, le sens est le même, mais la direction est opposée.

Ensuite nous avons isolé l'ensemble du système afin de trouver les normes des forces externes due au poids de la Mini Bee.



**Echelle: 1000 N - 10 mm**  
Ce que nous a donné, en traçant les parallèles de différentes directions des forces, le triangle suivant :



On obtient donc :

En C :  $1582.795 \times 100 = 158279.5 \text{ N}$  Soit 158.3 kN

En B :  $1578.24 \times 100 = 157824 \text{ N}$  Soit 157.8 kN, ce qui correspond à la charge statique que le blocage assure par le châssis devra supporter.

Dans un deuxième temps nous avons fait des hypothèses de diamètre afin de trouver une constraint de cisaillement acceptable. Sachant que l'effort le plus important ce trouve en C, nous avons commencé avec l'hypothèse que le diamètre de cette articulation est égale à 20 mm. Ce que nous a donné la relation suivante :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{F}{S} \\ \tau &= \frac{F \times 4}{\pi \times \phi^2} \\ \tau &= \frac{158.3 \times 10^3 \times 4}{\pi \times 20^2} \\ \tau &= 503.8 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Nous avons conclu que la constraint est importante donc nous avons augmenté le diamètre à 30 mm. Ce que nous a donné une nouvelle contrainte égale à :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{158.3 \times 10^3 \times 4}{\pi \times 30^2} \\ \tau &= 233.9 \text{ MPa} \text{ Soit } 234 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Nous avons donc choisi un diamètre 30 pour l'articulation en C puis comme les efforts dans les autres alésages sont relativement faible comparé à l'effort en C nous avons fait l'hypothèse que le diamètre pour les autres articulations est égale à 20. On obtient donc une contrainte avec un effort arrondie à 40000 N de :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{40000 \times 4}{\pi \times 20^2} \\ \tau &= 127.3 \text{ N}\end{aligned}$$

#### 4. Guidage en rotation

Due aux grands efforts dans les articulations et une vitesse de rotation relativement faibles nous avons opté de mettre en place des coussinets. Afin de déterminer le coussinet

correspondant aux différents efforts il a été nécessaire de déterminer la pression de contact. La pression de contact est définie comme :

$$P = \frac{F}{d \times L}$$

Avec

F – effort

d – diamètre intérieur du coussinet

L – longueur du coussinet

#### Première Cas : guidage pour l'articulation en C (annexe 4)

Pour un effort F en C égale à 158.3 kN on obtient une pression de contact, en faisant l'hypothèse que l'épaisseur e de la lame élastique est égale à 50 mm qui correspondra à la longueur du coussinet, égale à :

$$P = \frac{158.3 \times 10^3}{30 \times 50}$$
$$P = 105.5 \text{ MPa}$$

#### Deuxième Cas : guidage pour le reste d'articulation (annexe 5)

Pour un effort F de 40000 on obtient une pression de contact, en faisant l'hypothèse que la longueur minimale du coussinet est de 14 mm, égale à :

$$P = \frac{40000}{20 \times 14}$$
$$P = 143 \text{ MPa}$$

## **IV. Modélisation 3D**

A l'aide du train d'atterrissage Lynx et du schéma structurelle nous avons développé un modèle 3D. Le système est commandé par un vérin hydraulique en liaison pivot avec le

fuselage et la lame élastique. La lame élastique est divisé en trois parties : deux profils rectangulaires soudés ensemble et une pièce encastré à l'extrémité de la lame élastique qui contribue à la création des liaisons pivot avec la bielle 1 et la bielle 2. Le système de verrouillage est divisé en trois partie : le corps du système où un ressort viendra se loger dans celui-ci, une tige avec une pièce visé en bout qui contribue au blocage de la roue en position bas (butée). Dans l'autre position c'est-à-dire quand la roue est en position haut, le maintien en position est effectué par l'intermédiaire du vérin et de la bielle 3 (butée).  
Le train d'atterrissement est articulé avec le châssis en trois points : avec le corps du vérin ; avec le corps du système de verrouillage et avec la lame élastique.

