

**BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR  
CONCEPTION DE PRODUITS INDUSTRIELS  
SESSION**

**Épreuve E4 – Etude préliminaire de produit  
Unité U42 – Conception préliminaire**

Durée 6 heures  
Coefficient 6

**SUJET 0**

Aucun document n'est autorisé

Calculatrice autorisée (conformément à la circulaire n°99-186 du 16 novembre 1999)

Le sujet comporte trois dossiers :

- un dossier technique
- un dossier travail
- un dossier réponse

Le dossier réponse est à joindre aux feuilles de copie.

**BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR  
CONCEPTION DE PRODUITS INDUSTRIELS  
SESSION 2018**

**Épreuve E4 – Etude préliminaire de produit  
Unité U42 – Conception préliminaire**

DOSSIER TECHNIQUE  
**SUJET 0**

**BANC RACE**

Ce dossier comporte 18 pages.

DT1 : Mise en situation

DT2 : Eléments de description SysML

DT3 : Diagramme des exigences

DT4 : Diagramme de définition de blocs

DT5 : Caractéristiques du banc

DT6 : Architecture générale du banc

DT7 : Schéma cinématique

DT8 et DT9 : Descriptif des phases de mise en place du véhicule

DT10 : Dessin d'ensemble du système de transmission rouleaux avant / arrière

DT11 : Eléments de choix de roulements

DT12 : Fiche technique de la 208 T16 Pikes Peak

DT13 : Caractéristiques des freins à courant de Foucault

DT14 : Détail de la transmission de puissance du train de levage du véhicule

DT15 : Résultats de la mesure de l'effort de traction

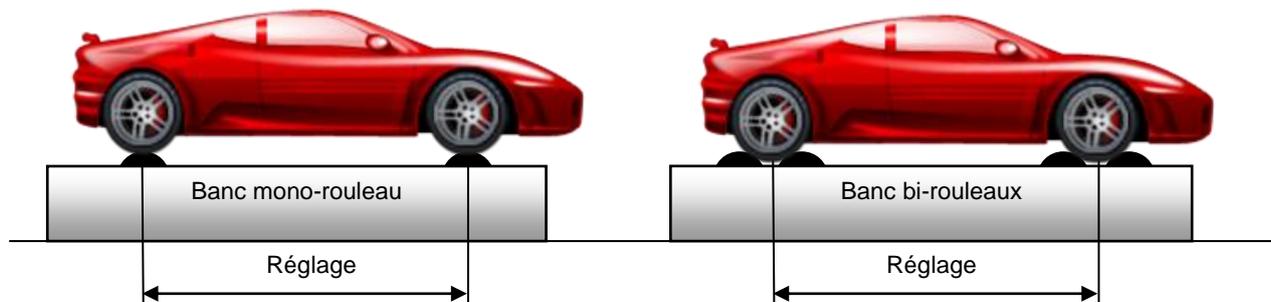
DT16 : Eléments de choix système vis/écrou

DT17 et DT18 : Couple thermique équivalent et éléments de choix du moteur

## Mise en situation

La société MI Systems - Fuchs est spécialisée dans l'instrumentation moto et auto. Cette entreprise est à la fois un bureau d'études indépendant et un constructeur associé à des partenaires industriels français. Tournée vers l'innovation, elle dispose déjà de plusieurs licences exclusives de brevets dans des domaines de compétences variés : mesure, mécanique auto-moto, informatique, électronique, aéraluque, mécanique générale, insonorisation.

En 2013, MI Systems, particulièrement connue jusque là pour ses bancs de puissance pour moto, développe un nouveau banc d'essais pour automobile appelé « FUCHS RACE » (Racing Automotive Control Equipment). Ce système se caractérise par une innovation majeure concernant la facilité de mise en place du véhicule sur banc de type mono-rouleau (figure 1).

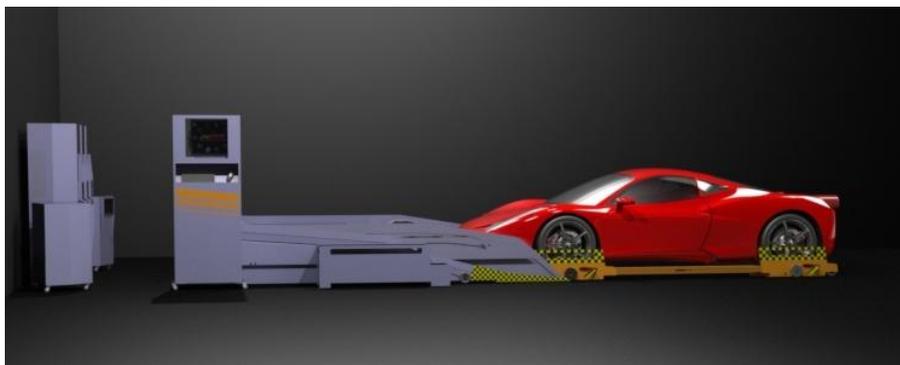


**Figure 1 : Comparaison des deux types de bancs**

Le banc à un rouleau par roue génère moins de pertes de puissance au sein du système et d'échauffement des pneumatiques qu'un banc bi-rouleaux. Il autorise ainsi de plus grandes vitesses. La distance entre le bas de caisse et le plancher est également plus élevée, facilitant l'accès sous la voiture. Cependant, le système de positionnement et de maintien du véhicule s'avère plus complexe.

Le banc Fuchs R.A.C.E. est entièrement modulable afin de s'adapter à toutes les demandes du client : inertiel, freiné, deux roues, quatre roues avec synchronisation.

Associé à un logiciel de programmation et de simulation, il permet de reproduire les contraintes de la route. Il est muni de dispositifs de mesure de dernière génération (puissance, couple, distance, vitesse, accélération, température...). Ces outils sont destinés aux professionnels qui veulent optimiser les performances des moteurs d'une façon rigoureuse, appuyant ainsi leur crédibilité auprès des clients.



