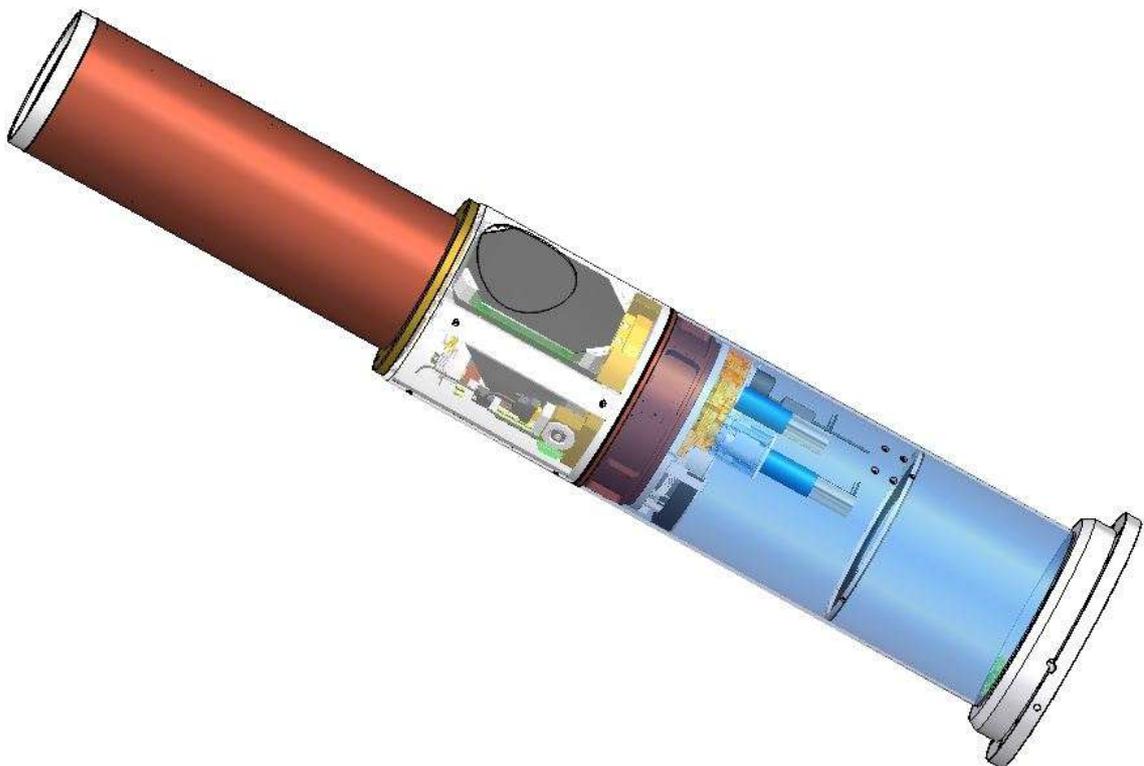


 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		1 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

EULER DEVIATEUR M3

Name	Name	Date	Signature
Rédigé par	Sébastien Bovay	28.05.2019	



 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		3 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

Table des matières

1	INTRODUCTION.....	7
2	DESCRIPTION.....	8
2.1	PRINCIPE.....	8
3	ORGANISATION.....	8
4	CARACTERISTIQUES.....	9
4.1	GENERALITES.....	9
5	PRECISION.....	10
5.1.1	<i>Télescope.....</i>	<i>10</i>
5.1.2	<i>Précision d'alignement du déviateur.....</i>	<i>10</i>
5.1.2.1	Déplacement du foyer pour un angle sur le ciel donné.....	11
5.1.2.2	Précision de réglage du miroir selon l'axe de rotation.....	11
5.1.2.3	Précision de réglage du miroir selon l'axe de basculement.....	11
5.1.2.4	Précision au niveau de la commande de l'axe de basculement.....	11
5.1.2.5	Précision au niveau de l'engrenage d'entraînement selon l'axe de rotation.....	12
6	ENTRAINEMENT SELON L'AXE DE ROTATION.....	13
6.1	PRINCIPE ET CARACTERISTIQUES.....	13
6.2	PALIER.....	13
6.2.1	<i>Détermination des forces.....</i>	<i>15</i>
6.3	MOTORISATION.....	15
6.3.1	<i>Détermination des forces en présence.....</i>	<i>16</i>
6.3.1.1	Forces considérées.....	16
6.3.1.2	Déséquilibre en position Nasmyth.....	16
6.3.1.3	Couple sur le réducteur.....	17
6.3.2	<i>Equilibrage.....</i>	<i>17</i>
6.3.2.1	Equilibrage de la bascule en position Nasmyth.....	17
6.3.2.2	Equilibrage de la rotation en position Nasmyth.....	17
6.3.2.3	Condition d'équilibre en position Cassegrain.....	18
6.3.2.4	Equilibrage en position Nasmyth.....	19
6.3.2.5	Equilibrage en position Cassegrain.....	19
6.3.2.6	Conditions d'équilibre avant fabrication.....	20
6.3.2.7	Force sur la denture.....	22
6.3.3	<i>Détermination du couple antagoniste.....</i>	<i>23</i>
6.3.3.1	Couple nécessaire pour garantir un bon appui de l'entraînement.....	23
6.3.4	<i>Définition du réducteur.....</i>	<i>23</i>
6.3.5	<i>Définition des limiteurs de couple.....</i>	<i>25</i>
6.3.6	<i>Entraînement magnétique.....</i>	<i>25</i>
6.3.7	<i>Définition du moteur.....</i>	<i>28</i>