## V. Nomenclature

Repère	Nombre de répétition	Désignation	Référence	Observations
1	1	Bielle 3	-	Acier
2	1	Bielle 2	-	Acier
3	1	Coussinet	XSM-2023-30	Acier
4	2	Coussinet	XSM-2023-15	Acier
5	2	Coussinet	XSM-2023-07	Acier
6	1	Renfort lame élastique	-	Acier
7	1	Entretoise	-	-
8	1	Chape poutre droite 1	-	Acier
9	1	Chape poutre gauche 1	-	Acier
10	1	Arbre châssis 1	-	D20
11	1	Arbre châssis 2	-	D30
12	1	Arbre châssis 3	-	D12
13	1	Chape poutre gauche 2	-	Acier
14	1	Poutre gauche	-	Acier
15	1	Poutre droite	-	Acier
16	1	Ecrou hexagonal à créneaux 1	4290020	Acier
17	1	Goupille fendue 1	766015X32	-
18	1	Ecrou hexagonal à créneaux 2	4290010	Acier
19	1	Goupille fendue 2	766013,2X22	-
20	1	Circlips	7940010	Acier
21	6	Vis à tête hexagonale	20010G5A 8X60	Acier
22	6	Rondelle plate moyenne	62501B	Acier
23	2	Coussinet	Q2FM-3034-26	-
24	1	Tube	-	Acier
25	1	Lame élastique sup.	-	Acier
26	1	Support chape vérin	-	Acier
27	1	Chape vérin	-	Acier
28	1	Lame élastique inf.	-	Acier
29	1	Tête lame élastique	-	Acier
30	1	Arbre tête lame élastique 1	-	D20
31	1	Arbre tête lame élastique 2	-	D20
32	1	Goupille élastique 1	627025X35	-
33	1	Goupille élastique 2	627025X45	-
34	1	Arbre tige vérin	-	D12

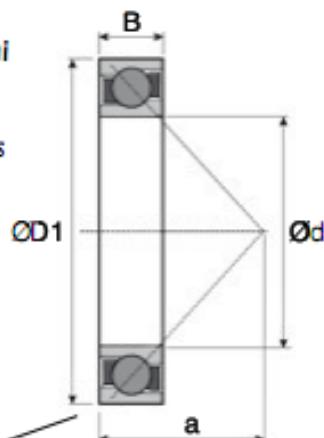
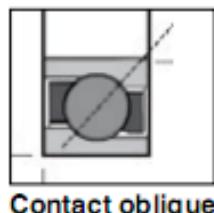
35	1	Tige vérin	1293-11-0070	-
36	1	Palier à rotule avant	1293-3890-023	-
37	1	Ecrou hexagonal à créneaux 3	4290012	Acier
38	1	Goupille fendue 3	766014X20	-
39	1	Corps vérin	1293-11-0070	-
40	1	Palier à rotule arrière	1293-1293-940	-
41	1	Arbre bielle 1	-	Acier
42	2	Coussinet	XFM-2023-11	Acier
43	1	Tête tige système de verouillage	-	Acier
44	1	Tige système de verouillage	-	Acier
45	1	Arbre tête tige système de verouillage	-	Acier
46	1	Goupille élastique 3	627025X50.1	-
47	1	Pneu	-	13x5.0-4
48	1	Ecrou à encoche	KM4	Acier
49	1	Joint à lèvres	-	type IEL NF R 99-001
50	1	Rondelle frein	MB4	Acier
51	2	Demi-jante	-	Acier
52	1	Moyeu jante	-	Acier
53	1	Bouchon	-	-
54	2	Roulement à contact oblique	Q7304-B	Acier
55	6	Vis CHC	622015X30	Acier
56	12	Rondelle	645015	Acier
57	6	Ecrou baque nylon	62602B	-
58	1	Corps système de verouillage	-	Acier
59	1	Bouchon corps système de verouillage	-	Acier
60	1	Ressort	-	Acier
61	1	Bielle 1	-	a mettre le materiaux
62	1	Arbre conique	-	a mettre le materiaux
63	6	Vis CHC	232015X18	Acier
64	1	Goupille élastique 4	627025X50	-