**Figure 2 : Banc Fuchs RACE : véhicule en attente**



**Figure 3 : Banc Fuchs RACE : véhicule en position d'essai**

## Eléments de description du système Banc Test

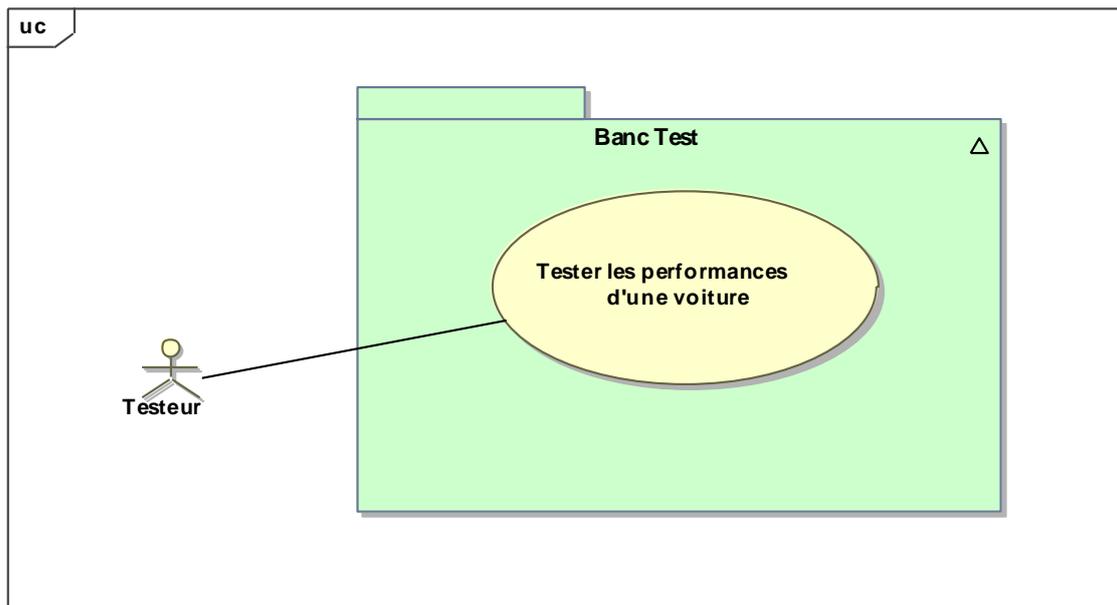


Figure 4 : Diagramme de cas d'utilisation

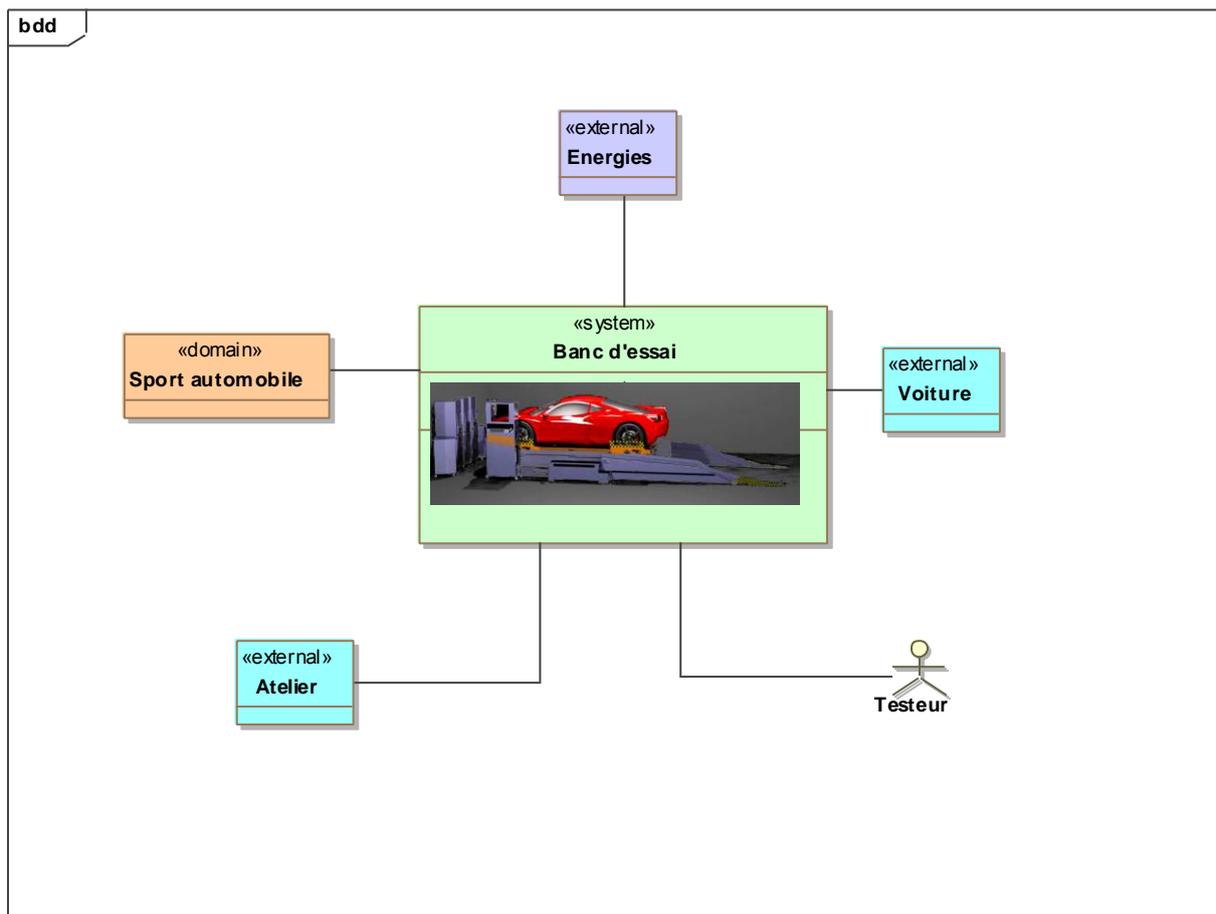


Figure 5 : Diagramme de contexte

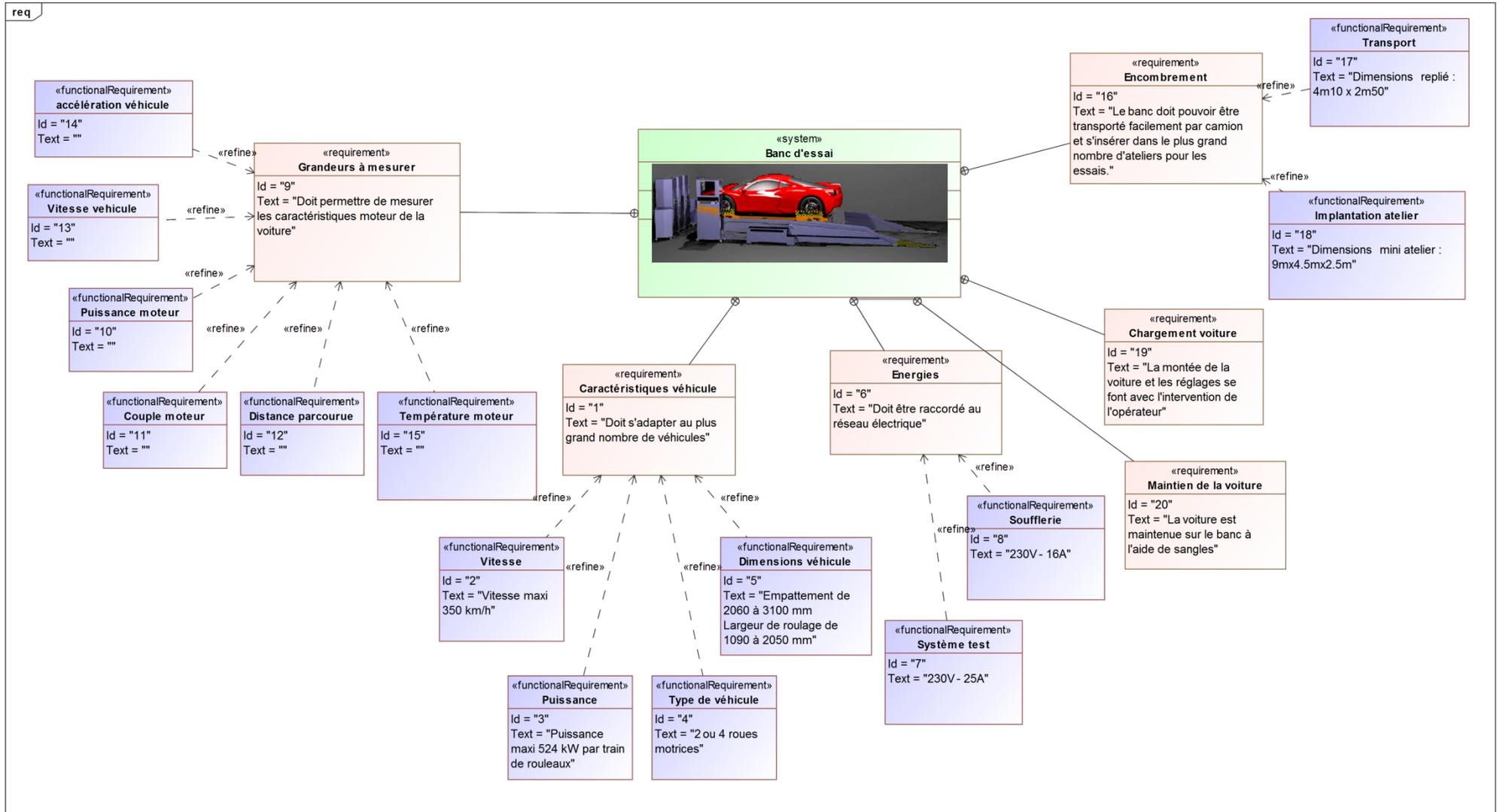


Figure 6 : Diagramme d'exigences

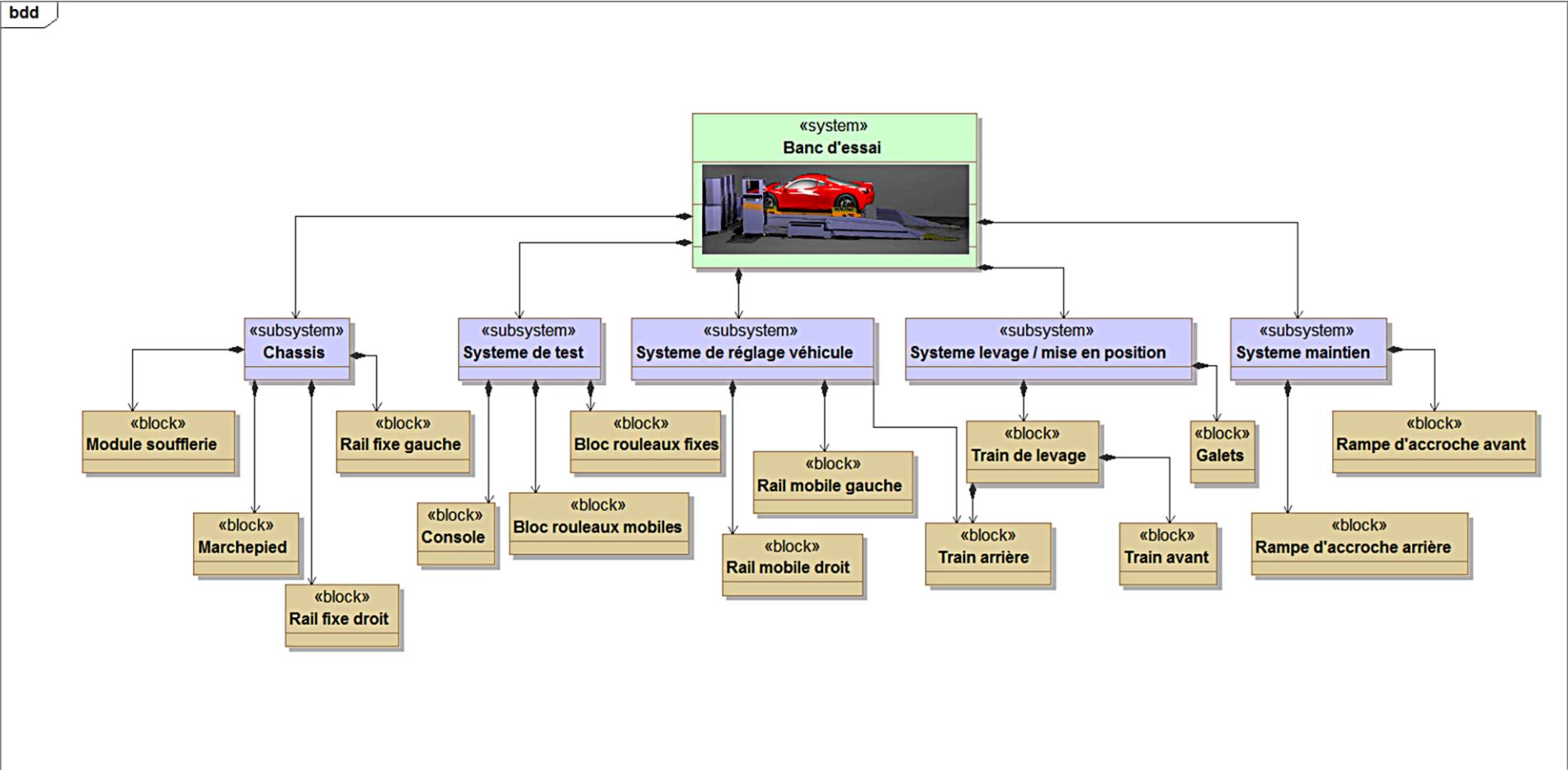


Figure 7 : Diagramme de définition de blocs

## Caractéristiques principales

- Système de mise en place automatique de l'automobile.
- Positionnement électrique des rouleaux mobiles.
- Attache du véhicule par palonniers articulés.
- Éléments de sécurité « directive machines » incorporés au train de levage, restant ainsi en place durant l'essai (sécurité toujours active et aucune manipulation particulière).
- Banc mono-rouleaux de grand diamètre.
- Freins de charge à refroidissement contrôlé.
- Synchronisation des rouleaux (avant et arrière) par arbres et couples coniques.
- Modules soufflerie multi-positions empilables.
- Console de centralisation.

## Caractéristiques techniques

- |   |                          |
|---|--------------------------|
| - Vitesse maximum autorisée du véhicule                       | 350 km/h                 |
| - Puissance maximale de simulation                            | 2 x 524 kW               |
| - Vitesse maximale d'air soufflerie (refroidissement du banc) | 130 km/h                 |
| - Débit maximal d'air soufflerie                              | 60 000 m <sup>3</sup> /h |
| - Diamètre des rouleaux                                       | 606 mm                   |
| - Moment d'inertie d'un bloc rouleau (2 rouleaux+arbre)       | 50 kg.m <sup>2</sup>     |
| - Largeur de roulage  | de 1090 à 2050 mm        |
| - Empattements admissibles                                    | de 2060 à 3100 mm        |
| - Alimentation électrique banc seul                           | 230 VAC 25A              |
| - Alimentation électrique d'un module soufflerie              | 230 VAC 16A              |
| - Alimentation air comprimé                                   | SANS                     |
| - Encombrement :  |                          |
| - longueur rétracté   | 4,1 m                    |
| - longueur en position d'attente                              | 7,1 m                    |
| - largeur au sol avec console                                 | 2,5 m                    |
| - longueur maximale avec soufflerie                           | 9 m                      |
| - dimensions mini salle d'essai                               | 9 x 4,5 x 2,5 m          |

# Architecture générale du banc Fuchs

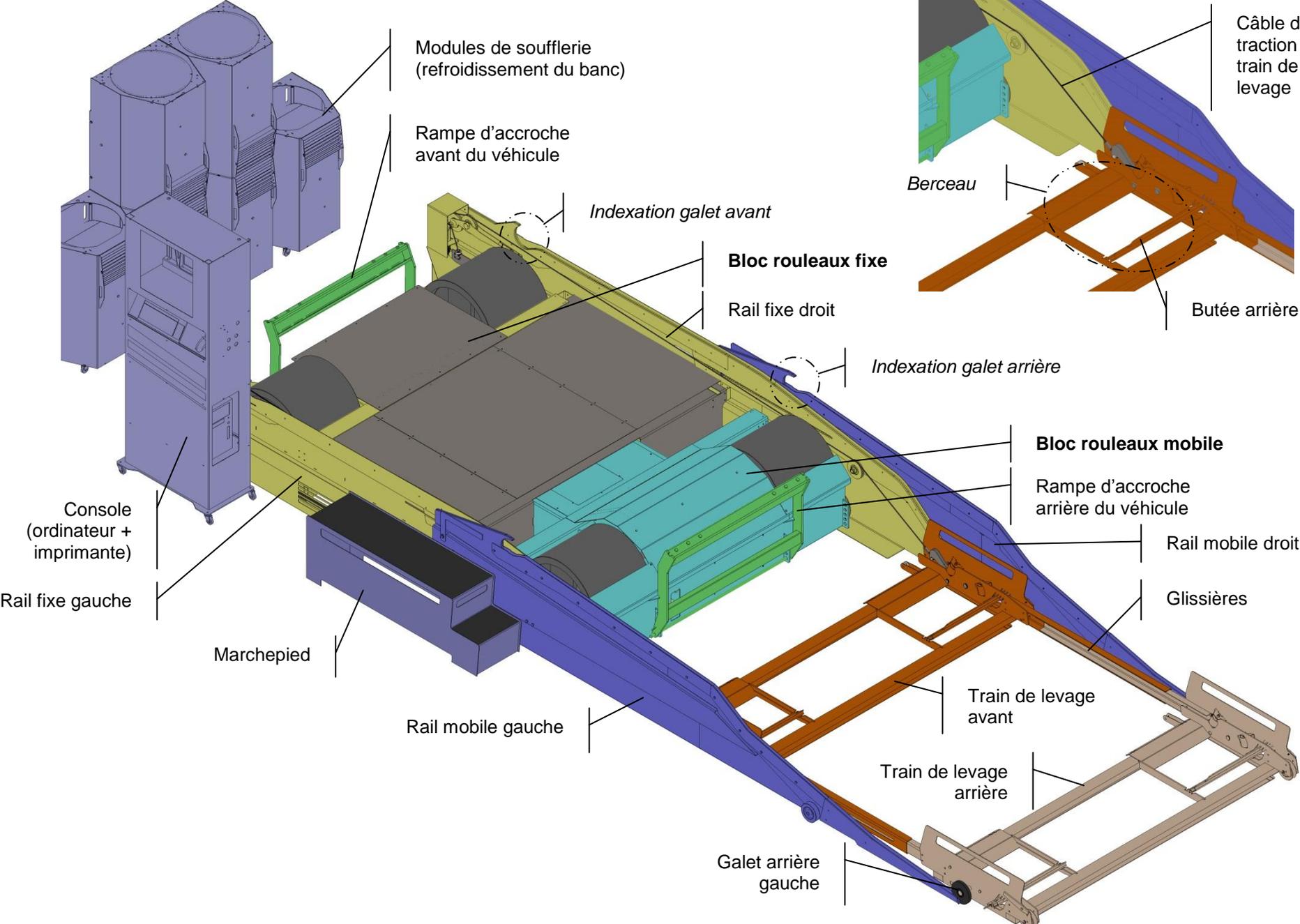
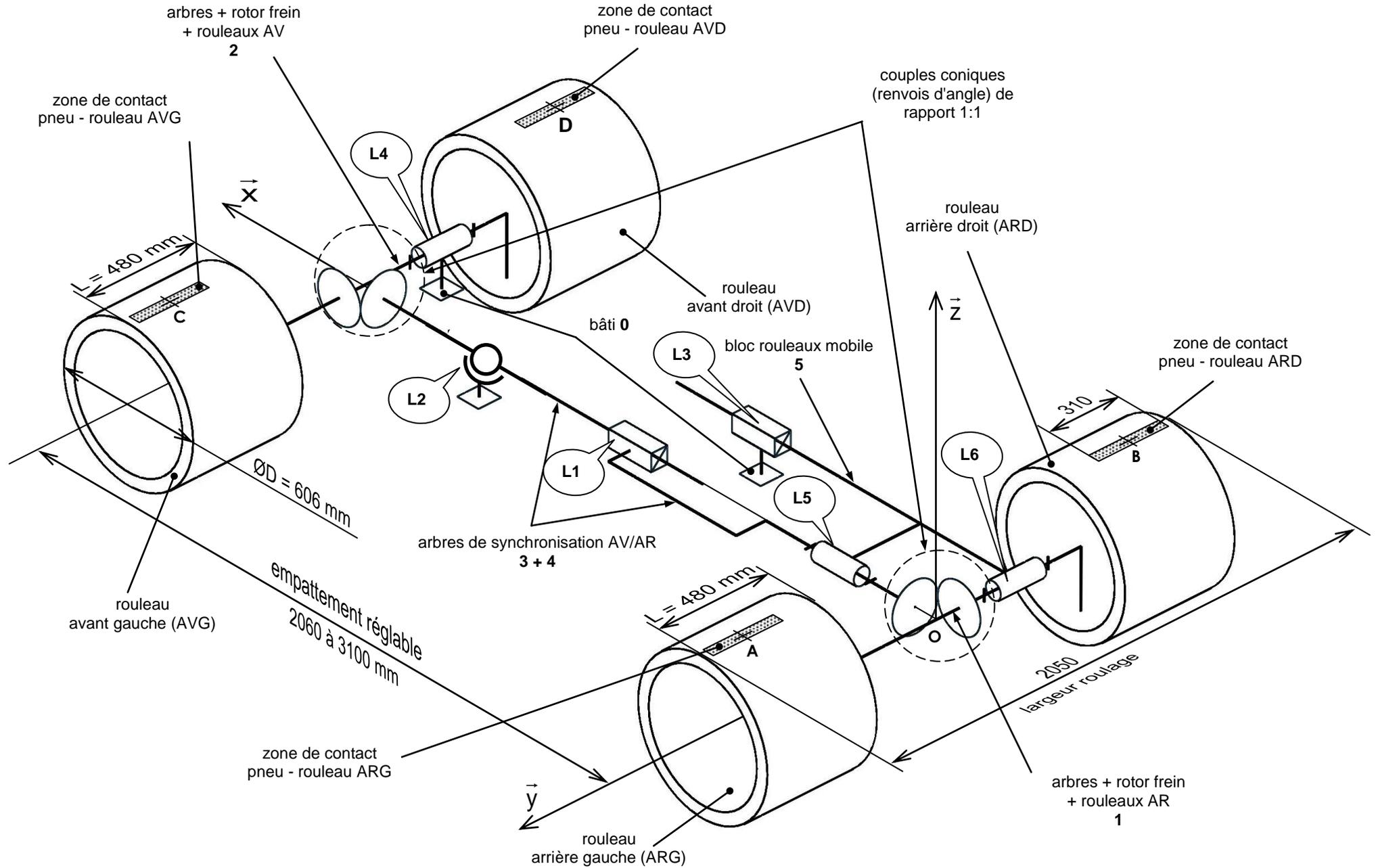
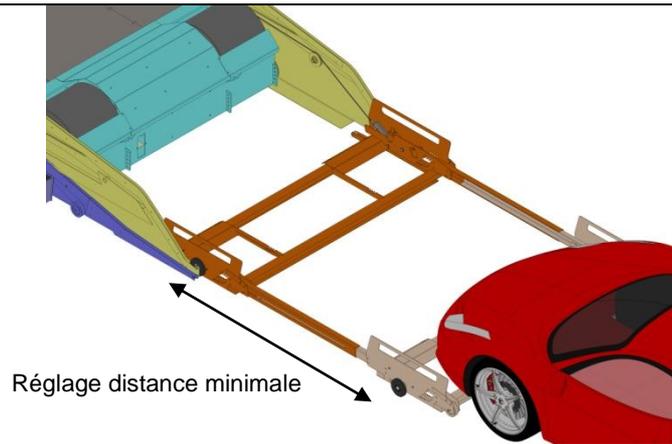


Schéma cinématique minimal du banc FUCHS en phase d'essai et de réglage d'empattement

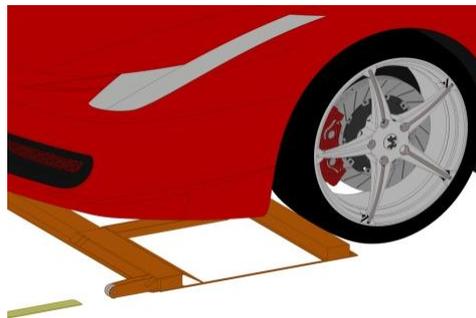


## Descriptif des phases de mise en place du véhicule sur le banc d'essai

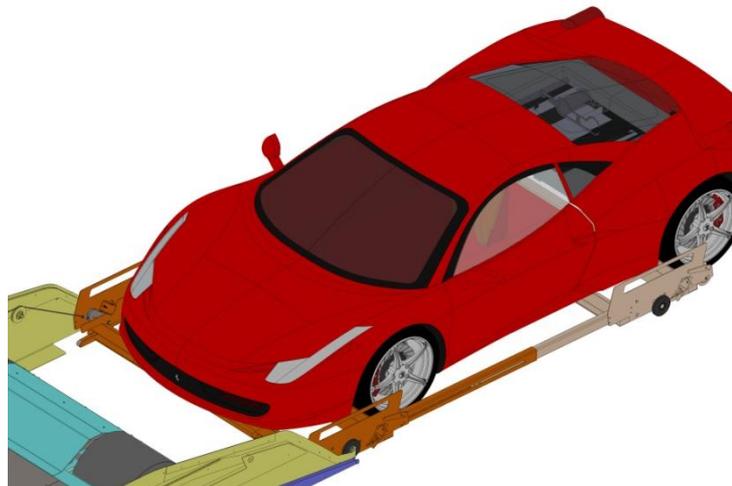
- 1- On fait coulisser le train de levage arrière par rapport au train de levage avant par l'intermédiaire des glissières afin d'obtenir un empattement minimum.
- 2- Le véhicule est alors présenté devant le banc.



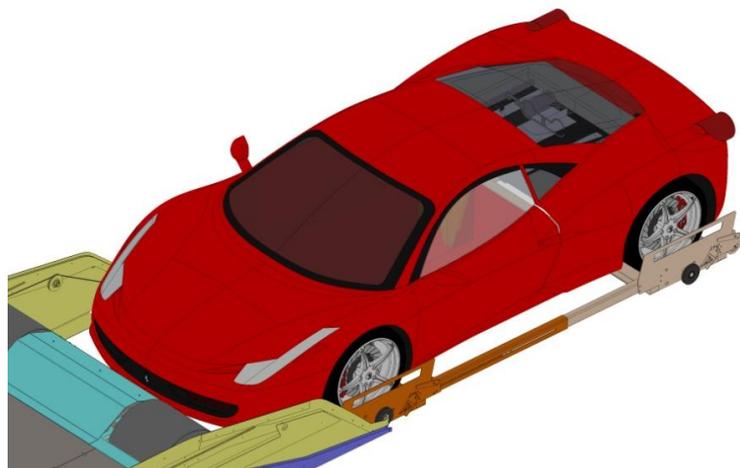
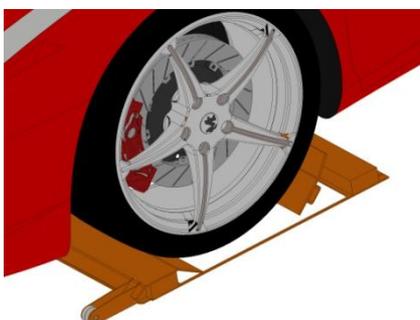
- 3- On avance le véhicule jusqu'à ce que les roues avant arrivent en butée sur les berceaux avant sans les franchir.