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		4 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.4	ENGRENAGES.....	30
6.4.1	<i>Couronne</i>	30
6.4.2	<i>Pignon</i>	30
6.4.3	<i>Contrôle des engrenages</i>	30
6.4.3.1	Résistance de la denture au couple maximum.....	31
6.4.3.2	Résistance de la denture à la pression spécifique.....	32
6.4.3.3	Rapport de conduite ε	33
6.4.4	<i>Codeur angulaire rotatif</i>	34
6.4.5	<i>Choix du codeur</i>	35
7	ENTRAÎNEMENT SELON L'AXE DE BASCULEMENT.....	38
7.1	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.....	38
7.2	DETERMINATION DES FORCES EN PRESENCE.....	38
7.2.1	<i>Position Cassegrain</i>	38
7.2.2	<i>Position Nasmyth</i>	38
7.3	TABLE DE DEPLACEMENT.....	40
7.3.1	<i>Détermination de la vis à rouleaux satellite</i>	40
7.3.1.1	Course maximum de la vis.....	40
7.3.1.2	Calcul de la vis au flambage (rigidité Cs).....	40
7.3.1.3	Rigidité de l'écrou pour un montage avec 1 écrou.....	41
7.3.1.4	Couple (moment) de l'écrou à vide.....	41
7.3.1.5	Rigidité du palier.....	42
7.3.1.6	Détermination de la raideur de l'entraînement.....	42
7.3.1.7	Détermination de la précharge.....	43
7.3.1.8	Détermination du couple à vide.....	43
7.3.1.9	Couple engendré par la charge.....	44
7.3.1.10	Couple total au niveau du réducteur.....	44
7.3.1.11	Couple maximum autorisé sur la vis.....	44
7.3.2	<i>Détermination du réducteur</i>	45
7.3.2.1	Temps nécessaire pour changer de foyer.....	45
7.3.2.2	Contrôle du réducteur sous charge.....	46
7.3.3	<i>Détermination du limiteur de couple</i>	48
7.3.4	<i>Détermination du moteur</i>	48

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		5 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.4	Engrenages	51
7.4.1	<i>Roue à rattrapage de jeu installé sur la vis</i>	51
7.4.2	<i>Roue simple installée sur moteur (limiteur de couple)</i>	51
7.4.3	<i>Contrôle des engrenages</i>	52
7.4.3.1	Résistance de la denture au couple maximum	52
7.4.3.2	Résistance de la denture à la pression spécifique	53
7.4.3.3	Rapport de conduite ϵ	55
7.4.4	<i>Choix du codeur linéaire</i>	56
7.4.5	<i>Jeu de l'entraînement</i>	58
8	Conception mécanique	59
8.1	LIMITEUR DE COUPLE	59
8.1.1	<i>Limiteur du palier bascule</i>	59
8.1.1.1	Recherche de la précontrainte	59
8.1.1.2	Contrôle de la pression spécifique	59
8.1.1.3	Choix des rondelles	60
8.1.2	<i>Limiteur du palier rotation</i>	60
8.1.2.1	Recherche de la précontrainte	60
8.1.2.2	Contrôle de la pression spécifique	61
8.1.2.3	Choix des rondelles	61
8.2	DIMENSIONNEMENT DES RAILS DE GUIDAGE	62
8.3	CHAÎNE GUIDE CÂBLES	64
8.4	LUBRIFICATION	64
8.5	TRAITEMENT DE SURFACE	64
9	APPROVISIONNEMENT	65
10	SOUS TRAITANCE	68
10.1	COUT DU MATERIEL ET DE LA SOUS-TRAITANCE	73
11	FOURNISSEURS	74
12	CONTRÔLE DES ENGRENAGES	76
12.1	ENTRAÎNEMENT SELON L'AXE DE BASCULEMENT ROUES 43/43 DENTS	76
12.2	ENTRAÎNEMENT SELON L'AXE DE BASCULEMENT ROUES 43/43 DENTS	81
12.3	ENTRAÎNEMENT SELON L'AXE DE ROTATION ROUES 41/246 DENTS	88
12.4	ENTRAÎNEMENT SELON L'AXE DE ROTATION ROUES 41/246 DENTS	93

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		6 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

13	RESUME.....	100
13.1	MOMENTS.....	100
13.1.1	<i>Axe de rotation</i>	<i>100</i>
13.1.2	<i>Axe de basculement</i>	<i>100</i>
14	MESURES APRES ASSEMBLAGE.....	101
14.1	AXE DE ROTATION	101
14.1.1	<i>Equilibrage.....</i>	<i>101</i>
14.1.2	<i>Entraînement magnétique</i>	<i>101</i>
14.1.3	<i>Limiteurs de couple de la rotation</i>	<i>102</i>
14.2	AXE DE BASCULEMENT	102
14.2.1	<i>Mesure du couple sur la vis à rouleaux satellite.....</i>	<i>102</i>
14.2.2	<i>Précontrainte entre les engrenages à rattrapage de jeu.....</i>	<i>103</i>
14.2.3	<i>Limiteur du palier bascule</i>	<i>103</i>
15	ANNEXE.....	104
15.1	ROLLVIS MESURE DYNAMIQUE DU COUPLE.....	104
15.2	HEIDENHAIM CERTIFICAT D'INSPECTION	105
16	SCHEMAS ELECTRIQUES ET CABLAGE.....	106
17	PUBLICATIONS	111

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		7 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

1 INTRODUCTION

Les télescopes Euler est actuellement équipés d'un mécanisme à miroir appelé déviateur M3.

Ce dispositif permet soit de laisser passer le faisceau optique au foyer Cassegrain soit de le diriger sur un unique foyer Nasmyth.

Un nouvel instrument en développement actuellement à Genève sera monté sur le télescope Euler simultanément avec Coralie et N-Ecam).