# Roulement à billes à contact oblique

Aacier

Q7

- Les roulements à billes à contact oblique admettent des charges qui agissent aussi bien dans le sens radial que dans le sens axial.
- Les charges statiques et dynamiques sont des charges radiales.
- Matières :
  - Bagues et billes acier
  - Cage polyamide



## REMISES

Qté	1+	6+	20+	40+	60+
Rem.	Prix -10%	-15%	-20%		Sur demande

Références	Ød	ØD1	B	a	Charge (kN)		Vitesse (t/min)		Masse (kg)	Prix Uni. 1 à 5
					Dynamique (C)	Statique (Co)	lubrification	Graisse Huile		
Q7200-B	10	30	9	13,0	6,88	3,28	22950	27000	0,030	4,65 €
Q7201-B	12	32	10	14,4	7,46	3,72	19890	23400	0,036	4,95 €
Q7202-B	15	35	11	16,0	8,66	4,70	18360	21600	0,045	5,08 €
Q7203-B	17	40	12	18,0	10,88	5,98	15300	18000	0,064	6,59 €
Q7304-B	20	52	15	22,8	18,62	10,19	12240	14400	0,150	8,16 €
Q7305-B	25	62	17	26,8	25,48	15,29	10710	12600	0,240	11,98 €
Q7206-B	30	62	16	27,3	23,32	15,29	9945	11700	0,210	10,29 €
Q7306-B	30	72	19	31,0	33,81	20,78	9180	10800	0,370	12,36 €
Q7207-B	35	72	17	31,0	30,09	20,38	8415	9900	0,300	12,27 €
Q7208-B	40	80	18	34,0	35,67	25,48	7650	9000	0,380	17,52 €
Q7308-B	40	90	23	39,0	48,41	32,83	6885	8100	0,640	20,41 €
Q7209-B	45	85	19	37,0	36,95	27,44	6885	8100	0,430	18,05 €
Q7309-B	45	100	25	43,0	59,29	40,67	6120	7200	0,860	26,70 €
Q7210-B	50	90	20	39,0	38,22	29,89	6503	7650	0,470	20,02 €
Q7310-B	50	110	27	47,0	72,62	49,98	5738	6750	1,130	28,88 €
Q7211-B	55	100	21	43,0	47,82	37,24	5738	6750	0,620	24,38 €
Q7311-B	55	120	29	51,0	83,50	58,80	5126	6030	1,480	37,96 €
Q7212-B	60	110	22	47,0	56,06	44,59	5355	6300	0,830	25,36 €