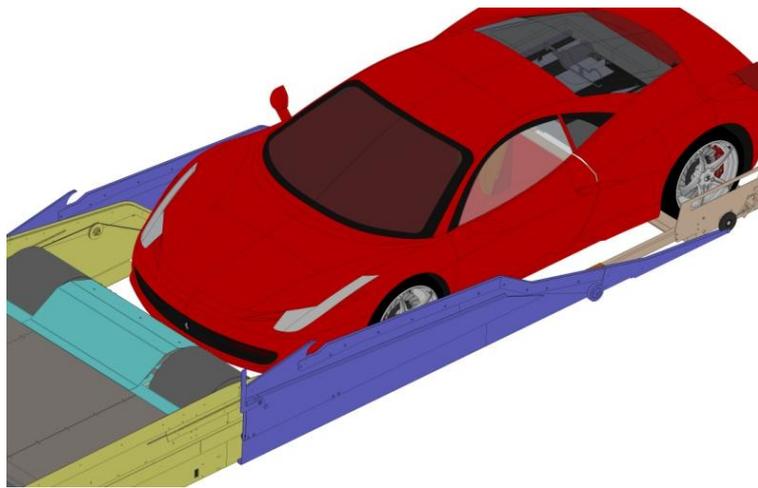
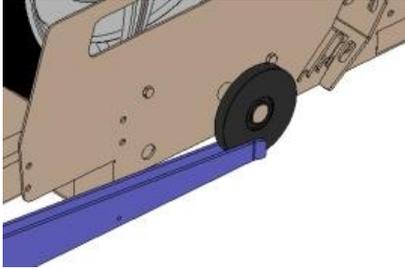
- 4- On règle l'empattement du train de levage en faisant à nouveau glisser la partie arrière jusqu'à ce que les berceaux arrière arrivent en butée sur les pneus (même configuration que précédemment).



- 5- On avance la voiture de manière à positionner les pneus à l'intérieur des berceaux. Ils seront calés complètement par la mise en place d'une butée arrière.



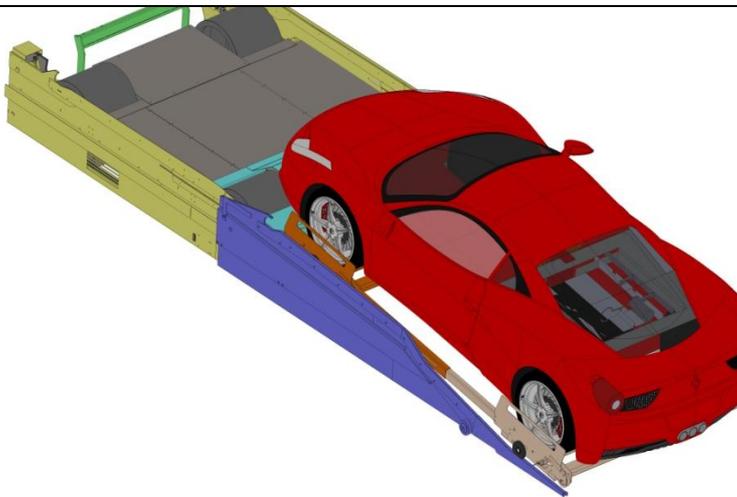
6- On déplace en translation manuellement les rails de guidage mobiles gauche et droit jusqu'à ce que leur extrémité arrive en butée sur les galets positionnés sur les côtés des berceaux arrière. Les rails sont alors verrouillés en basculant un levier.



7- On met en marche un moteur qui, par l'intermédiaire d'un treuil, hisse le train de levage et le véhicule sur le banc :

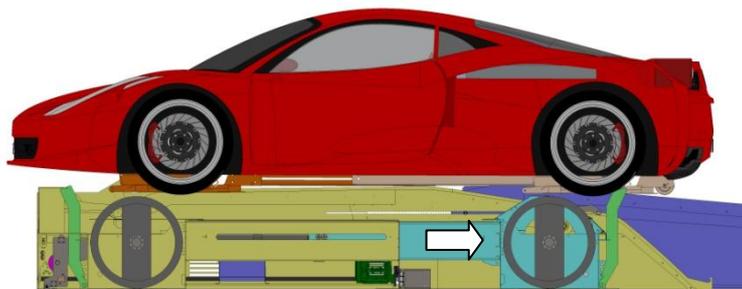
- Les galets du train de levage avant roulent sur les rails de l'ensemble fixe.
- Les galets du train de levage arrière roulent sur les rails de guidage mobiles.

8- Le moteur est stoppé avant que les galets des trains de levage ne descendent dans les évidements prévus pour les indexer.



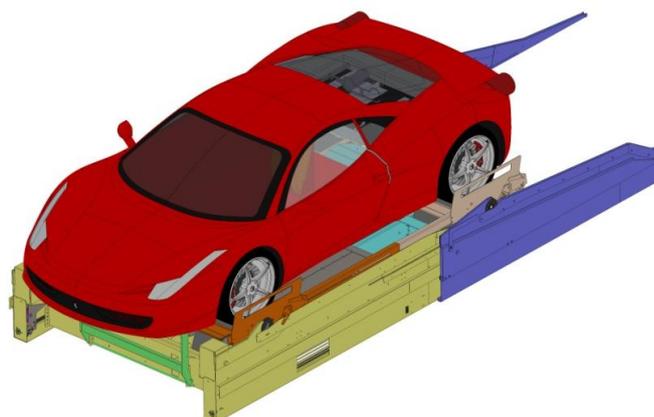
9- Une deuxième motorisation prend le relais pour déplacer le bloc rouleaux mobile afin de correspondre à l'empattement du véhicule.

10- Après avoir mis en place la rampe d'accroche arrière, on sangle modérément le véhicule.



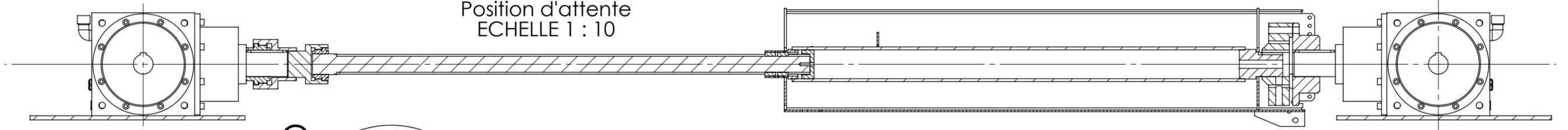
11- On provoque à nouveau le déplacement du train de levage jusqu'à ce que les quatre galets descendent dans les évidements d'indexation des rails de guidage. La voiture se désolidarise alors du train de levage, ses pneus étant en appui sur les rouleaux.

12- On finit de sangler solidement le véhicule. Il est alors prêt pour les essais.

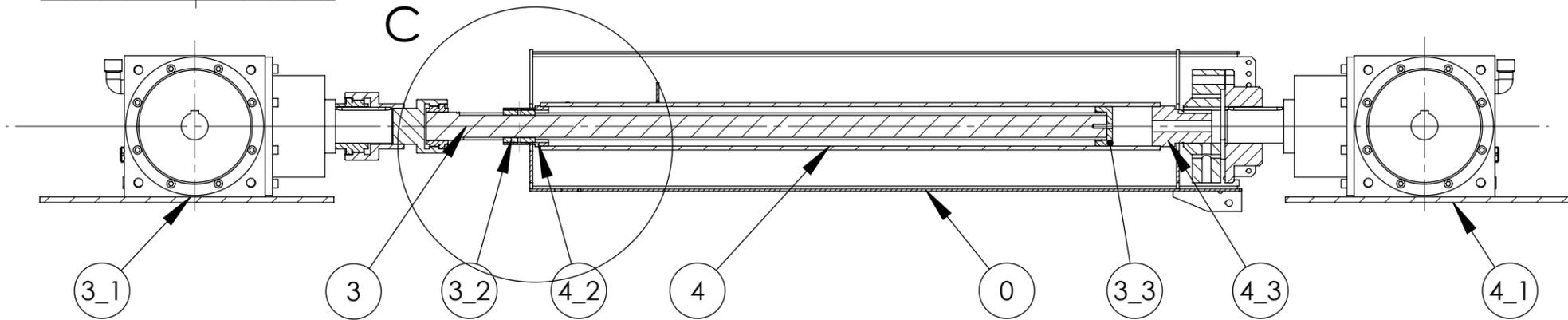


**Nota : La phase de dégagement du véhicule ne sera pas étudiée**

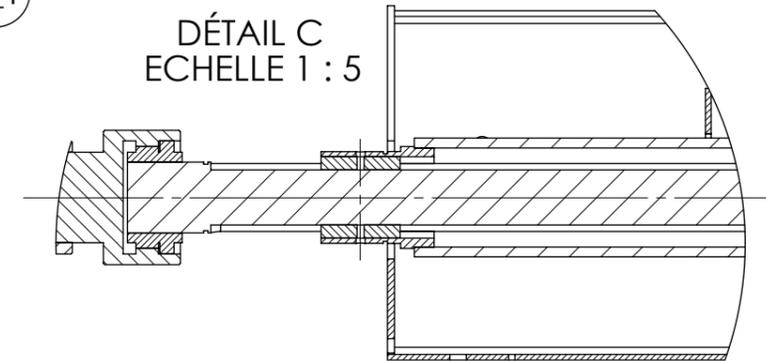
COUPE A-A  
Position d'attente  
ECHELLE 1 : 10



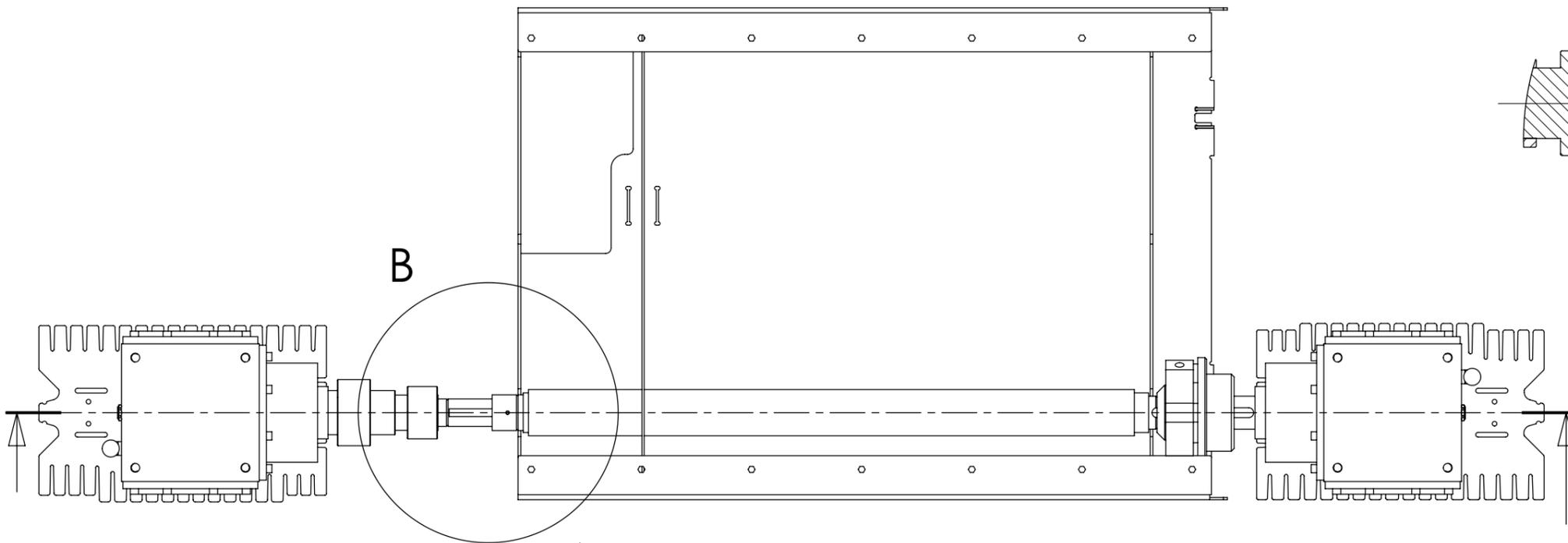
Coupe A-A  
Position d'essai  
ECHELLE 1 : 10



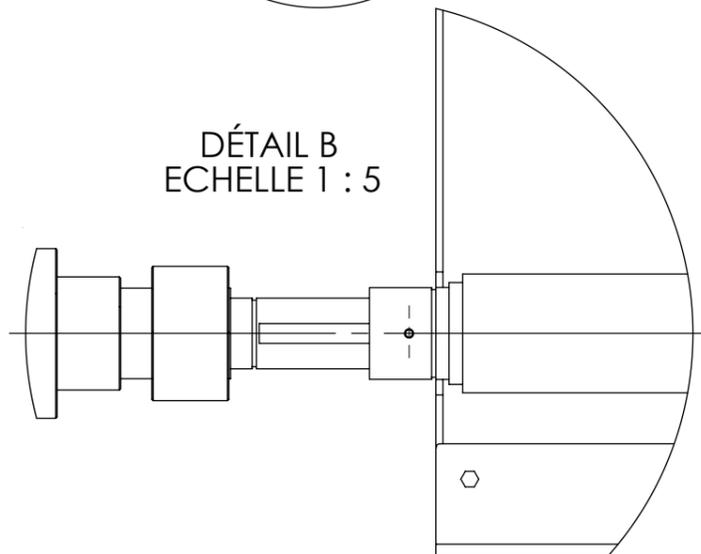
DÉTAIL C  
ECHELLE 1 : 5



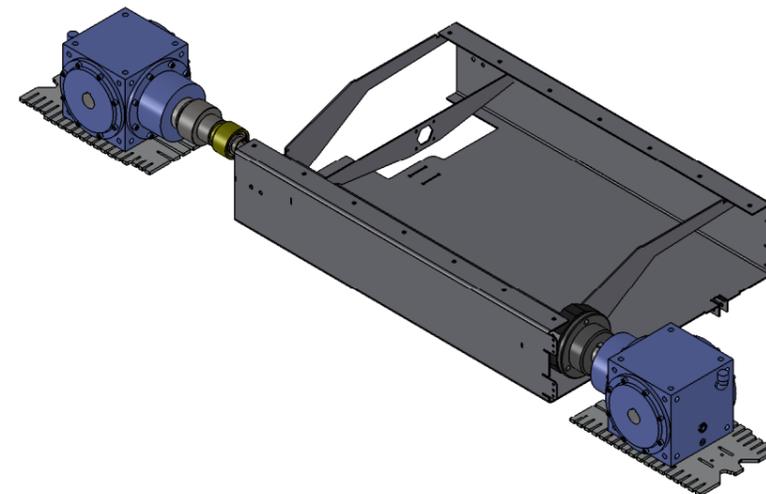
B



DÉTAIL B  
ECHELLE 1 : 5



4_3	1	Embout tube
4_2	1	Manchon
4_1	1	Couple conique
4	1	Arbre arrière
3_3	1	Manchon guidage
3_2	2	Clavette
3_1	1	Couple conique
3	1	Arbre avant
0		Bati
<b>Rep</b>	<b>Qte</b>	<b>Désignation</b>



ENSEMBLE DE SYNCHRONISATION  
ROULEAUX FIXES-ROULEAUX MOBILES

No. DE PLAN

DT10

A3

ECHELLE:1:20

FEUILLE 1 SUR 1

## Détermination de la charge équivalente :

Connaissant les forces axiales  $F_a$  et radiales  $F_r$ , la charge équivalente  $P$  est calculée comme suit :

Valeurs des coefficients X et Y									
roulements à billes à contact radial									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r$					si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,56.F_r + Y.F_a$				
les coefficients $e$ et $y$ ci-dessus dépendent du rapport $\frac{F_a}{C_0}$ (voir ci-dessous)									
$\frac{F_a}{C_0}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
$e$	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
$y$	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

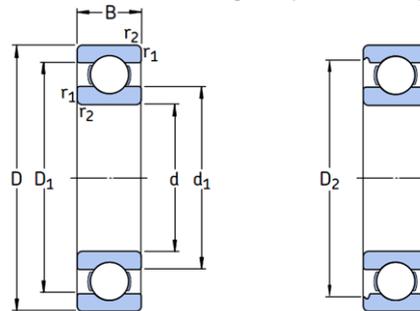
## Détermination de la durée de vie :