Le désir d'installer trois instruments nécessite la modification du déviateur actuel pour pouvoir bénéficier d'au moins deux foyers Nasmyth.

Ce document décrit l'étude mécanique de ce projet.

L'étude des mécanismes a été réalisée par Bernard Michaud, René Dubosson et Sébastien Bovay

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	8 of 130

2 DESCRIPTION

2.1 Principe

Un miroir plan est fixé sur un dispositif basculant permettant de laisser passer le faisceau allant sur le foyer Cassegrain ou de dévier le faisceau sur un des foyers Nasmyth. (Défini comme axe de basculement dans la suite du texte)

Le dispositif basculant peut effectuer une rotation selon l'axe du tube du télescope et ainsi diriger le faisceau issu du miroir secondaire sur n'importe quel foyer Nasmyth. (Défini comme axe de rotation dans la suite du texte)

Les télescopes Mercator et Euler sont équipés de quatre possibilités de fixation d'un instrument au foyer Nasmyth.

soit : Sur chaque paliers d'élévation.

Sur un axe perpendiculaire à l'axe d'élévation pour des instruments de plus petite taille.

Le déviateur doit être suffisamment précis pour passer d'un foyer à l'autre sans compromettre la qualité de pointage du télescope.

3 ORGANISATION

Fonction	Nom
Etude des mécanismes	Bernard Michaud René Dubosson
Réalisation des dessins d'atelier	Bernard Michaud / S. Bovay

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		9 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

4 CARACTERISTIQUES

4.1 Généralités

Le nouveau déviateur doit permettre d'atteindre les quatre foyers Nasmyth ainsi que le foyer Cassegrain.

Le réglage de chaque foyer doit être aisé et la précision de pointage ne doit pas varier dans le temps.

Le nouveau déviateur est une entité complète pouvant être testée à Genève. Les pièces suivantes seront reprises de l'ancien déviateur :

Ancienne dénomination

Diaphragme primaire	T4-TO-B34-A
Plot de sécurité M3	T4-TO-B20-A
Porte attache ressort	T4-TO-B21-A
Douille attache ressort	T4-TO-B22-A
Attache ressort mobile	T4-TO-B23-A
Vis à téton attache ressort	T4-TO- Pas dessiné
Partie basse / Tube	T4-TO-B27-A
Flasque de base	T5-TO-B24-B
Miroir	T4-TO-B08-A
Attache miroir M2	T4-AR-A68-A
Bague d'appui M2	T4-AR-A71-A
Attache ressort M2	T4-AR-B10-A
Ressort	T4-AR-Pas dessiné
Bagne d'adaptation	T5-TO-B25-B
Tube partie haute	T4-TO-B32-B
Diaphragme N° 3	T4-TO-B35-A
Diaphragmes supérieurs	T4-TO-B37-A
Bague d'extrémité	T4-TO-B38-A
Couvercle d'obturation	T4-TO-B39-A

Nouvelle dénomination

Diaphragme primaire	T5-TO-RO65-A
Plot sécurité miroir M3	T5-TO-RO75-A
Porte attache ressort	T5-TO-RO76-A
Douille attache ressort	T5-TO-RO77-A
Attache ressort	T5-TO-RO78-A
Vis à téton attache ressort	T5-TO-RO79-A
Tube partie basse	T5-TO-RO83-A
Flasque de base	T5-TO-RO84-A
Miroir M3	T5-TO-RO87-A
Attache miroir M3	T5-TO-RO88-A
Bague plastique fixation miroir	T5-TO-RO90-A
Fixation ressort miroir M3	T5-TO-RO92-A
Ressort appui miroir	T5-TO-RO95-A
Bague d'adaptation	T5-TO-RO98-A
Pas de changement	

Les moteurs employés seront de la marque Faulhaber. On essaiera d'employer le plus possible les mêmes entités que celles employées dans Hermès (pièces de rechange).

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		10 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

5 PRECISION

5.1.1 *Télescope*

Le télescope Mercator a une précision de pointage de 3 à 4 arcsec RMS entre 25 et 88 degrés d'élévation.

68% des étoiles sont dans un cercle de 4 arcsec

99% des étoiles sont dans un cercle de 18 arcsec

5.1.2 *Précision d'alignement du déviateur*

Un écart de position sur le foyer introduit par le miroir Nasmyth de ± 5 arcsec donne une erreur statistique inférieure à ± 2 arcsec.

Cette erreur s'ajoute quadratiquement à la précision de pointage du télescope soit :

$$\text{Erreur globale} = \sqrt{\left(\frac{4}{2}\right)^2 + 2^2}$$

Erreur globale = 2,83 soit une dégradation de 30% de la précision.

Cette erreur est supportable mais il serait favorable d'avoir de meilleures performances.

Pour cette raison nous conduirons les calculs également avec une précision de mise en place du miroir secondaire de ± 2 arcsec

Dans les calculs suivants nous désignerons ces deux cas de la manière suivante : (Précision 2)
(Précision 5)

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		11 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

5.1.2.1 *Déplacement du foyer pour un angle sur le ciel donné.*

Echelle de grandissement du télescope = 1 arcsec sur le ciel est égale à :

69,8 microns au niveau du foyer.

(Précision 2) Pour 2 arcsec nous aurons un déplacement d'environ 140 microns.

(Précision 5) Pour 5 arcsec nous aurons un déplacement d'environ 349 microns.