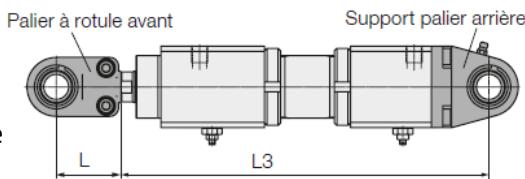
Annexe 1  
Rondelle frein

Références	Pour écrou	$\varnothing d$	$\varnothing D$	$\varnothing D2$	e	f	s	Masse (g)	Stock*	Prix Uni. 1 à 9
MB3	KM3	17	32	24	4	15,5	1,00	3,1	✓	0,40 €
MB4	KM4	20	36	26	4	18,5	1,00	3,5	✓	0,40 €
MB5	KM5	25	42	32	5	23,0	1,00	6,4	✓	0,45 €
MB6	KM6	30	49	38	5	27,5	1,25	7,8	✓	0,36 €
MB7	KM7	35	57	44	6	32,5	1,25	10,4	✓	0,53 €
MB8	KM8	40	62	50	6	37,5	1,25	12,3	✓	0,67 €
MB9	KM9	45	69	56	6	42,5	1,25	15,2	✓	0,62 €
MB10	KM10	50	74	61	6	47,5	1,25	16,0	✓	1,03 €
MB11	KM11	55	81	67	8	52,5	1,25	19,6	✓	1,07 €
MB12	KM12	60	86	73	8	57,5	1,50	25,3	✓	1,25 €
MB13	KM13	65	92	79	8	62,5	1,50	29,0	✓	1,42 €
MB14	KM14	70	98	85	8	66,5	1,50	30,4	-	1,51 €
MB15	KM15	75	104	90	8	71,5	1,50	35,6	-	1,96 €
MB16	KM16	80	112	95	10	76,5	1,75	46,4	✓	2,46 €
MB17	KM17	85	119	102	10	81,5	1,75	52,4	-	2,90 €
MB18	KM18	90	126	108	10	86,5	1,75	62,3	-	3,30 €
MB19	KM19	95	133	113	10	91,5	1,75	67,0	-	3,97 €
MB20	KM20	100	142	120	12	96,5	1,75	76,5	-	5,18 €
MB22	KM22	110	154	133	12	105,5	1,75	94,0	-	6,42 €
MB24	KM24	120	164	138	14	115,0	2,00	105,0	-	8,30 €
MB26	KM26	130	175	149	14	125,0	2,00	113,0	-	9,73 €
MB28	KM28	140	192	160	15	135,0	2,00	142,0	-	12,41 €
MB30	KM30	150	205	171	15	145,0	2,00	155,0	-	15,99 €

Annexe 2  
Ecrou à encoche

Références	Pour rondelle	Filetage ØT	$\varnothing D1$	$\varnothing D2$	E		Masse (g)	Stock*	Prix Uni. 1 à 9
KM3	MB3	M17x1,0	28	24	5	13	✓		2,18 €
KM4	MB4	M20x1,0	32	26	6	19	✓		1,79 €
KM5	MB5	M25x1,5	38	32	7	25	✓		2,85 €
KM6	MB6	M30x1,5	45	38	7	43	✓		2,36 €
KM7	MB7	M35x1,5	52	44	8	53	✓		3,48 €
KM8	MB8	M40x1,5	58	50	9	85	✓		4,42 €
KM9	MB9	M45x1,5	65	56	10	120	✓		4,42 €
KM10	MB10	M50x1,5	70	61	11	150	✓		4,91 €
KM11	MB11	M55x2,0	75	67	11	160	✓		6,07 €
KM12	MB12	M60x2,0	80	73	11	170	✓		6,38 €
KM13	MB13	M65x2,0	85	79	12	200	✓		8,57 €
KM14	MB14	M70x2,0	92	85	12	240	-		9,24 €
KM15	MB15	M75x2,0	98	90	13	290	-		9,73 €
KM16	MB16	M80x2,0	105	95	15	400	✓		12,59 €
KM17	MB17	M85x2,0	110	102	16	450	-		15,45 €
KM18	MB18	M90x2,0	120	108	16	560	-		17,86 €
KM19	MB19	M95x2,0	125	113	17	660	-		18,17 €
KM20	MB20	M100x2,0	130	120	18	700	-		22,59 €
KM22	MB22	M110x2,0	145	133	19	970	-		27,69 €
KM24	MB24	M120x2,0	155	138	20	1080	-		37,42 €
KM26	MB26	M130x2,0	165	149	21	1250	-		48,05 €
KM28	MB28	M140x2,0	180	160	22	1560	-		53,90 €
KM30	MB30	M150x2,0	195	171	25	2030	-		61,63 €