La durée de vie est donnée par la formule

$$L_h = \frac{16667}{n} \left( \frac{C}{P} \right)^3$$

$L_h$  durée de vie en heures  
 $n$  fréquence de rotation (tours/min)  
 $C$  charge dynamique de base (N)  
 $P$  charge équivalente (N)

## Extraits de catalogue de roulements :



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue $P_u$	Vitesses de base		Masse	Désignation
d	D	B	dyn. C	stat. $C_0$		Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min		kg	-
75	95	10	12,7	14,3	0,61	14 000	8 500	0,15	61815
	105	16	24,2	19,3	0,965	13 000	8 000	0,37	61915
	110	12	28,6	27	1,14	13 000	8 000	0,38	16115
	115	13	30,2	27	1,14	12 000	7 500	0,46	* 16015
	115	20	41,6	33,5	1,43	12 000	7 500	0,64	* 6015
	130	25	68,9	49	2,04	10 000	6 700	1,20	* 6215
80	100	10	13	15	0,64	13 000	8 000	0,15	61816
	110	16	25,1	20,4	1,02	12 000	7 500	0,40	61916
	125	14	35,1	31,5	1,32	11 000	7 000	0,60	* 16016
	125	22	49,4	40	1,66	11 000	7 000	0,85	* 6016
	140	26	72,8	55	2,2	9 500	6 000	1,40	* 6216
85	110	13	19,5	20,8	0,88	12 000	7 500	0,27	61817
	120	18	31,9	30	1,25	11 000	7 000	0,55	61917
	130	14	35,8	33,5	1,37	11 000	6 700	0,63	* 16017
	130	22	52	43	1,76	11 000	6 700	0,89	* 6017
	150	28	87,1	64	2,5	9 000	5 600	1,80	* 6217
90	115	13	19,5	22	0,915	11 000	7 000	0,28	61818
	125	18	33,2	31,5	1,23	11 000	6 700	0,59	61918
	140	16	43,6	39	1,56	10 000	6 300	0,85	* 16018
	140	24	60,5	50	1,96	10 000	6 300	1,15	* 6018
95	120	13	19,9	22,8	0,93	11 000	6 700	0,30	61819
	130	18	33,8	33,5	1,43	10 000	6 300	0,61	61919
	145	16	44,8	41,5	1,63	9 500	6 000	0,89	* 16019
	145	24	63,7	54	2,08	9 500	6 000	1,20	* 6019
	170	32	114	81,5	3	8 000	5 000	2,60	* 6219

## Fiche technique Peugeot 208 T16 Pikes Peak



### Moteur

- Type : V6 bi turbo
- Cylindrée : 3,2 l
- Nombre de soupapes : 24
- Emplacement : Central arrière
- Nombre de cylindres : 6 en V à 60°
- Puissance : 875 ch
- Couple : 90 mkg
- Régime maxi : 7800 tr/mn
- Vitesse maxi : 240 km/h
- 0 à 100 km/h : 1"8
- 0 à 200 km/h : 4"8
- 0 à 240 km/h : 7"

### Transmission

- Mode : 4 roues motrices
- Répartition de puissance en configuration « asphalte » :  
70 % sur les roues arrière  
30 % sur les roues avant
- Boîte de vitesses : Longitudinale 6 vitesses à commande séquentielle actionnées par palettes au volant

### Châssis

- Structure : Tubulaire en acier
- Carrosserie : Carbone

### Suspensions / Freins / Direction

- Suspension : A double triangles et poussant / basculeur aux 4 coins
- Ressorts : Barres de torsion
- Amortisseurs : Pressurisés
- Barres anti-devers : AV et AR
- Direction : Directe à assistance hydraulique
- Freins : Double circuit hydraulique, étriers monoblocs en alliage léger
- Disques : En carbone AV et AR ventilés / Disques AV : 380 mm, Disques AR : 355 mm
- Roues : 18x13 / Spécifiques en magnésium inspirées de la technologie F1
- Pneus : Michelin 31/71/18

### Dimensions

- Longueur : 4500 mm
- Largeur : 2000 mm
- Hauteur : 1300 mm
- Porte à faux AV : 1690 mm
- Porte à faux AR : 1690 mm
- Empattement : 2695 mm
- Aileron : 2000 mm
- Capacité du réservoir : 40 l
- Poids : 875 kg

## Caractéristiques des freins à courants de Foucault



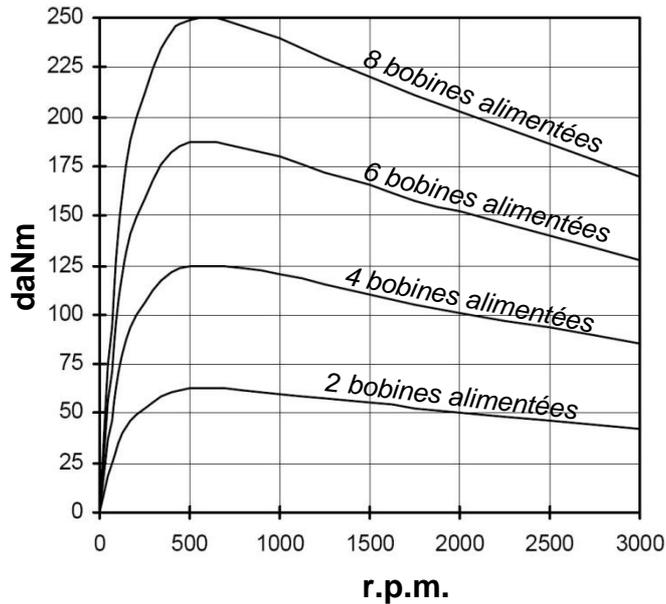
FRENELSA



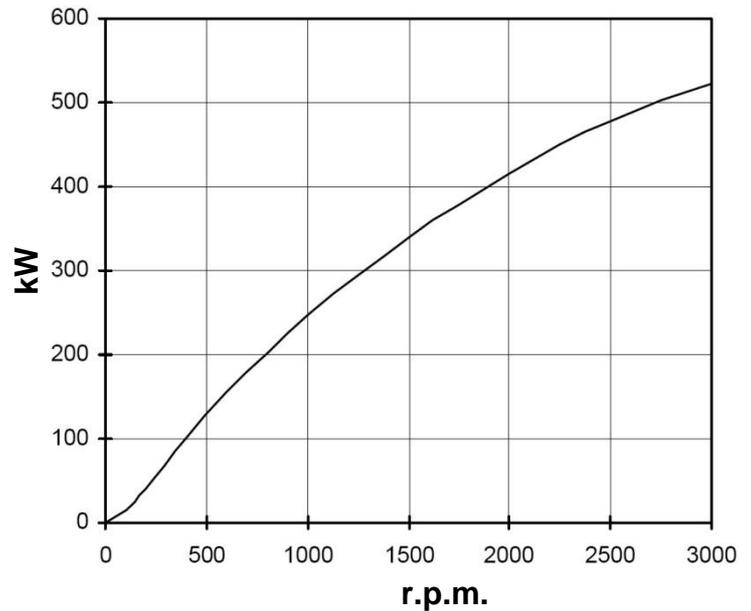
RETARDER F16-250 S7

**BRAKING TORQUE CURVES**

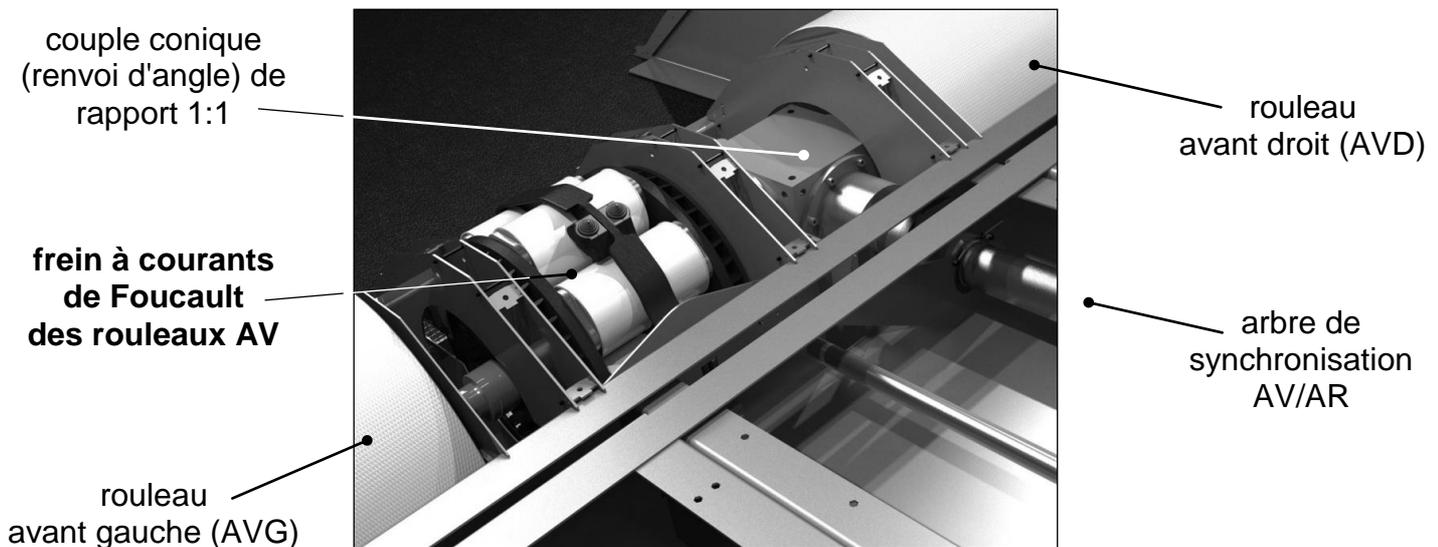
Max. braking torque according to rotational speed



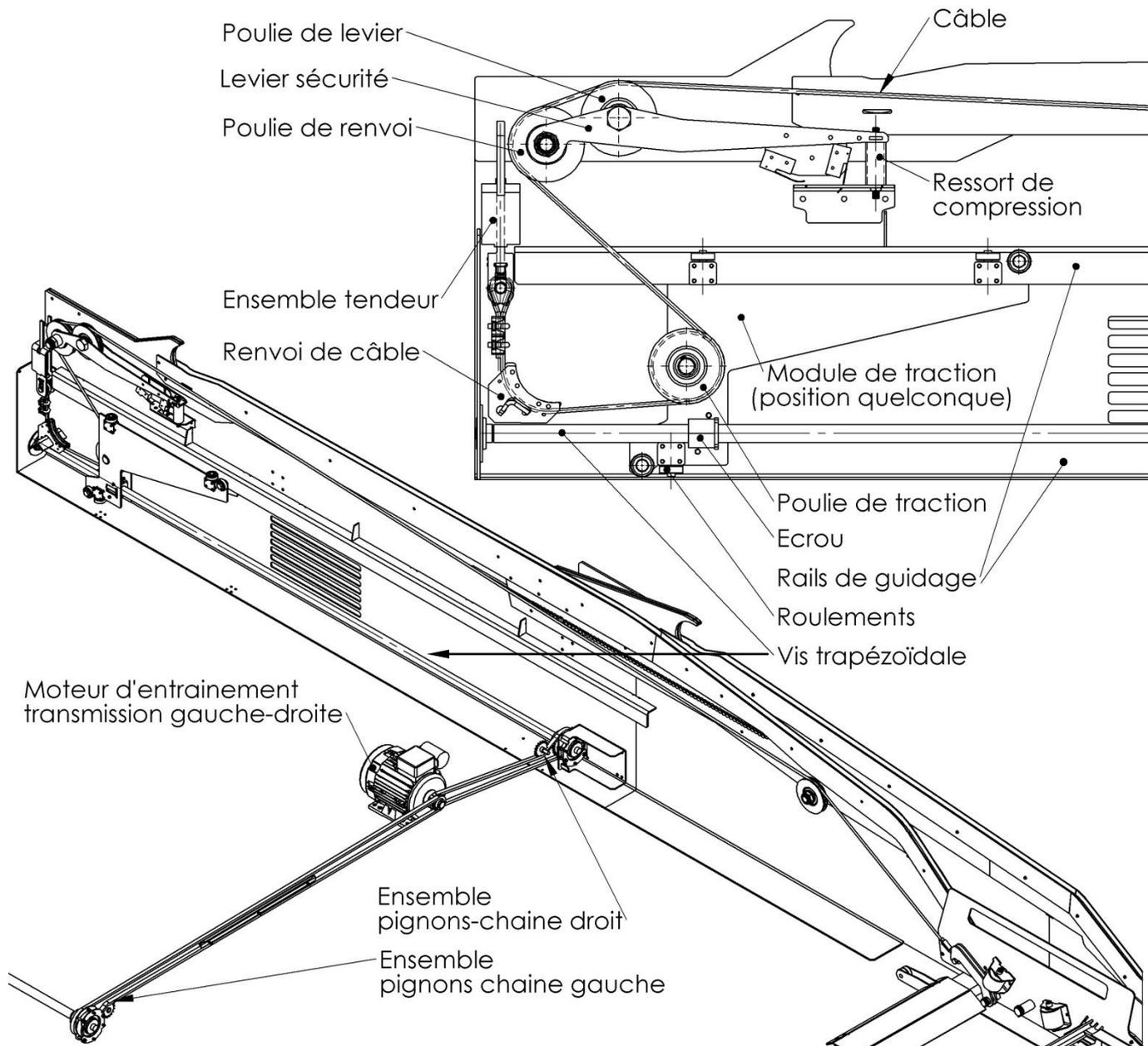
Max. braking power according to rotational

**MECHANICAL CHARACTERISTICS**

ROTORS INERTIA	2,96 kg.m <sup>2</sup>
ROTORS WEIGHT	87 kg
STATOR WEIGHT	215 kg

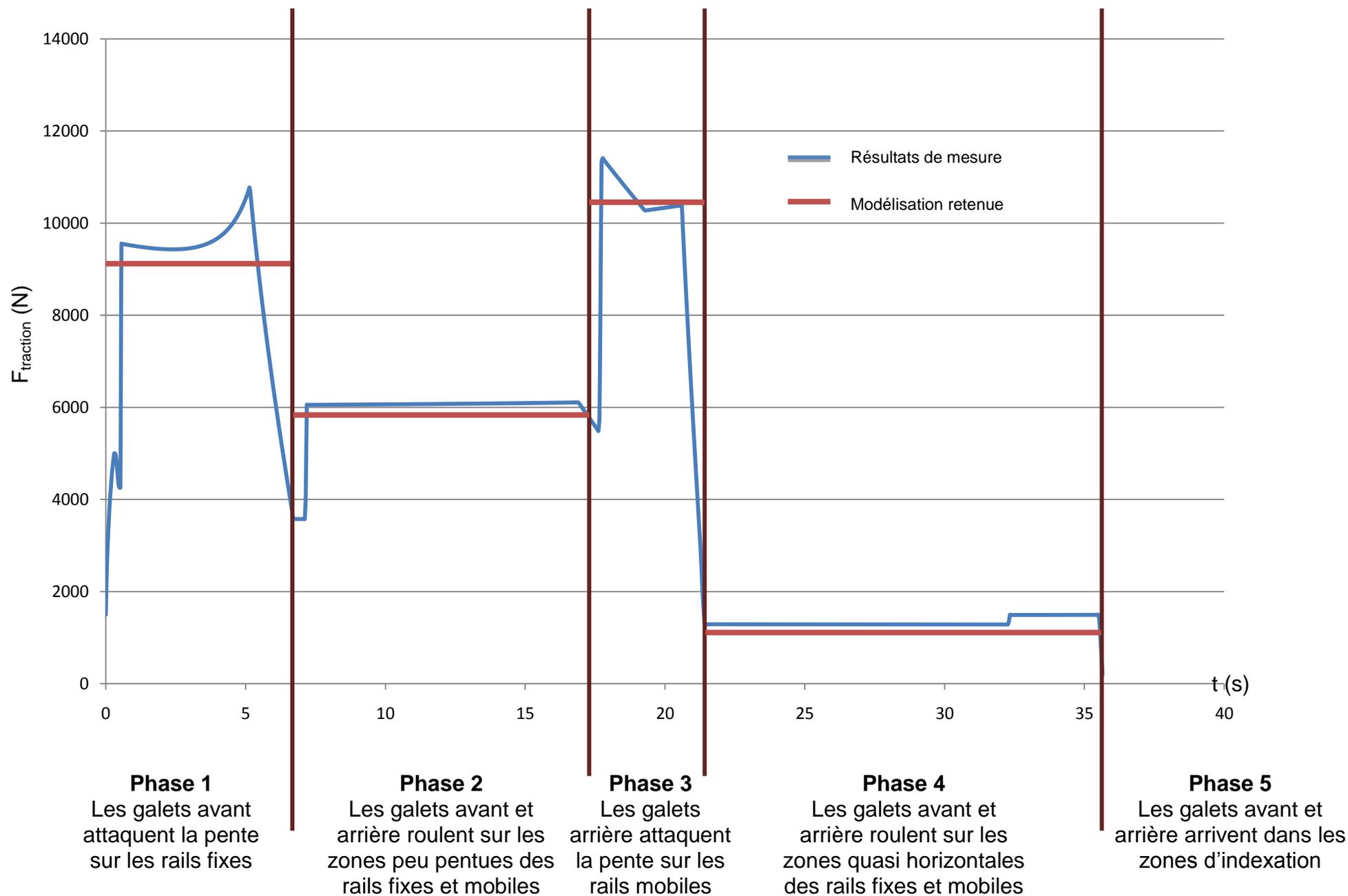
**Implantation d'un frein à courants de Foucault FRENELSA dans le banc FUCHS**