5.1.2.2 *Précision de réglage du miroir selon l'axe de rotation*

La distance entre le déviateur et le foyer conjugué est de 1282 mm

(Précision 2) $\text{ArcTg} = 0,140 / 1282 = \pm 23 \text{ arcsec}$

(Précision 5) $\text{ArcTg} = 0,349 / 1282 = \pm 56 \text{ arcsec}$

5.1.2.3 *Précision de réglage du miroir selon l'axe de basculement*

Un facteur 2 doit être introduit dû à la réflexion sur le miroir

(Précision 2) $\pm 23 / 2 = \pm 11,5 \text{ arcsec}$

(Précision 5) $\pm 56 / 2 = \pm 28 \text{ arcsec}$

5.1.2.4 *Précision au niveau de la commande de l'axe de basculement*

Bras de levier environ 100 mm

(Précision 2) Précision de réglage du miroir $\pm 11,5 \text{ arcsec}$

Précision = $\text{Tg} \pm 11,5 \times 100$ soit $\pm 5,6 \text{ micron}$

(Précision 5) Précision de réglage du miroir $\pm 28 \text{ arcsec}$

Précision = $\text{Tg} \pm 28 \times 100$ soit $\pm 13,6 \text{ micron}$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	12 of 130

5.1.2.5 *Précision au niveau de l'engrenage d'entraînement selon l'axe de rotation*

Un pignon moteur de 41 dents entraîne une roue dentée de 246 dents au module 0,8

Le diamètre primitif de la couronne d'entraînement est de 196,8 mm

Recherche de la précision nécessaire au niveau du diamètre primitif de la couronne.

$$\text{(Précision 2) } Tg\alpha = \frac{X}{\Phi_{\text{primitif}} / 2} \quad \alpha = 23 \text{ arcsec}$$

$$X = 196,8/2 \times Tg 23$$

$$X = \pm 11 \text{ micron}$$

$$\text{(Précision 5) } X = \pm 27 \text{ micron} \quad \alpha = 56 \text{ arcsec}$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		13 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6 ENTRAINEMENT SELON L'AXE DE ROTATION

6.1 Principe et caractéristiques

Pour choisir les différents foyers le miroir est monté sur un palier rotatif muni de 2 roulements à billes. Une couronne dentée est solidaire de la partie tournante.

Un moteur réducteur entraîne la rotation par l'intermédiaire d'un pignon. C'est ce moteur qui va garantir la précision de positionnement.

Un limiteur de couple est installé entre l'axe du réducteur et le pignon.

Un moteur réducteur par l'intermédiaire d'un pignon créera une force antagoniste contre le moteur d'entraînement pour supprimer tous les jeux. (Entre pignon et couronne et dans le réducteur).

La force antagoniste se fera par l'intermédiaire d'un ressort ou d'un dispositif magnétique.

Pour augmenter la sécurité il est également prévu de l'équiper d'un limiteur de couple.

Les réducteurs doivent être irréversibles.

Le couple moteur devra être limité à une valeur inférieure à celle supportée par le réducteur.

Une butée dont la position sera judicieusement choisie pour se situer entre deux foyers limitera la rotation à $\pm 180^\circ$.

La durée de mise en place soit une rotation de 180° doit être inférieure à 1 minute

L'alimentation électrique entre la partie fixe et tournante est réalisée par une chaîne guide câbles.

6.2 Palier

Le palier est constitué de deux roulements appariés de faible section à contact oblique dont les caractéristiques sont les suivantes :

Marque KAYDON

Numéro de référence KF080BROK

Montage en O

Précision normale ABEC1 Roulement $\varnothing 203,2^{+0/-0,03}$ $\varnothing 241^{+0/-0,03}$

Précharge axiale minimale de min. 0 à max. 0,013 mm

Couple de frottement : 1 (Nm)

Tolérance pour charge tournante : Arbre = $\varnothing 203,200^{+0/+0,030}$ (mm)

Logement = $\varnothing 241,300^{+0/+0,030}$ (mm)



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

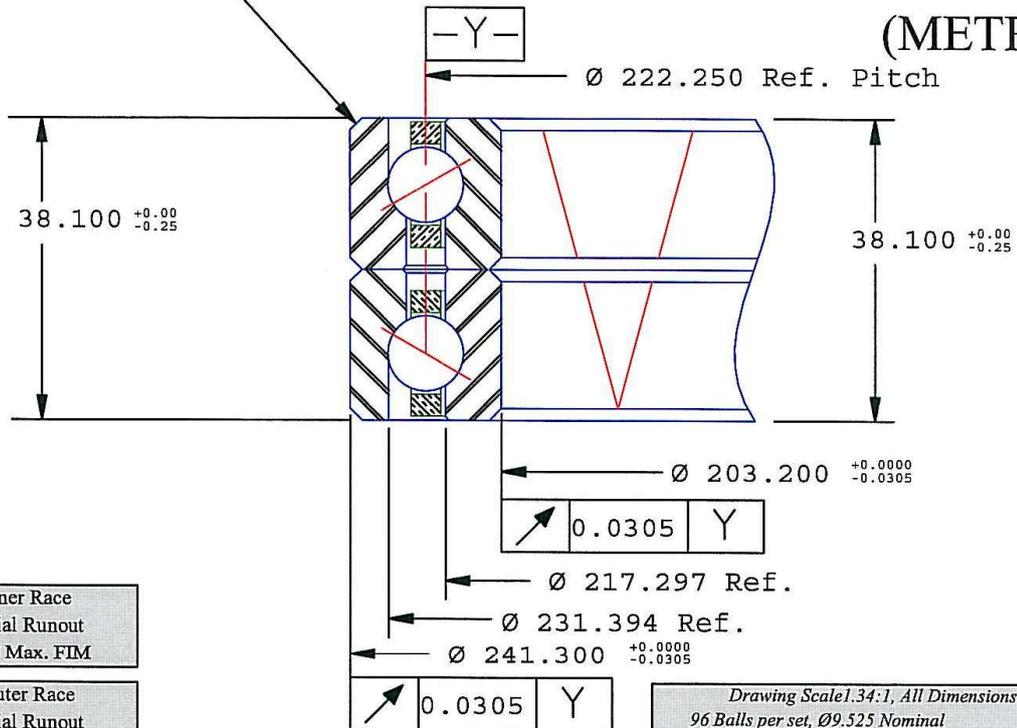
**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	14 of 130