Annexe 3  
Vérin hydraulique



Piston-Ø D	[mm]	25	32	40
Tige Ø d *)	[mm]	16	20	25
Force nominale pousser à 200 bars	[kN]	9,8	16	25
tirer	[kN]	5,7	9,8	15,3
Section de piston	[cm²]	4,91	8,04	12,56
Section annulaire	[cm²]	2,89	4,90	7,65
Course d'amortissement	[mm]	16	16	20
L	[mm]	38	44	52
L1 = course +	[mm]	108 (150)	121 (170)	149 (190)
L2 = course +	[mm]	120 (162)	137 (186)	165 (206)
L3 = course +	[mm]	140 (178)	162 (206)	195 (231)
Ø a f7	[mm]	32	40	50
Ø c	[mm]	35	42	50
Ø d1	[mm]	15	19	24
e		G 1/4	G 1/4 (3/8)	G 1/4 (1/2)
f1 *)	[mm]	21	22,5	31
f2 *)	[mm]	11	11	14
g	[mm]	M 12 x 1,25	M 14 x 1,5	M 16 x 1,5
h	[mm]	16	18	22
i1	[mm]	15	20 *)	20 *)
i2	[mm]	3	3	4
k	[mm]	28	32	32
m *)	[mm]	50	55	65
Ø n	[mm]	45	58	68
Ø o *)	[mm]	61	73	86
p x prof. du taraudage	[mm]	M 6 x 12	M 8 x 15	M 8 x 15
Ø r	[mm]	90	110	125
s	[mm]	12	16	16
t1	[mm]	25	29	41
t2	[mm]	15	17	23
Ø u	[mm]	75	92	106
Ø v	[mm]	7	9	9
SW	[mm]	13	17	22
Course minimale ± 1,5	[mm]	70	70	60
Course maximale ± 1,5	[mm]	750	950	1200

Code de références

129X - 1X - XXXXX

- 3 = piston Ø 25
- 4 = piston Ø 32
- 5 = piston Ø 40
- 6 = piston Ø 50
- 7 = piston Ø 63
- 8 = piston Ø 80

Course en mm (exemple course = 85 mm: 0085)

Attention: considérer les courses minimales et maximales (voir table)  
Courses surlongues sur demande

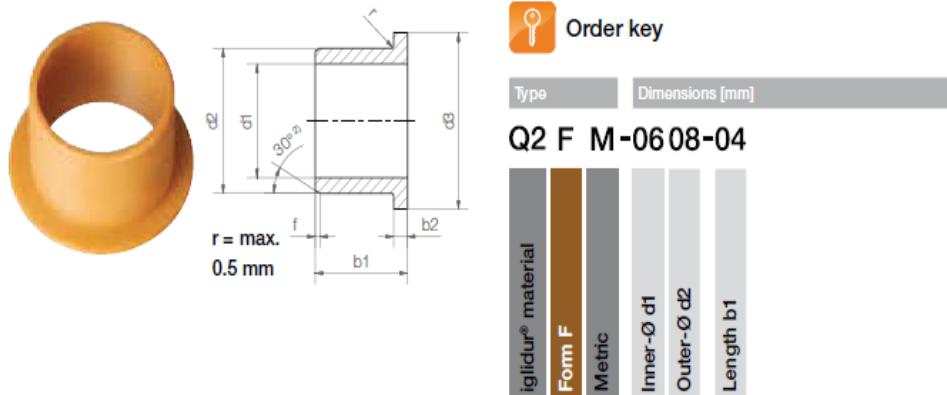
- 0 = étanchéité en NBR, sans amortisseur
- 1 = étanchéité en FKM, sans amortisseur
- 2 = étanchéité en NBR, avec amortisseurs
- 3 = étanchéité en FKM, avec amortisseurs

Références - Accessoires

Taille du vérin hydraulique	1293-	1294-	1295-	1296-
Bride	1283-910	1284-910	1285-910	1286-910
Palier à rotule avant	3890-023	3890-012	3890-017	3890-014
Support palier arrière	1293-940	1294-940	1295-940	1296-940