### Détail de la transmission de puissance du train de levage du véhicule (échelle 1 : 10)



L'ensemble de transmission gauche est à l'identique du droit

## Résultats de mesure de l'effort de traction dans un câble en fonction du temps



## Systèmes vis-écrou

Type de vis	Pas	$\beta$	$\mu$	Rayon moyen	F axiale max
Trapézoïdale écrou acier 28x5	5	15°	0,08	12,75 mm	22000 N
Trapézoïdale écrou laiton 28x5	5	15°	0,12	12,75 mm	12000 N
Trapézoïdale écrou plastique 28x5	5	15°	0,05	12,75 mm	4500 N

Documentation Mädler

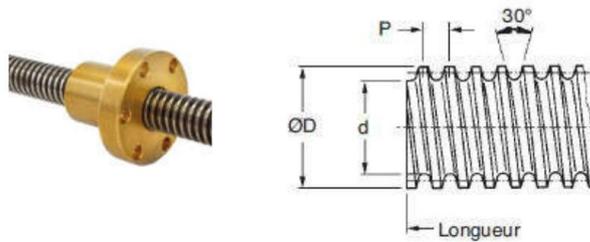
Expression reliant effort axial dans la vis et couple sur l'écrou :



$$C_{\text{écrou}} = F_{\text{axial}} \cdot r_{\text{moyen}} \cdot \tan(\alpha + \varphi')$$

$$\text{avec } \tan(\alpha) = \frac{p}{2\pi r_{\text{moyen}}} \text{ et } \tan(\varphi') = \frac{\mu}{\cos \beta}$$

Tige trapézoïdale - Matière : 1 filet inox

**HPC**

Réf.	Filetage	ØD	Pas P (mm)	Longueur (mm)	Masse (kg/m)	Prix ht
LSM245-2	à droite/right	24	5	2000	2,80	310,61 €
LSM245-3	à droite/right	24	5	3000	2,80	465,92 €
LSM285-2	à droite/right	28	5	2000	3,90	451,22 €
LSM285-3	à droite/right	28	5	3000	3,90	676,84 €
LSM306-2	à droite/right	30	6	2000	4,33	Sur demande
LSM306-3	à droite/right	30	6	3000	4,33	Sur demande

ECROU  
PLASTIQUE

Réf.	Filetage	Ød	Pas P	Prix ht
WSRM245	à droite/right	24	5	67,74 €
WSRM285	à droite/right	28	5	76,54 €
WSRM306	à droite/right	30	6	79,57 €

ECROU  
LAITON

Réf.	Filetage	Ød	Pas P	Prix ht
LRM245	A droite/Right	24	5	55,87 €
LRM285	A droite/Right	28	5	89,64 €
LRM306	A droite/Right	30	6	91,02 €

ECROU  
ACIER

Réf.	Filetage	Ød	Pas P	Prix ht
KSM245	A droite/Right	24	5	12,03 €
KSM285	A droite/Right	28	5	18,99 €
KSM306	A droite/Right	30	6	19,84 €

## Calcul du couple thermique équivalent

$$C_{Th} = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_i C_i^2 \cdot t_i}$$

## Extrait de prix catalogue moteur

(source Leroy Somer)

Référence	Désignation	Qté	P.U.	%Rem	PU HT Rem.	Total HT
	MOTEUR 2P - 3000 TR/MIN					
4917100	MOTEUR LSES80L 2P 0,75 KW 400V IE2	1	235,85		235,85	235,85
4917126	MOTEUR LSES90SL 2P 1,5 KW 400V IE2	1	317,43		317,43	317,43
4917152	MOTEUR LSES90L 2P 2,2 KW 400V IE2	1	390,13		390,13	390,13
4917165	MOTEUR LSES100L 2P 3 KW 400V IE2	1	481,40		481,40	481,40
4917191	MOTEUR LSES112M 2P 4 KW 400V IE2	1	572,67		572,67	572,67
4917204	MOTEUR LSES132S 2P 5,5 KW 400V IE2	1	730,17		730,17	730,17
4910388	MOTEUR LSES132SM 2P 7,5 KW 400V IE3	1	1 037,11		1 037,11	1 037,11
4910401	MOTEUR LSES132M 2P 9 KW 400V IE3	1	1 195,42		1 195,42	1 195,42
4910414	MOTEUR LSES160MP 2P 11 KW 400V IE3	1	1 487,00		1 487,00	1 487,00
4910425	MOTEUR LSES160M 2P 15 KW 400V IE3	1	1 942,55		1 942,55	1 942,55
	MOTEUR 4P - 1500 TR/MIN					
4917560	MOTEUR LSES80LG 4P 0,75 KW 400V IE2	1	252,81		252,81	252,81
4917586	MOTEUR LSES90SL 4P 1,1 KW 400V IE2	1	310,16		310,16	310,16
4917599	MOTEUR LSES90L 4P 1,5 KW 400V IE2	1	359,43		359,43	359,43
4917612	MOTEUR LSES90LU 4P 1,8 KW 400V IE2	1	399,82		399,82	399,82
4917625	MOTEUR LSES100L 4P 2,2 KW 400V IE2	1	441,01		441,01	441,01
4917638	MOTEUR LSES100LR 4P 3 KW 400V IE2	1	516,13		516,13	516,13
4917651	MOTEUR LSES112MU 4P 4 KW 400V IE2	1	633,25		633,25	633,25
4917664	MOTEUR LSES132SU 4P 5,5 KW 400V IE2	1	803,68		803,68	803,68
4910776	MOTEUR LSES132MU 4P 7,5 KW 400V IE3	1	1 135,65		1 135,65	1 135,65
4910800	MOTEUR LSES160MR 4P 11 KW 400V IE3	1	1 575,04		1 575,04	1 575,04
	MOTEUR 6P - 1000 TR/MIN					
4918015	MOTEUR LSES90SL 6P 0,75 KW 400V IE2	1	367,51		367,51	367,51
4918028	MOTEUR LSES90L 6P 1,1 KW 400V IE2	1	408,70		408,70	408,70
4918041	MOTEUR LSES100L 6P 1,5 KW 400V IE2	1	453,94		453,94	453,94
4918054	MOTEUR LSES112MG 6P 2,2 KW 400V IE2	1	566,21		566,21	566,21
4918067	MOTEUR LSES132S 6P 3 KW 400V IE2	1	719,67		719,67	719,67
4918080	MOTEUR LSES132M 6P 4 KW 400V IE2	1	878,79		878,79	878,79
4911084	MOTEUR LSES160M 6P 7,5 KW 400V IE3	1	1 704,28		1 704,28	1 704,28
4911088	MOTEUR LSES180L 6P 11 KW 400V IE3	1	2 293,91		2 293,91	2 293,91
4911092	MOTEUR LSES180LUR 6P 15 KW 400V IE3	1	2 832,65		2 832,65	2 832,65
4911096	MOTEUR LSES200LR 6P 18,5 KW 400V IE3	1	3 420,67		3 420,67	3 420,67

# Moteurs LSES fermés carter aluminium

## Caractéristiques électriques

**DT18**


### 2 pôles - 3000 min<sup>-1</sup>

Type	RÉSEAU 400 V 50 Hz															
	Puissance nominale	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance			Rendement CEI 60034-2-1 2007			Courant démarrage/ Courant nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Moment d'inertie	Masse	Bruit
	P <sub>N</sub> kW	N <sub>N</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>N</sub> N.m	I <sub>N(400V)</sub> A	Cos φ			η			I <sub>d</sub> / I <sub>n</sub>	M <sub>d</sub> /M <sub>n</sub>	M <sub>M</sub> /M <sub>n</sub>	J kg.m <sup>2</sup>	IM B3 kg	LP db(A)
LSES 80 L	0,75	2860	2,5	1,7	0,85	0,77	0,66	78,6	78,8	77,2	6,0	2,4	3,0	0,00073	9,5	61
LSES 80 L	1,1	2845	3,7	2,3	0,85	0,78	0,64	79,7	80,9	79,2	7,0	2,8	3,4	0,00095	10,7	61
LSES 90 S	1,5	2860	5,0	3,2	0,84	0,76	0,62	81,7	82,3	80,6	7,8	3,4	4,5	0,00149	12,9	64
LSES 90 L	2,2	2870	7,2	4,5	0,84	0,76	0,63	83,7	83,7	81,6	8,7	4,0	4,1	0,00197	16,1	64
LSES 100 L	3	2870	10,0	5,9	0,87	0,81	0,69	84,8	85,5	84,4	8,5	4,0	4,0	0,00267	22,2	66
LSES 112 M	4	2864	13,4	7,9	0,85	0,79	0,66	86,2	86,9	86,0	8,6	4,2	3,7	0,00323	26,5	66
LSES 132 S	5,5	2923	17,9	10,0	0,90	0,86	0,76	88,1	88,9	88,4	8,3	2,5	3,5	0,00881	35	72
LSES 132 SM	7,5	2923	24,1	13,3	0,91	0,88	0,79	88,1	88,9	88,9	8,6	2,7	3,1	0,01096	41	72
LSES 160 MP	11	2927	35,9	21,2	0,84	0,77	0,66	89,6	90,1	89,4	8,3	3,6	4,6	0,01940	63	72
LSES 160 M	15	2928	49,2	27,2	0,89	0,84	0,75	90,4	91,4	91,3	9,0	2,7	3,8	0,02560	75	72

### 4 pôles - 1500 min<sup>-1</sup>

Type	RÉSEAU 400 V 50 Hz															
	Puissance nominale	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance			Rendement CEI 60034-2-1 2007			Courant démarrage/ Courant nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Moment d'inertie	Masse	Bruit
	P <sub>N</sub> kW	N <sub>N</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>N</sub> N.m	I <sub>N(400V)</sub> A	Cos φ			η			I <sub>d</sub> / I <sub>n</sub>	M <sub>d</sub> /M <sub>n</sub>	M <sub>M</sub> /M <sub>n</sub>	J kg.m <sup>2</sup>	IM B3 kg	LP db(A)
LSES 80 LG	0,75	1445	5,0	1,7	0,77	0,69	0,55	80,1	80,8	79,0	5,6	1,8	2,6	0,00261	11,7	47
LSES 90 SL	1,1	1435	7,5	2,4	0,82	0,75	0,62	81,5	83,3	83,0	5,4	1,9	2,5	0,00298	12,2	48
LSES 90 L	1,5	1445	9,9	3,2	0,80	0,71	0,55	83,0	83,9	82,4	5,5	1,9	2,4	0,00374	14,6	48
LSES 100 L	2,2	1440	14,6	4,6	0,82	0,74	0,63	84,7	85,9	86,1	6,3	2,3	2,2	0,00531	21,3	48
LSES 100 LR	3	1439	19,9	6,5	0,78	0,72	0,58	85,5	86,7	86,4	7,1	3,0	4,1	0,00665	25,7	48
LSES 112 MU	4	1455	26,3	8,4	0,79	0,71	0,57	87,0	87,9	87,5	7,2	2,5	3,2	0,0129	35	49
LSES 132 SU	5,5	1455	35,9	11,9	0,76	0,67	0,53	87,7	88,4	87,5	7,2	2,6	3,7	0,0157	42	49
LSES 132 MU	7,5	1458	48,6	14,6	0,83	0,76	0,63	88,9	89,8	89,3	8,0	2,9	3,9	0,0252	57	62
LSES 160 MR	11	1459	72,2	21,2	0,83	0,78	0,66	90,1	90,9	90,5	8,2	3,3	4,0	0,035	77	62

### 6 pôles - 1000 min<sup>-1</sup>

Type	RÉSEAU 400 V 50 Hz															
	Puissance nominale	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance			Rendement CEI 60034-2-1 2007			Courant démarrage/ Courant nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Moment d'inertie	Masse	Bruit
	P <sub>N</sub> kW	N <sub>N</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>N</sub> N.m	I <sub>N(400V)</sub> A	Cos φ			η			I <sub>d</sub> / I <sub>n</sub>	M <sub>d</sub> /M <sub>n</sub>	M <sub>M</sub> /M <sub>n</sub>	J kg.m <sup>2</sup>	IM B3 kg	LP db(A)
LSES 90 SL	0,75	953	7,6	2,1	0,68	0,59	0,46	76,6	77,1	74,4	4,1	1,6	2,1	0,00319	14	51
LSES 90 L	1,1	955	11,0	3,0	0,67	0,58	0,45	79,1	79,5	77,4	4,8	2,0	3,1	0,0044	16,6	51
LSES 100 L	1,5	957	14,9	4,0	0,66	0,58	0,45	80,5	81,1	79,0	4,7	2,0	2,2	0,00587	22,1	50
LSES 112 MG	2,2	957	20,9	5,0	0,73	0,65	0,51	82,2	83,3	82,0	5,3	1,6	2,4	0,011	28	51
LSES 132 S	3	962	29,1	7,0	0,72	0,64	0,50	83,8	84,5	83,1	6,2	2,2	3,1	0,0154	38	55
LSES 132 M	4	963	39,4	9,0	0,75	0,68	0,56	85,2	86,7	86,4	5,7	2,0	2,6	0,0249	48	55
LSES 160 M	7,5	970	73,30	15,5	0,80	0,76	0,65	87,2	88,3	88,3	5,0	1,4	2,1	0,09	82	56
LSES 180 L	15	973	148	30,1	0,80	0,74	0,63	90,0	90,9	90,7	6,9	2,5	3,1	0,19	134	60
LSES 200 LR	18,5	973	182	36,6	0,81	0,76	0,66	90,5	91,5	91,6	6,9	2,4	2,8	0,25	165	63

**BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR  
CONCEPTION DE PRODUITS INDUSTRIELS  
SESSION 2018**

**Épreuve E4 – Etude préliminaire de produit  
Unité U42 – Conception préliminaire**

DOSSIER TRAVAIL

**SUJET 0**

**BAC RACE**

Ce dossier comporte 8 pages.

## 1 – ETUDE DE L'ARCHITECTURE RETENUE EN CONCEPTION PRELIMINAIRE

L'architecture retenue par le bureau d'études conduit à un système hyperstatique.