**TECHNICAL DATA SHEET
KF080BR0K**



Will Clear 2.03
Max. Fillet Radius
4 Exterior Corners

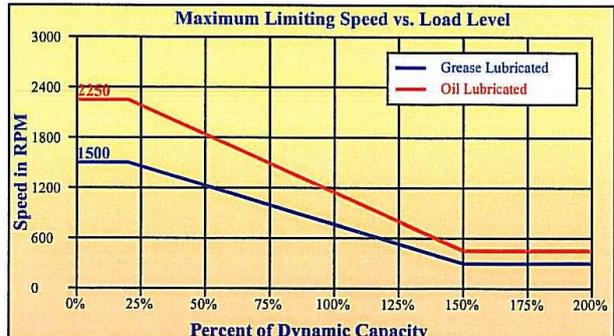


Part Number Detail	
K	Vacuum Degassed 52100 Steel
F	19.050 x 19.050 Cross Section
0] = Bore Size x 10 in Inches
8	
0	
B	Back-to-Back Duplexed pair
R	Std. Circular Pocket 1 Pc Ring
0	Precision Class 1
K	0.000 - 0.013 Preload (Axial)

'K - Preload' Recommended Fits		
Ø Shaft	Ø Housing	Note: Both the shaft and housing fits are loose. This is done to prevent any change in the factory-set internal fitup. This will also permit easier installation.
203.168	241.302	
203.138	241.332	

Static and Dynamic Ratings		
	Static	Dynamic
Radial	84'754 N.	37'881 N.
Axial	150'608 N.	56'343 N.
Moment	7'688 N-m.	3'436 N-m.

Capacities do not apply simultaneously, and are based on the 'R' separator. The Static ratings are based on the onset of permanent non-detrimental deformation. The Dynamic rating is based on 1,000,000 revolutions L10 life.



CONTACT KAYDON FOR AVAILABILITY
For More Information, call Kaydon at (231)-755-3741
Kaydon Reserves the Right to Change Specifications and Other Information Without Notice
Kaydon® REALI-DESIGN ver. 2.70 Saved 23.02.2011 17:05:59

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		16 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.3.1 Détermination des forces en présence

Nous choisirons le réducteur le plus gros possible en fonction de la place disponible pour que la raideur de l'entraînement soit maximale.

Il n'est par contre pas nécessaire de précontraindre d'une manière inconsidérée l'entraînement.

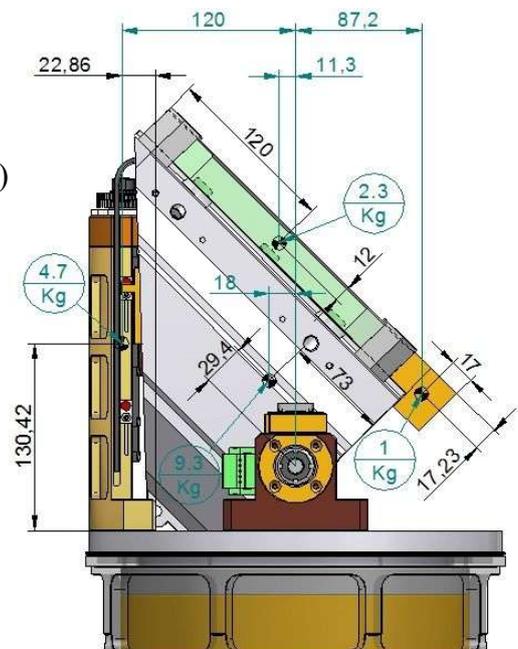
6.3.1.1 Forces considérées

1. Forces engendrées par le déséquilibre
2. Couple de rotation du palier $M_p = 1$ (Nm)

6.3.1.2 Déséquilibre en position Nasmyth

Sans considérer le contrepoids de 10 (N)
(en jaune sur le dessin)

M_d = Moment de déséquilibre



$$M_d = (47(N) \cdot 120(mm)) + (93(N) \cdot 18(mm)) + (23(N) \cdot 11,3(mm))$$

$$M_d = 7'574(Nmm) \text{ soit } 7,6(Nm)$$

Force au niveau de l'engrenage

$$F_d = \frac{M_d \cdot 2}{\Phi_p}$$

Φ_p = Diamètre primitif de la couronne 196,8 (mm)

$$F_d = \frac{7'574 \cdot 2}{196,8}$$

$$F_d = 77 (N)$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		17 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.3.1.3 *Couple sur le réducteur*

$$M_r = \frac{M_d + M_p}{i \cdot \eta}$$

$$M_r = \frac{(7,6 + 1) \cdot 100}{6 \cdot 90}$$

$$M_r = \mathbf{1,6 \text{ (Nm)}}$$

$I =$ Réduction entre couronne et pignon 6 fois

$\eta =$ Rendement du couple pignon couronne 90 %

$M_r =$ Moment sur le réducteur

$M_p =$ Moment de rotation du palier

$M_d =$ Moment de déséquilibre

Le couple calculé reste raisonnable par rapport aux réducteurs disponibles mais il pourrait être intéressant d'équilibrer la rotation. Il serait également intéressant d'équilibrer la bascule en position Nasmyth afin de minimiser l'effort sur l'élément de commande dans la position où nous recherchons la meilleure précision possible.