## Annexe 4

### Coussinet en C



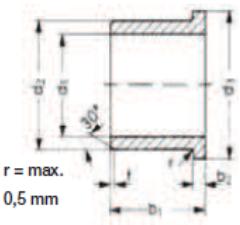
**Material properties table**

General properties	Unit	iglidur® Q2	Testing method
Density	g/cm³	1.46	
Colour		beige-brown	
Max. moisture absorption at +23 °C/50% r.h.	% weight	1.1	DIN 53495
Max. water absorption	% weight	4.6	
Coefficient of sliding friction, dynamic against steel	μ	0.22-0.42	
pv value, max. (dry)	MPa · m/s	0.7	
Mechanical properties			
Flexural modulus	MPa	8,370	DIN 53457
Flexural strength at +20 °C	MPa	240	DIN 53452
Compressive strength	MPa	130	
<b>Max. permissible surface pressure (+20 °C)</b>	<b>MPa</b>	<b>120</b>	
Shore-D hardness		80	DIN 53505

d1	d1-	d2	d3	b1	b2	Part No.
	Tolerance <sup>3</sup>		d13	h13	-0.14	
18.0	+0.032	20.0	26.0	17.0	1.0	<b>Q2FM-1820-17</b>
18.0	+0.102	20.0	26.0	22.0	1.0	<b>Q2FM-1820-22</b>
20.0		23.0	30.0	12.0	1.5	<b>Q2FM-2023-12</b>
20.0		23.0	30.0	11.5	1.5	<b>Q2FM-2023-11</b>
20.0		23.0	30.0	16.5	1.5	<b>Q2FM-2023-16</b>
20.0		23.0	30.0	21.5	1.5	<b>Q2FM-2023-21</b>
25.0		28.0	35.0	11.5	1.5	<b>Q2FM-2528-11</b>
25.0	+0.040	28.0	35.0	16.5	1.5	<b>Q2FM-2528-16</b>
25.0	+0.124	28.0	35.0	21.5	1.5	<b>Q2FM-2528-21</b>
30.0		34.0	42.0	16.0	2.0	<b>Q2FM-3034-16</b>
<b>30.0</b>		<b>34.0</b>	<b>42.0</b>	<b>26.0</b>	<b>2.0</b>	<b>Q2FM-3034-26</b>
30.0		34.0	42.0	37.0	2.0	<b>Q2FM-3034-37</b>
30.0		34.0	42.0	40.0	2.0	<b>Q2FM-3034-40</b>
35.0		39.0	47.0	16.0	2.0	<b>Q2FM-3539-16</b>
35.0		39.0	47.0	26.0	2.0	<b>Q2FM-3539-26</b>
35.0		39.0	47.0	40.0	2.0	<b>Q2FM-3539-40</b>
40.0	+0.050	44.0	52.0	3<0.0	2.0	<b>Q2FM-4044-30</b>
40.0	+0.150	44.0	52.0	40.0	2.0	<b>Q2FM-4044-40</b>
45.0		50.0	58.0	50.0	2.0	<b>Q2FM-4550-50</b>
50.0		55.0	63.0	10.0	2.0	<b>Q2FM-5055-10</b>
50.0		55.0	63.0	50.0	2.0	<b>Q2FM-5055-50</b>
60.0	+0.060	65.0	73.0	60.0	2.0	<b>Q2FM-6065-60</b>
80.0	+0.180	85.0	93.0	100.0	2.5	<b>Q2FM-8085-100</b>
100.0	+0.072 +0.212	105.0	125.0	90.0	2.5	<b>Q2FM-100105125-90</b>
120.0	+0.085 +0.245	125.0	145.0	90.0	2.5	<b>Q2FM-120125145-90</b>