**Problématique :** identifier les conséquences technologiques découlant de ce choix.

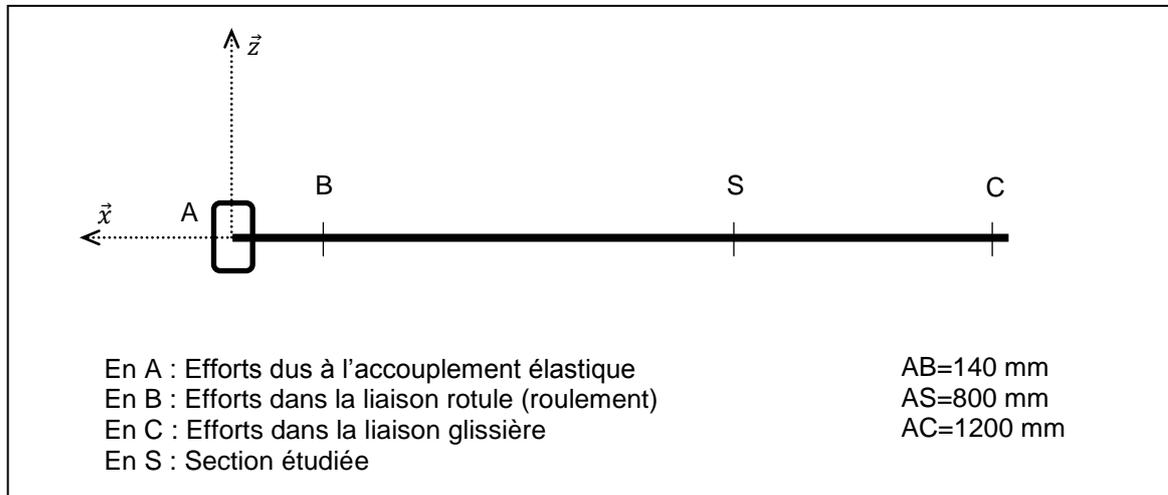
<b>Question 1 :</b>	Sur feuille de copie, à l'aide du document DT3, relever la plage d'empatement des véhicules pouvant être testés avec ce type de banc.
DT3, DT4, DT5, DT7 <i>Feuille de copie</i>	Sur feuille de copie, à l'aide du document DT7, identifier le principe de solution adopté par le bureau d'études pour assurer le réglage de l'empatement.
<b>Question 2 :</b>	Lors de certains tests de puissance, il est nécessaire que les 4 rouleaux tournent à la même vitesse.
DT2, DT3, DT4, DT7 <i>Feuille de copie</i>	Sur feuille de copie, indiquer quel est le principe de solution retenu par le bureau d'études pour répondre à ce besoin.
<b>Question 3 :</b>	A l'aide du document DT7 et de ce qui précède, indiquer le rôle de la liaison glissière repérée L1.
DT7, <i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 4 :</b>	A l'aide du document DT7, proposer un modèle de torseur des actions mécaniques transmissibles par les liaisons L1 à L6 dans le repère (O, x, y, z).
DT7 <i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 5 :</b>	Déterminer le degré d'hyperstaticité du modèle proposé sur le document DT7, les renvois d'angle seront assimilés à des liaisons ponctuelles.
DT7 <i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 6 :</b>	Sur feuille de copie, indiquer quelles seront les conséquences de cet hyperstatisme sur le positionnement relatif du bloc rouleau mobile et de la liaison glissière entre les arbres de synchronisation 3 et 4. On se limitera aux aspects qualitatifs.
DT6, DT7 <i>Feuille de copie</i>	
<b>Donnée :</b> Le degré d'hyperstaticité du sous-ensemble constitué des arbres 3 et 4 de synchronisation, du bloc rouleau mobile 5 et du bâti 0 est égal à 2.	
<b>Question 7 :</b>	Sur feuille de copie, à l'aide du document DT7, indiquer les conséquences de cet hyperstatisme sur le positionnement relatif des liaisons rotule 3/0 (L2), pivot 4/5 (L5) et de la liaison glissière 3/4 (L1) et la liaison glissière 5/0 (L3). On se limitera aux aspects qualitatifs.
DT7 <i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 8 :</b>	Quelle est la fonction assurée par la liaison glissière 3/4 (L1) dans ce cas ?
DT7 <i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 9 :</b>	On souhaite remplacer cette liaison glissière L1 dans l'objectif de réduire le degré d'hyperstatisme. Compléter le document DR1 en indiquant les mobilités à assurer.
DT7 DR1	
<b>Question 10 :</b>	Sur le DR1, proposer une combinaison de liaisons permettant de satisfaire à la fonction technique attendue.
DT7 DR1	

## 2 – DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DU MATERIAU DE L'ARBRE 3

**Problématique :** dimensionner et choisir le matériau de l'arbre de transmission 3.

**Données :** schéma représentant les efforts s'exerçant sur l'arbre 3.

**Hypothèses :** le poids de l'arbre est négligé devant les autres efforts.  
le mécanisme est en configuration empattement maximum.



Les efforts calculés à puissance et vitesse maximum sont les suivants :

$$\tau_{ext/3} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & -1600 \\ -400 & 0 \\ -2000 & 0 \end{array} \right\}_A \quad \tau_{ext/3} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ 453 & 0 \\ 1500 & 0 \end{array} \right\}_B \quad \tau_{ext/3} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 1600 \\ -53 & -810 \\ 500 & 0 \end{array} \right\}_C$$

<b>Question 11 :</b>	Sur feuille de copie, déterminer la nature des sollicitations s'exerçant sur la section de coupure (S).
DT10 Feuille de copie	

**Hypothèse :** On négligera les efforts tranchants dans toute la suite de l'étude

<b>Question 12 :</b>	Sur feuille de copie, exprimer littéralement les contraintes normales et tangentielles maximales à laquelle est soumis l'arbre 3. Sachant que $I_0=6,13.10^5 \text{ mm}^4$ et que $I_{Gy}=3,07.10^5 \text{ mm}^4$ , déterminer les contraintes normales et tangentielles dans cet arbre. Que peuvent engendrer les rainures de clavette de part et d'autre de l'arbre ?
DT10 Feuille de copie	

<b>Question 13 :</b>	A partir des données du DR2, déterminer la contrainte équivalente selon le critère de Von Mises dans la section de coupure S.
DT10 DR2 Feuille de copie	

<b>Question 14 :</b>	On tolère pour cette transmission un angle unitaire de torsion $\Theta$ égal au maximum à 0,035 rad/m. On rappelle que $M_T = G\Theta I_0$ , calculer la valeur minimale du module d'élasticité transversale G respectant cette condition.
DT10 Feuille de copie	

**Hypothèse :** On prendra un coefficient de sécurité égal à 2 pour la limite élastique

<b>Question 15 :</b>	A partir des diagrammes fournis sur le DR2, entourer la famille de matériau permettant de réaliser l'arbre 3 en respectant, à la fois le critère de résistance et le critère de rigidité.
DT10 DR2 Feuille de copie	

### 3 – ANALYSE CRITIQUE ET RECONCEPTION DES ARBRES DE TRANSMISSION 3+4 ET DE LEURS GUIDAGES

**Problématique :** à partir de l'analyse critique de la conception actuelle, proposer une évolution garantissant un meilleur fonctionnement.

**Données :**

- DT6 : architecture générale du banc.
- DT10 : maquette numérique 3D de la transmission arbre 3+4.
- DT13 : caractéristiques et implantation des freins à courant de Foucault.

<b>Question 16 :</b>	Sur DR3, compléter le FAST de description de la solution actuelle en précisant les fonctions et désignation des pièces et ensemble de pièces participant aux solutions.
DT6, DT10, DT13 DR3	

<b>Question 17 :</b>	Quels sont les inconvénients potentiels de ces solutions lorsque le banc se trouve dans la configuration de l'empatement maximum ? Justifier.
DT10 Feuille de copie	

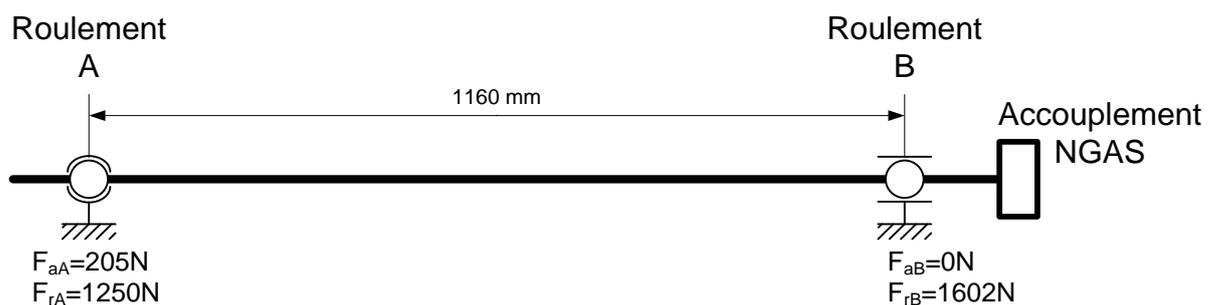
**Problématique :** modifier la solution satisfaisant à la fonction « Entraîner en rotation 4/3 ».

**Données :**

- DT10 : Maquette numérique 3D de la transmission arbre 3+4.
- DT10 : Mise en plan de la transmission arbre 3+4 coté dimensionnel avec empatement mini et maxi.

<b>Question 18 :</b>	Sur le DR4, proposer sous forme de croquis à main levée, réalisé avec soin, une solution technologique permettant de satisfaire à la fonction technique « Entraîner en rotation 4/3 ».
DT10 DR4	

**Problématique :** choisir et implanter les composants de la liaison pivot de 4/0.



**Données :**

- les roulements utilisés sont des roulements à bille à contact radial ;
- du fait du grand entraxe, un seul roulement sera arrêté axialement, l'autre devant rester libre de translater ;
- la durée de vie attendue est de 2000h ;
- le rapport de transmission des couples coniques est de 1 ;
- les conditions de résistance de l'arbre imposent  $\varnothing_{\text{intérieur}} = 70\text{mm}$  et  $\varnothing_{\text{extérieur}} = 85\text{mm}$ .

<b>Question 19 :</b>	Sur feuille de copie, à l'aide du document DT11, déterminer la charge équivalente supportée par chacun des deux roulements.
DT5, DT11 <i>Feuille de copie</i>	A l'aide du DT5, déterminer la fréquence de rotation maximum des rouleaux. En déduire la fréquence de rotation des arbres 3+4

<b>Question 20 :</b>	A l'aide du document DT11 et de la durée de vie attendue pour la liaison, déterminer la charge dynamique de base C pour chacun des deux roulements. Choisir alors les roulements en indiquant leurs références.
DT11 <i>Feuille de copie</i>	

<b>Question 21 :</b>	Sur le DR4, représenter à l'aide d'un croquis à main levée la liaison pivot ainsi constituée. Préciser les arrêts axiaux et les ajustements.
DT11 DR4	

**Problématique :** identifier les contraintes géométriques relatives au guidage de l'arbre de transmission 4 par rapport au bâti 0.

<b>Question 22 :</b>	Sur le DR4, indiquer de manière qualitative la nature des contraintes dimensionnelles et géométriques relative au guidage de 4 par rapport à 0.
DT7, DT10, DT11 DR4	Si nécessaire, indiquer de manière qualitative la nature des contraintes géométriques et dimensionnelles permettant de garantir le bon fonctionnement des liaisons rotule 3/0 (L2) et pivot 4/5 (L5) et la liaison issue de la conception demandée à la question 14.

#### 4 – DIMENSIONNEMENT DES FREINS A COURANT DE FOUCAULT

**Problématique :** le banc doit être en capacité de mesurer la puissance aux roues de véhicules de compétition extrêmement performants afin de satisfaire la plus large clientèle possible.

**Données :**

- Moment d'inertie des arbres et roues coniques de chaque couple par rapport à leur axe de rotation  $J_{\text{couple}}$  conique = 0,14 kg.m<sup>2</sup>
- Moment d'inertie du rotor frein : voir DT13
- Moment d'inertie de chaque rouleau : voir DT5
- Moment d'inertie des arbres de synchronisation 3+4 :  $J_{3+4} = 0,3$  kg.m<sup>2</sup>

<b>Question 23 :</b>	A partir des données fournies sur le DT12, calculer en m.s <sup>-2</sup> l'accélération maximale $a_{\text{max}}$ de la voiture sur route horizontale dans les conditions de l'essai.
DT12 Feuille de copie	

**Donnée :** le rapport de transmission des couples coniques est égal à 1.

<b>Question 24 :</b>	En admettant que l'accélération et la vitesse linéaires en périphérie de chaque rouleau sont égales à celles de la voiture (hypothèse de roulement sans glissement des roues sur les rouleaux), calculer, en rad.s <sup>-2</sup> , l'accélération angulaire $\ddot{\theta}_1$ (ou $\ddot{\theta}_2$ ) des rouleaux du banc FUCHS, ainsi que l'accélération angulaire $\ddot{\theta}_{3+4}$ des arbres de synchronisation, par rapport au bâti 0.
DT7 Feuille de copie	

<b>Question 25 :</b>	Sur feuille de copie, déterminer l'inertie équivalente $J_{\text{eq}}$ de l'ensemble des éléments mobiles du banc FUCHS en phase d'essai, rapportée à l'axe de rotation d'un rouleau.
DT3, DT13 Feuille de copie	

<b>Question 26:</b>	Sur le document réponse DR5, représenter sans échelle les composantes tangentielles et normales des actions des roues sur les rouleaux, aux points A, B, C, D. Ces composantes seront notées $T_A, N_A, T_B, N_B, T_C, N_C, T_D, N_D$ .
DR5	

<b>Question 27:</b>	Appliquer le P.F.D. (Principe Fondamental de la Dynamique) à l'ensemble du banc (1+2+3+4) afin de déterminer la valeur de la somme des efforts tangentiels ( $T_A + T_B + T_C + T_D$ ) transmis par les roues de la voiture aux rouleaux permettant d'obtenir les accélérations angulaires $\ddot{\theta}_1, \ddot{\theta}_2$ et $\ddot{\theta}_{3+4}$ déterminées question 24.
Feuille de copie	

**Donnée :** la masse du pilote et du carburant est égale à 125 kg.

<b>Question 28:</b>	Appliquer le P.F.D. à la voiture en situation d'accélération maximale sur route horizontale pour déterminer la somme des efforts tangentiels $T_{\text{route} \rightarrow \text{roues}}$ .
Feuille de copie	

<b>Question 29:</b>	Comparer les efforts tangentiels calculés aux deux questions précédentes. Conclure.
Feuille de copie	

<b>Question 30:</b>	Proposer les deux solutions possibles permettant d'effectuer l'essai avec la 208 T16 Pikes Peak.
Feuille de copie	

<b>Question 31:</b>	Le constructeur fait le choix de diminuer l'inertie des rouleaux. Calculer la valeur maximale de l'inertie de ces rouleaux permettant l'essai avec la 208 T16 Pikes Peak.
Feuille de copie	

<b>Question 32:</b>	Dans cette configuration, en appliquant le P.F.D. (Principe Fondamental de la Dynamique) aux rouleaux, en déduire le moment du couple que doivent fournir les freins à courant de Foucault.
<i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 33:</b>	A l'aide du document DT13, vérifier que le frein choisi permet de satisfaire l'essai.
DT13 <i>Feuille de copie</i>	

## 5 – DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE MISE EN POSITION DE LA VOITURE SUR LE BANC

Les documents techniques DT8 et DT9 décrivent les phases de mise en place du véhicule sur le banc d'essais. A l'étape 7, on explique succinctement le déplacement du train de levage. Le document DT14 détaille la constitution de la chaîne de transmission relative à la traction par câbles du train de levage. Il est à noter que le banc possède un plan de symétrie longitudinale.

Afin d'interdire l'arc-boutement du train de levage lors de la phase de montée, les organes de transmission gauches et droits, bien qu'identiques, doivent être parfaitement synchronisés. C'est pourquoi un moteur unique génère leur déplacement. Il est également impératif que les câbles soient déjà sous tension au démarrage. Le réglage est obtenu par un ensemble tendeur situé à l'arrière de chaque rail fixe (système vis-écrou) qui provoque, par l'intermédiaire d'un levier de sécurité, une précontrainte des ressorts, garantissant ainsi la tension initiale des câbles.

L'alimentation du moteur provoque la rotation de la vis trapézoïdale par l'intermédiaire de la transmission pignons-chaîne. Le module de traction, emprisonnant un écrou, est animé d'un mouvement de translation rectiligne par rapport au rail fixe. Le câble, enroulé autour de la poulie de traction, est tiré, provoquant ainsi, par l'intermédiaire de son cheminement autour des autres poulies, le déplacement du train de levage.

**Problématique :** le banc doit être en mesure de hisser des véhicules de dimensions très différentes afin de satisfaire la plus large clientèle possible, il s'agit de valider la course du module de traction et choisir les composants participant à la chaîne d'énergie.

<b>Question 34:</b>	Estimer la longueur totale du câble représenté sur le document réponse DR6 (longueur comprise entre les deux points d'ancrage).
DT14 DR6	Nota : - la longueur d'enroulement autour de chaque poulie sera approximée (pas de calcul de longueur d'arc)..
<b>Question 35:</b>	Tracer, sur la figure du document DR6, la position finale du galet avant et du pontet.
DT14 DR6	A partir de la longueur du câble déterminée question 34, dessiner le module de traction dans sa nouvelle position. La nouvelle trajectoire du câble sera clairement définie et tracée.
<b>Question 36:</b>	Indiquer la course du module de traction. Sachant que la longueur utile de la vis de traction est de 2,2 m, conclure sur le document réponse DR6.
DR6	
<b>Question 37:</b>	A partir du document DT15, déterminer la valeur maximale de l'effort exercé par le câble de traction sur l'écrou.
DT15 Feuille de copie	
<b>Question 38:</b>	Trois technologies de systèmes vis-écrou sont présentées sur le document DT16.
DT16 Feuille de copie	Pour chacune des trois, déterminer le moment maximal du couple que devra exercer le moteur sur la vis. Le rendement du système de transmission pignons-chaîne est estimé à 0,9, le rapport de réduction est de $\frac{n_{vis}}{n_{moteur}} = 0,45$ .
<b>Question 39:</b>	En remarquant que le moment du couple que doit exercer le moteur pour mettre en mouvement le système est proportionnel à l'effort de traction exercé par le câble, tracer sur le DR7 l'allure du moment du couple en fonction du temps de montée du véhicule (on prendra des valeurs choisies pour la modélisation de l'effort sur le DT7 pour chaque phase de fonctionnement).
DT16 DR7	
<b>Question 40:</b>	Compléter le tableau du DR7 en calculant les valeurs du moment du couple que devra exercer le moteur dans les quatre phases pour les trois systèmes vis-écrous.
DT16 DR7	Attention : il y a deux systèmes vis-ecrou sur le banc !