6.3.2 *Equilibrage*

6.3.2.1 *Equilibrage de la bascule en position Nasmyth*

$$M_d = (93(N) \cdot 18(mm)) + (23(N) \cdot 11,3(mm))$$

$M_d =$ moment de déséquilibre

$$M_d = 1934 \text{ (Nmm)}$$

Distance à l'axe de rotation du contrepoids disposé sur le support miroir = 87,2 (mm)

$$\text{Contrepoids} = \frac{M_d}{87,2} = 22,2 \text{ (N)}$$

6.3.2.2 *Equilibrage de la rotation en position Nasmyth*

$$M_d = (47(N) \cdot 120(mm)) + (93(N) \cdot 18(mm)) + (23(N) \cdot 11,3(mm)) \\ - (22,2(N) \cdot 87,2(mm))$$

$$M_d = 5'638 \text{ (Nmm)}$$

Distance à l'axe de rotation du contrepoids disposé sur le palier = 125 (mm)

$$\text{Contrepoids} = \frac{M_d}{125} = \frac{5638}{125} = 45 \text{ (N)}$$

En disposant un contrepoids de 22,2 (N) sur le support du miroir et un autre contrepoids de 45(N) sur le bord du palier lorsque le miroir est en position Nasmyth la rotation est équilibrée.

Qu'en est-il de l'équilibrage lorsque le support miroir est en position Cassegrain.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		18 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.3.2.3 *Condition d'équilibre en position Cassegrain*

Le système est équilibré en Nasmyth ensuite on fait basculer le miroir en Cassegrain.

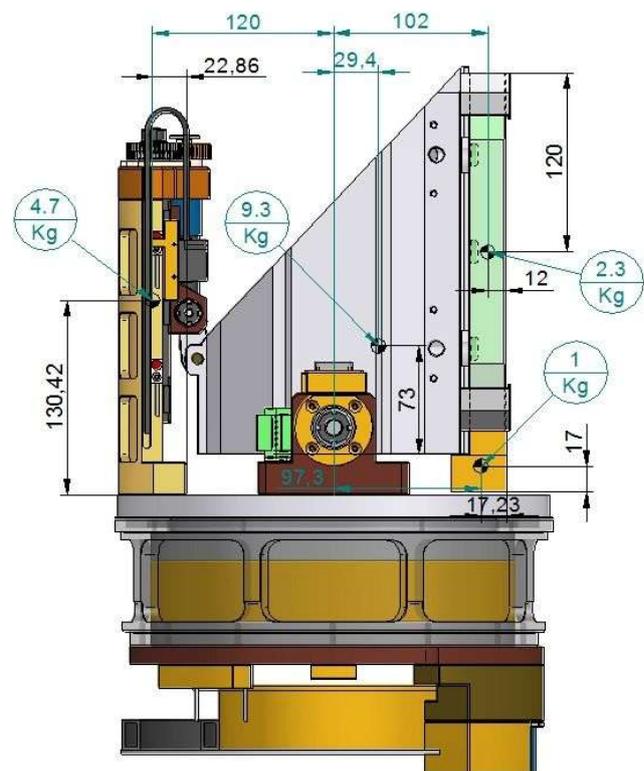
$$M_d = (47(N) \cdot 120(mm)) - (93(N) \cdot 29,4(mm)) - (22,2(N) \cdot 97,3(mm)) - (23(N) \cdot 102(mm)) - (45(mm) \cdot 125(mm))$$

$$M_d = -7225 (Nmm)$$

$$F_d = \frac{M_d \cdot 2}{\Phi_p}$$

$$F_d = \frac{7'225 \cdot 2}{196,8}$$

$$F_d = 73 (N)$$



M_d pour un montage équilibré en Nasmyth en position Cassegrain = -7'225 (Nmm)

M_d pour un montage non équilibré en position Nasmyth = +7'574 (Nmm)

Cette situation induit un couple quasiment identique et donc une force égale sur le pignon lorsque le miroir est en position Cassegrain que dans la situation où le système n'est pas équilibré mais le miroir en position Nasmyth.

Pour des questions constructives le contreponds maximum qui peut être installé sur le support du miroir est de 10 (N).

Une bonne solution serait d'équilibrer la rotation pour que le couple soit identique pour les deux positions du miroir.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		19 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.3.2.4 *Equilibrage en position Nasmyth*

La proposition suivante est de disposer un contrepoids sur le support de miroir de 10(N) et un deuxième contrepoids sur la périphérie du palier de rotation de 25 (N) à un rayon de 125 (mm) ou plus précisément de fournir un couple de 3144 (Nmm)

$$Md = (47(N) \cdot 120(mm)) + (93(N)18(mm)) + (23(N) \cdot 11,3(mm)) - (10(N) \cdot 87,2(mm)) - (3144(Nmm))$$

$$M_d = 3557,9 (Nmm)$$

$$F_d = \frac{Md \cdot 2}{\Phi_p}$$

$$F_d = \frac{3557,9 \cdot 2}{196,8}$$

$$F_d = 36,16 (N) \quad \text{soit un gain d'un facteur de } \frac{73,4(N)}{36,2(N)} = 2$$