## Annexe 5

### Coussinet pour les autres articulations



Constitution de la référence :  
X F M-03 04 - 05



b1  
d2  
d1  
Métrique  
Forme  
Matériau



Constitution de la référence :  
X S M-02 03 - 03



b1  
d2  
d1  
Métrique  
Forme  
Matériau

Référence	d1*	d2	d3	b1	b2
			d13	h13	-0,14
XFM-1517-06	15,0	17,0	23,0	6,0	1,0
XFM-1517-12	15,0	17,0	23,0	12,0	1,0
XFM-1517-17	15,0	17,0	23,0	17,0	1,0
XFM-1618-12	16,0	18,0	24,0	12,0	1,0
XFM-1618-17	16,0	18,0	24,0	17,0	1,0
XFM-1820-12	18,0	20,0	26,0	12,0	1,0
XFM-1820-17	18,0	20,0	26,0	17,0	1,0
XFM-2023-075	20,0	23,0	30,0	7,5	1,5
<b>XFM-2023-11</b>	<b>20,0</b>	<b>23,0</b>	<b>30,0</b>	<b>11,0</b>	<b>1,5</b>
XFM-2023-16	20,0	23,0	30,0	16,5	1,5
XFM-2023-21	20,0	23,0	30,0	21,0	1,5
XFM-2528-13	25,0	28,0	35,0	13,5	1,5
XFM-2528-21	25,0	28,0	35,0	21,0	1,5
XFM-252833-08	25,0	28,0	33,0	8,0	1,0
XFM-2730-20	27,0	30,0	38,0	20,0	1,5
XFM-3034-16	30,0	34,0	42,0	16,0	2,0
XFM-3034-26	30,0	34,0	42,0	26,0	2,0

Coussinet bielle 1

Référence	d1*	d2	b1 h13
XSM-2022-20	20,0	22,0	20,0
<b>XSM-2023-07</b>	<b>20,0</b>	<b>23,0</b>	<b>7,0</b>
XSM-2023-10	20,0	23,0	10,0
<b>XSM-2023-15</b>	<b>20,0</b>	<b>23,0</b>	<b>15,0</b>
XSM-2023-20	20,0	23,0	20,0
XSM-2023-25	20,0	23,0	25,0
<b>XSM-2023-30</b>	<b>20,0</b>	<b>23,0</b>	<b>30,0</b>
XSM-2225-15	22,0	25,0	15,0
XSM-2225-20	22,0	25,0	20,0
XSM-2426-20	24,0	26,0	20,0
XSM-2427-20	24,0	27,0	20,0
XSM-2528-077	25,0	28,0	7,7
XSM-2528-09	25,0	28,0	9,0
XSM-2528-12	25,0	28,0	12,0
XSM-2528-13	25,0	28,0	13,0
XSM-2528-15	25,0	28,0	15,0
XSM-2528-20	25,0	28,0	20,0
XSM-2528-30	25,0	28,0	30,0
XSM-2730-05	27,0	30,0	5,7
XSM-2832-20	28,0	32,0	20,0
XSM-2832-30	28,0	32,0	30,0
XSM-3034-20	30,0	34,0	20,0
XSM-3034-25	30,0	34,0	25,0
XSM-3034-30	30,0	34,0	30,0
XSM-3034-40	30,0	34,0	40,0

**Coussinet bielle 3**  
**Coussinet bielle 2**  
**Coussinet bielle 3**

Propriétés générales	Unité	iglidur® X	Méthode de vérification
Densité	g/cm³	1,44	
Couleur		noir	
Absorption maxi d'humidité à 23°C et 50% H.R.	% du poids	0,1	DIN 53495
Absorption maxi d'eau	% du poids	0,5	
Coefficient de frottement dynamique contre l'acier	$\mu$	0,09–0,27	
Facteur p x v, maxi (à sec)	MPa x m/s	1,32	
Propriétés mécaniques			
Module d'élasticité transversale	MPa	8.100	DIN 53457
Résistance à la flexion à 20°C	MPa	170	DIN 53452
Résistance à la compression axiale	MPa	100	
Pression de surface statique admissible (20°C)	MPa	150	
Dureté Shore D		85	DIN 53505