Le temps de montée du véhicule sur le banc d'essai est de 36s.

<b>Question 41:</b>	Sur feuille de copie, en faisant l'hypothèse que le moteur tourne à vitesse constante, calculer la fréquence de rotation du moteur
<i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 42:</b>	Sur le DR8, à l'aide de la documentation DT17, déterminer les couples thermiques équivalents sur un cycle de montée de la voiture sur le banc pour les trois systèmes vis/écrou.
DT17 DR8	
<b>Question 43:</b>	A l'aide de la documentation, choisir un moteur capable de monter la voiture sur le banc en fonction du système vis/écrou .
DT17, DT18 DR8	
<b>Question 44 :</b>	Sur le DR8, vérifier que les moteurs choisis sont bien capables de fournir le couple maximal nécessaire. Dans le cas contraire, proposer une nouvelle référence de moteur.
DT18 DR8	
<b>Question 45 :</b>	Sur feuille de copie, proposer un choix du couple « vis-écrou / moteur » en tenant compte de critères économiques et de résistance mécanique.
DT17 <i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 46:</b>	Le DR9 présente l'allure de la vitesse de rotation du moteur en fonction du couple résistant appliqué sur le rotor dans le cas d'une commande TOR. Montrer que dans le domaine du fonctionnement, la loi de variation du couple peut s'écrire
DT17 DR9 <i>Feuille de copie</i>	$C = \frac{C_n (N_s - N)}{N_s - N_n}$ <p>avec <math>C_n</math> Couple nominal à la vitesse nominale <math>N_n</math> et <math>N_s</math> vitesse de synchronisme du moteur.</p> <p>En déduire pour les quatre phases de fonctionnement les vitesses de rotation correspondantes notées <math>N_1</math>, <math>N_2</math>, <math>N_3</math> et <math>N_4</math>.</p> <p>Sur le DR9, justifier la non utilisation d'un variateur de vitesse pour cette application.</p>
<b>Question 47:</b>	Afin de limiter l'échauffement excessif des bobinages pouvant amener à la destruction du moteur, les constructeurs préconisent un temps de démarrage maximum à ne pas dépasser. Ce temps est fonction du rapport $I_d/I_N$ et du type de démarrage (à chaud ou à froid). La valeur préconisée par le constructeur pour le type de moteur retenu et pour un démarrage à froid est : $td_{max} < 6s$ . Le moteur démarre en couplage direct sur le réseau. Rappeler l'équation fondamentale de la dynamique ramenée sur l'arbre moteur.
DT17 <i>Feuille de copie</i>	
<b>Question 48:</b>	Le temps de démarrage $td$ du moteur peut se calculer par l'expression approchée :
DT17 <i>Feuille de copie</i>	$td = \frac{J_t \Omega_n}{(C_m - C_r)_{moyen}}$ <p>avec <math>(C_m - C_r)_{moyen}</math> couple d'accélération moyen du moteur évalué à <math>1,5 C_n</math></p> <p>Sachant que l'inertie ramenée sur l'arbre moteur est égale à <math>J_t = 3,11 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2</math>, calculer la durée de démarrage et conclure quant à la validité des choix effectués (moteur et mode de démarrage)</p>

**BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR  
CONCEPTION DE PRODUITS INDUSTRIELS  
SESSION**

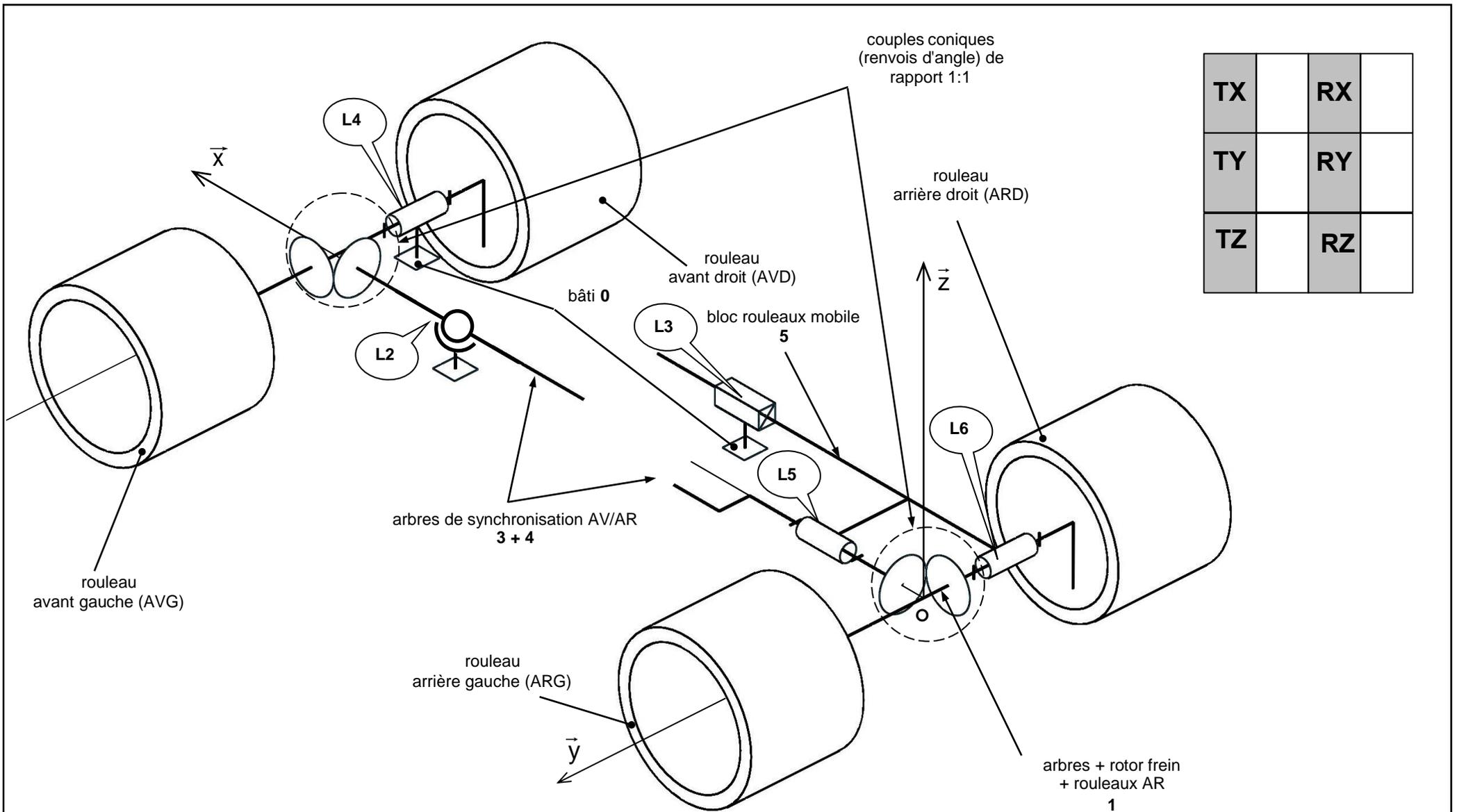
**Épreuve E4 – Etude préliminaire de produit  
Unité U42 – Conception préliminaire**

**SUJET 0**  
EN REPONSE

**BANC RACE**

Ce dossier comporte 9 pages.

- DR1 : analyse d'isostatisme.
- DR2 : choix d'un matériau.
- DR3 : FAST
- DR4 : schéma d'intention de conception.
- DR5 : efforts voiture/banc.
- DR6 : calcul de la longueur du câble de traction.
- DR7 : calcul du couple à fournir par le moteur.
- DR8 : choix du couple vis/écrou/moteur.
- DR9 : commande du moteur.



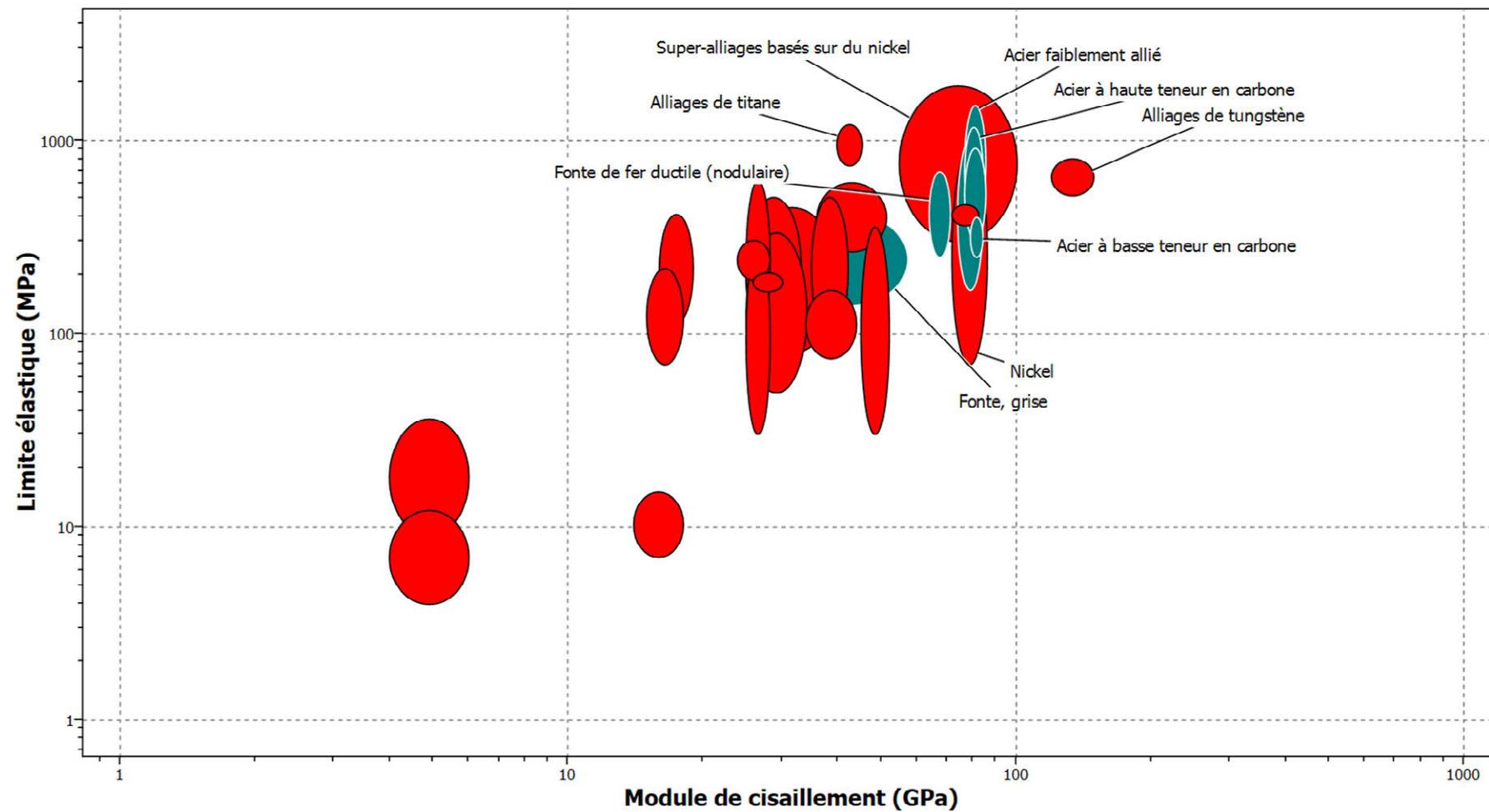
TX		RX	
TY		RY	
TZ		RZ	

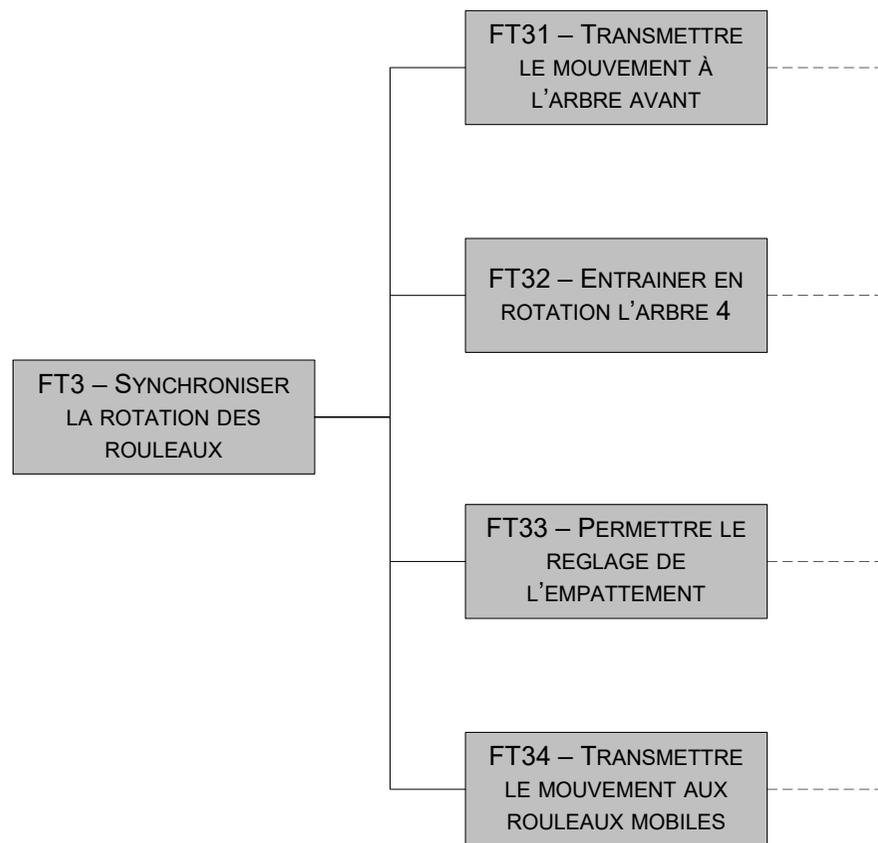
Question 10 : Combinaison de liaisons permettant de satisfaire à la fonction :

Contrainte équivalente selon le critère de Von Mises :  $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$

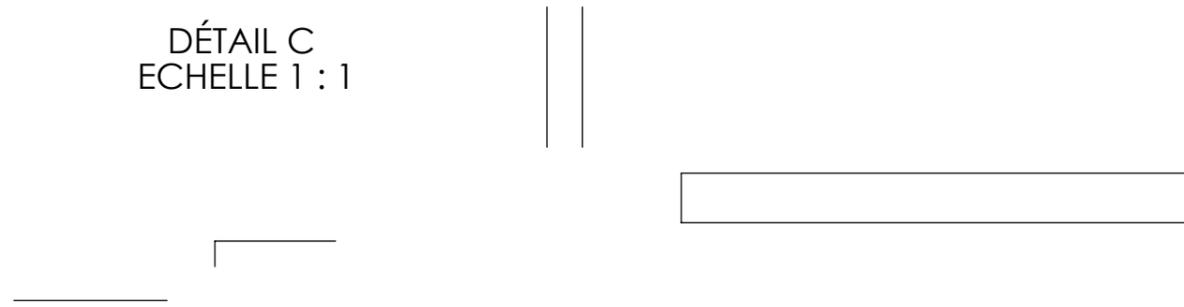
Condition de résistance :  $\sigma_{eq} < R_{pe}$

Question 15 :