6.3.2.5 *Equilibrage en position Cassegrain*

$$Md = (47(N) \cdot 120(mm)) - (93(N) \cdot 29,4(mm)) - (23(N) \cdot 102(mm)) - (10(N) \cdot 97,3(mm)) - (3144(Nmm))$$

$$M_d = - 3557,2 (Nmm)$$

$$F_d = \frac{Md \cdot 2}{\Phi_p}$$

$$F_d = \frac{- 3557,2 \cdot 2}{196,8}$$

$$F_d = - 36,15 (N)$$

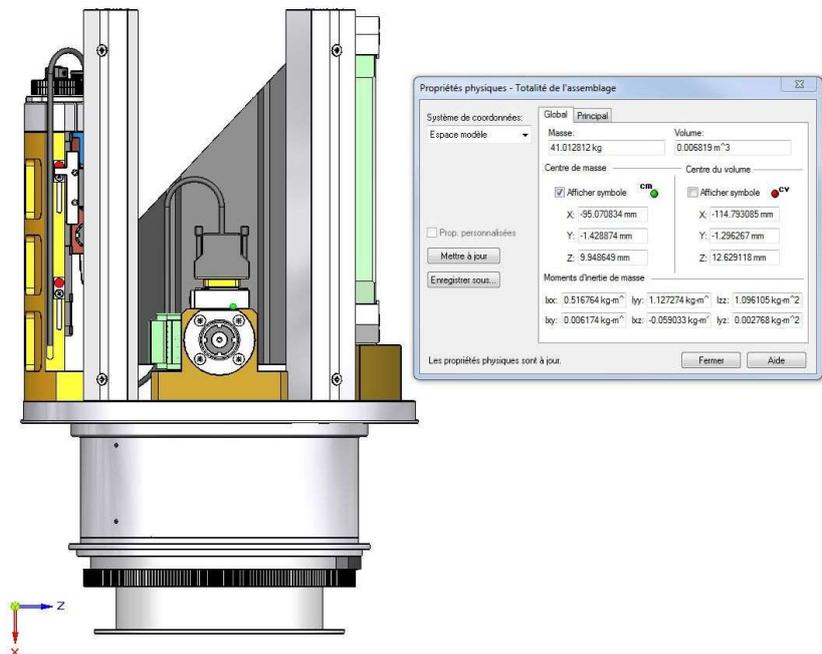
 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		20 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.3.2.6 Conditions d'équilibre avant fabrication

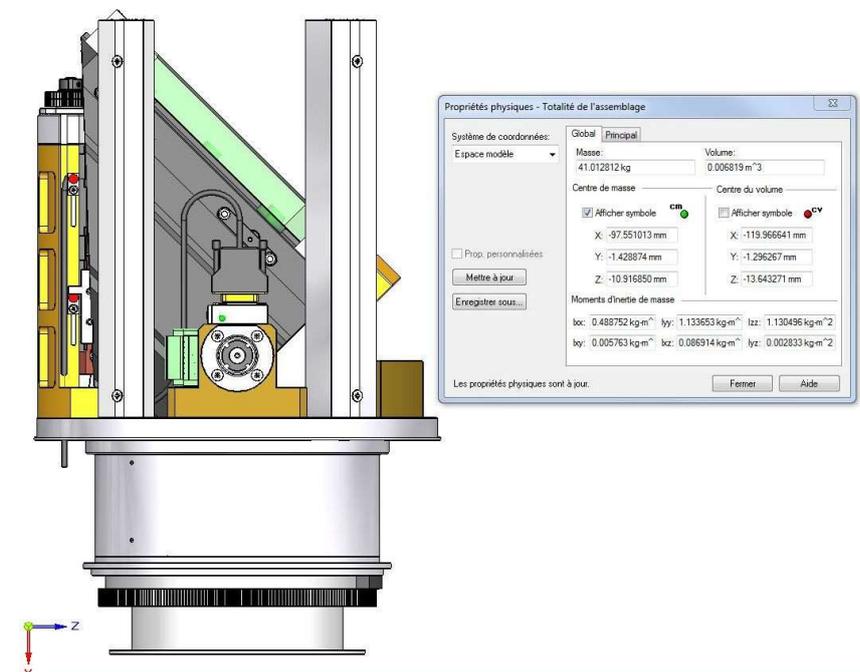
Valeurs obtenues en considérant les dessins de fabrication.

Les deux contrepoids de rotations en bronze sont estimés à 4,53 (N) chacun.

En position Cassegrain le centre de masse est décalé de 9,95 (mm)



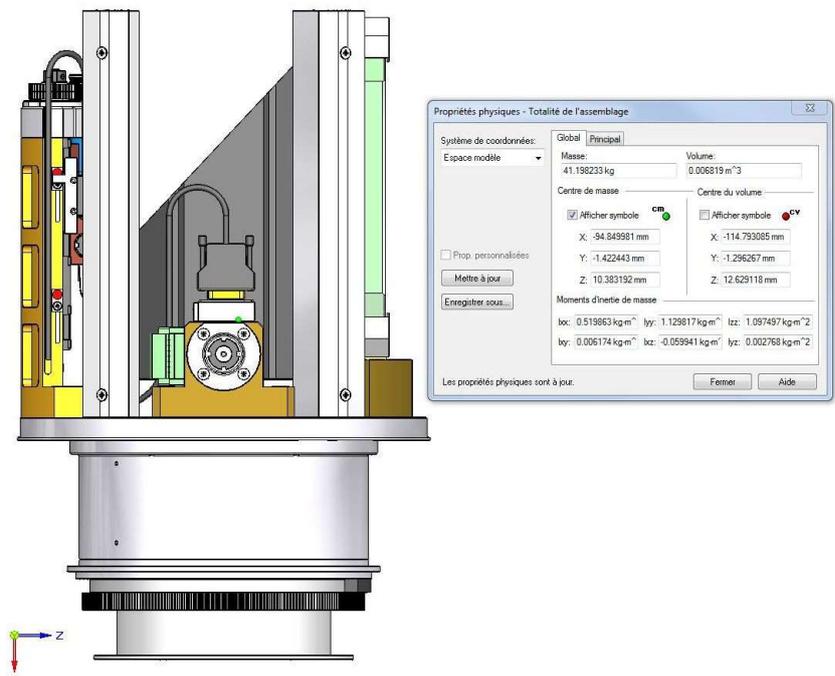
En position Nasmyth le Centre de masse est décalé De 10,92 (mm)