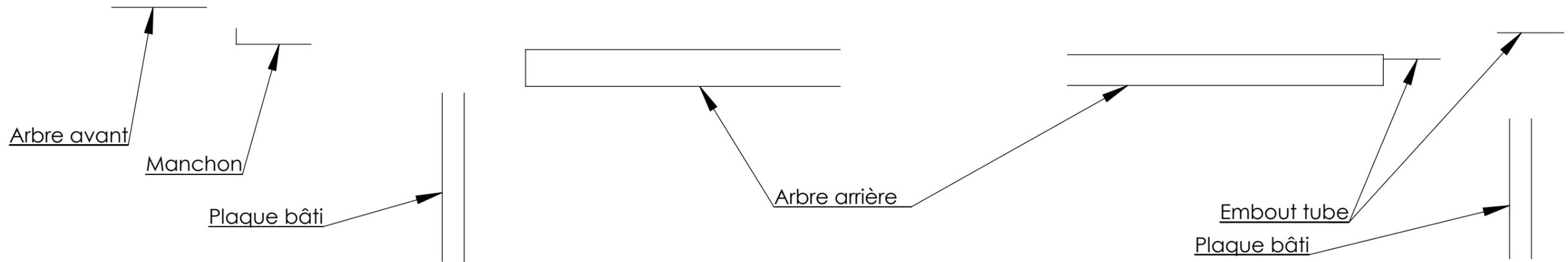
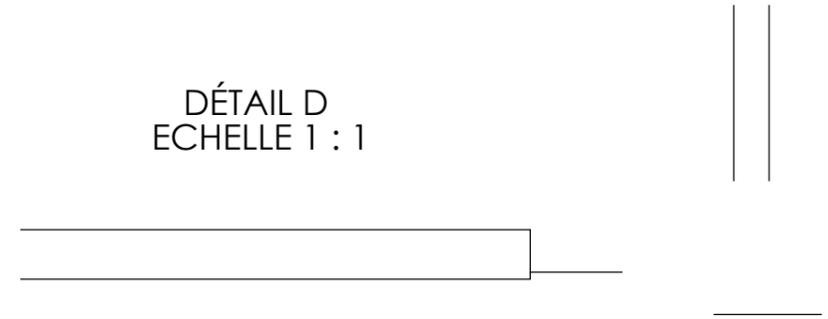




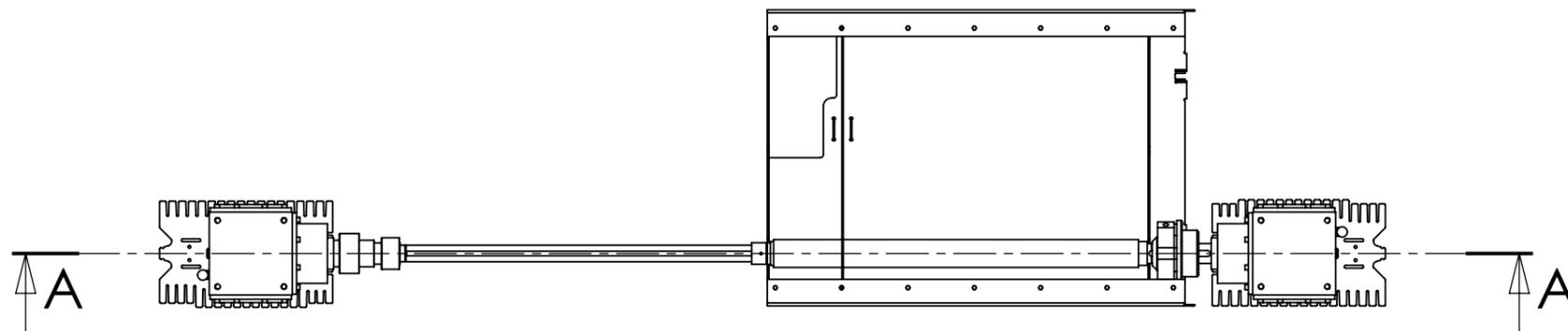
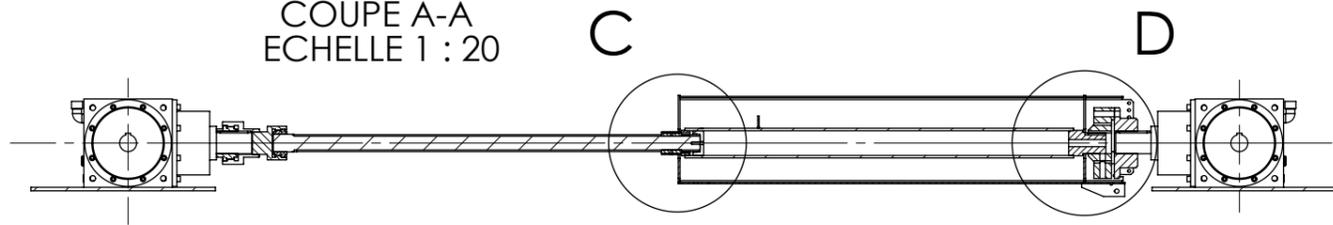
DÉTAIL C  
ECHELLE 1 : 1



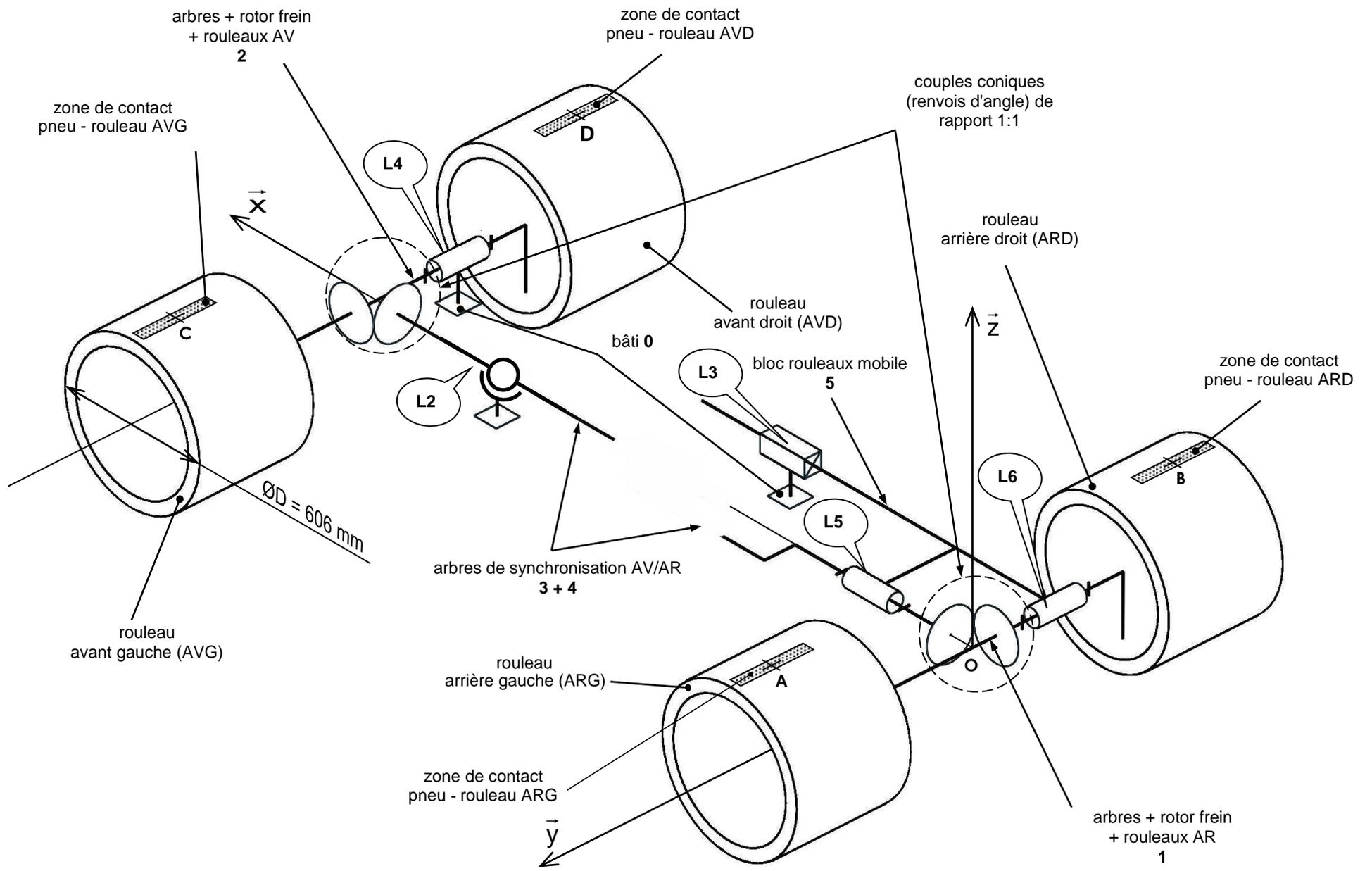
DÉTAIL D  
ECHELLE 1 : 1

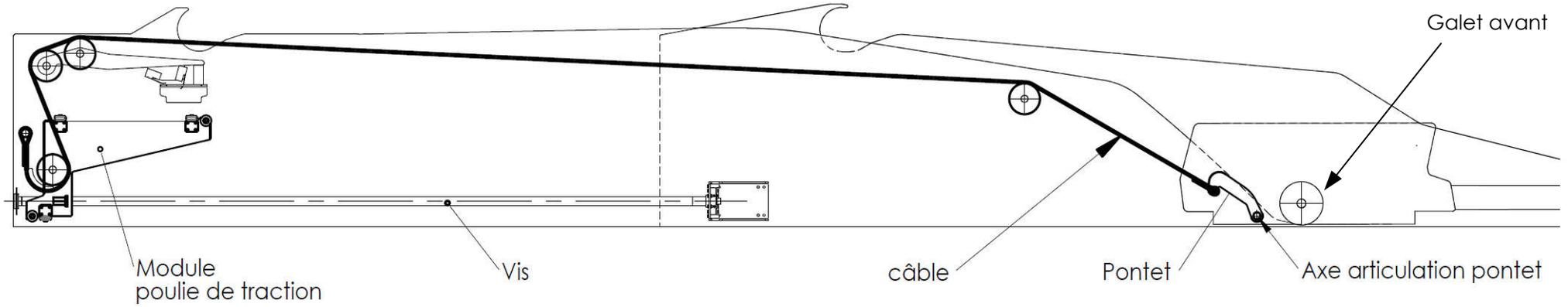


COUPE A-A  
ECHELLE 1 : 20



<b>DR4</b>	
A3	
ECHELLE:1:50	
FEUILLE 1 SUR 1	

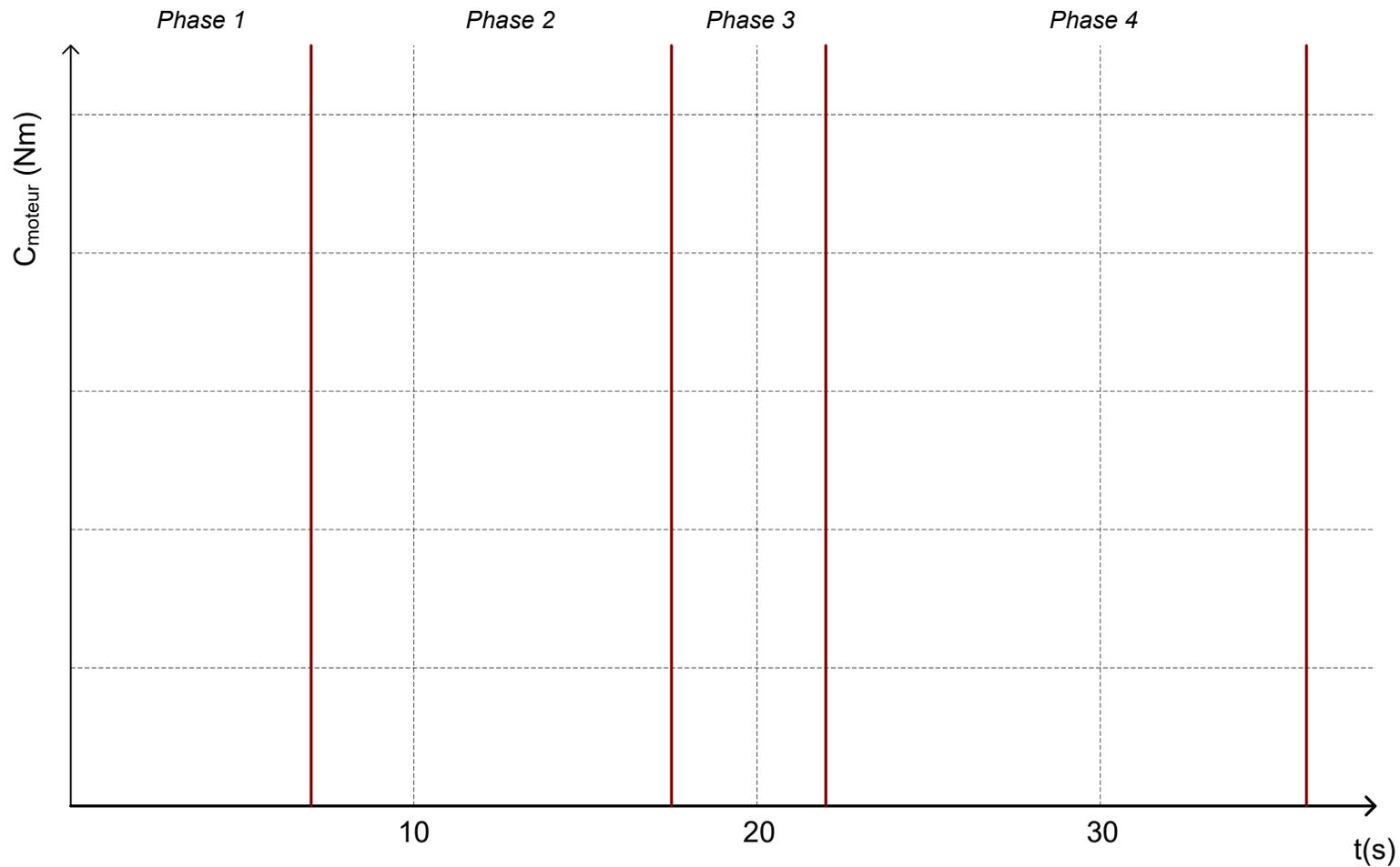




Echelle 1:20

Longueur du câble	
Course du module de traction	
Longueur utile de la vis	
Conclusion :	

Question 39 : Allure du couple nécessaire à fournir par le moteur



Question 40 : Couple nécessaire à fournir par le moteur

	Phase 1	Phase 2	Phase 3	Phase 4
Vis trapézoïdale / écrou acier				
Vis trapézoïdale / écrou laiton				
Vis trapézoïdale / écrou plastique				

Question 42 : Calcul du couple thermique équivalent

	Couple thermique équivalent
Vis trapézoïdale / écrou acier	
Vis trapézoïdale / écrou laiton	
Vis trapézoïdale / écrou plastique	

Choix du moteur

	Référence moteur	Couple maximal
Vis trapézoïdale / écrou acier		
Vis trapézoïdale / écrou laiton		
Vis trapézoïdale / écrou plastique		

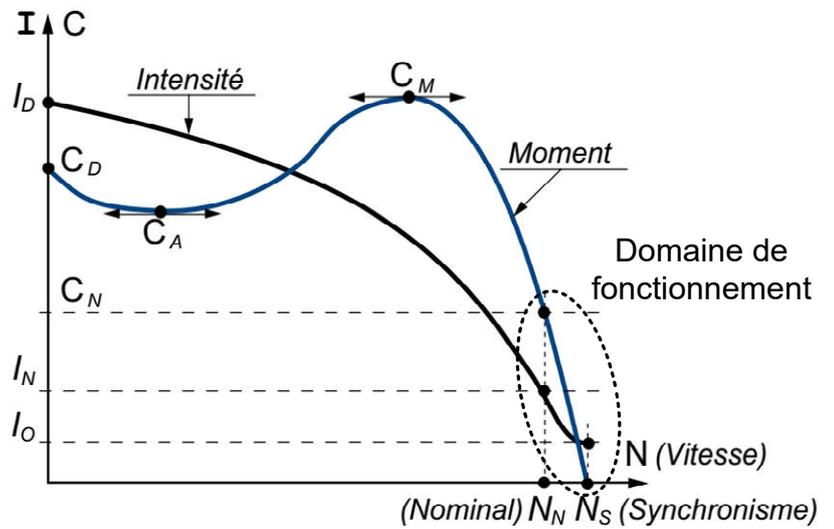
Vérification du couple maximal

	Convient (O/N)	Nouvelle référence moteur
Vis trapézoïdale / écrou acier		
Vis trapézoïdale / écrou laiton		
Vis trapézoïdale / écrou plastique		

## Caractéristique Couple / Vitesse

Grandeurs	Symboles	Unités
Courant de démarrage	$I_D$	A
Courant nominal	$I_N$	
Courant à vide	$I_O$	
Couple de démarrage	$C_D$	Nm
Couple d'accrochage	$C_A$	
Couple maximal ou de décrochage	$C_M$	
Couple nominal	$C_N$	
Vitesse nominale	$N_N$	min <sup>-1</sup>
Vitesse de synchronisme	$N_S$	

Courbe de moment et d'intensité en fonction de la vitesse



Vis/écrou en acier

Moteur choisi : LSES 100 L - 4 poles

$C_n=14,6$  Nm et  $N_n=1440$  tour.min<sup>-1</sup>

### Variation de la vitesse pour les quatre phases

$N_1=$

$N_2=$

$N_3=$

$N_4=$

### Justification de la non utilisation d'un variateur de vitesse