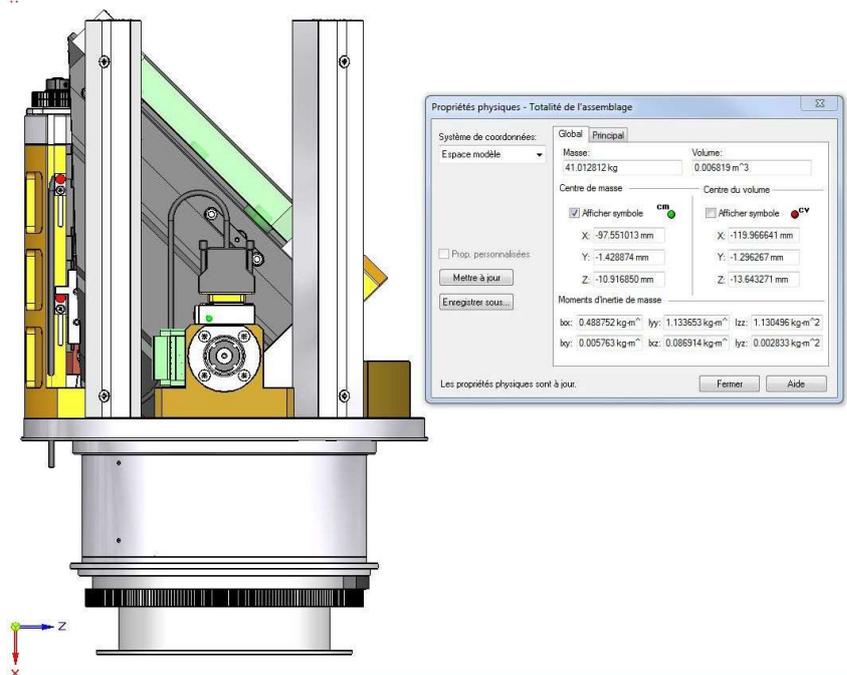
 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		21 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

En considérant des contrepoids de 5,46 (N) chacun, nous aurons un couple de déséquilibre identique pour les positions Nasmyth et Cassegrain.

En position Cassegrain le centre de masse est décalé de 10,383 (mm)



En position Nasmyth le centre de masse est décalé de 10,388 (mm)



 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	22 of 130

6.3.2.7 *Force sur la denture*

En utilisant les valeurs fournies par SolidEdge nous aurons les résultats suivants :

$$M_d = \text{masse}(N) \cdot \text{décalage du centre de masse (mm)}$$

$$M_d = 412 (N) \cdot 10,38 (mm)$$

$$M_d = 4276 (Nmm)$$

$$F_d = \frac{M_d \cdot 2}{\Phi_p}$$

$$F_d = \frac{4276 \cdot 2}{196,8}$$

$$F_d = 43,5 (N)$$

L'équilibrage sera affiné au montage.

Ces valeurs sont considérées lorsque le télescope est en position horizontale. En position verticale le couple de déséquilibre est nul.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		23 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.3.3 Détermination du couple antagoniste

Le couple de déséquilibre agit dans le sens horaire pour le foyer Nasmyth sur l'axe d'élévation du télescope. Il agit dans le sens antihoraire pour le foyer opposé. Pour les autres foyers le système est équilibré.

6.3.3.1 Couple nécessaire pour garantir un bon appui de l'entraînement.

Calcul au niveau du palier.

Le moment de déséquilibre M_d varie de 0 à +/- 3558 (Nmm) (7.3.2.4) soit 3,6 (Nm) selon le foyer considéré. En considérant également le couple de frottement des roulements nous aurons :

Le moment total $M_t = M_d + M_p + \text{Précontrainte}$

$$M_t = 3,6 \text{ (Nm)} + 1 \text{ (Nm)} + \text{Précontrainte}$$

Pour garantir un bon appui nous choisissons un couple antagoniste 0,5 fois supérieur à la valeur du moment de déséquilibre et du couple de frottement des roulements soit : **2,3 (Nm)**

Afin de ne pas surcharger les réducteurs nous proposons d'appliquer un couple antagoniste réduit pour les foyers Nasmyth principaux (axe élévation) et de profiter du couple de déséquilibre.

Moment total $M_t = M_d + M_p + \text{Précontrainte}$

$$M_t = 3,6 + 1 + 2,3$$

$$M_t = 6,9 \text{ soit } 7 \text{ (Nm)}$$

6.3.4 Définition du réducteur

Durée de mise en place (rotation de 180° du palier rotatif pour positionner les deux foyers principaux)	1 min soit 0,5 t/min
Vitesse max du moteur (entrée réducteur)	4'500 t/min
Réduction entre le pignon moteur et la couronne	6

$$\text{Réduction maximum autorisée} \quad 4'500 / (0,5 \times 6) = 1500 : 1$$

Les réductions proposées par le catalogue sont respectivement 1600 : 1 800 : 1

Nous choisirons la réduction de 1600 : 1 pour garantir l'irréversibilité.

La rotation de 180° se fera dans ce cas en 64 secondes.



Réducteurs planétaires

20 Nm

Combinaisons avec
Micromoteurs C.C.:
3242, 3257, 3557, 3863
Servomoteurs C.C. sans balais:
3564, 4490

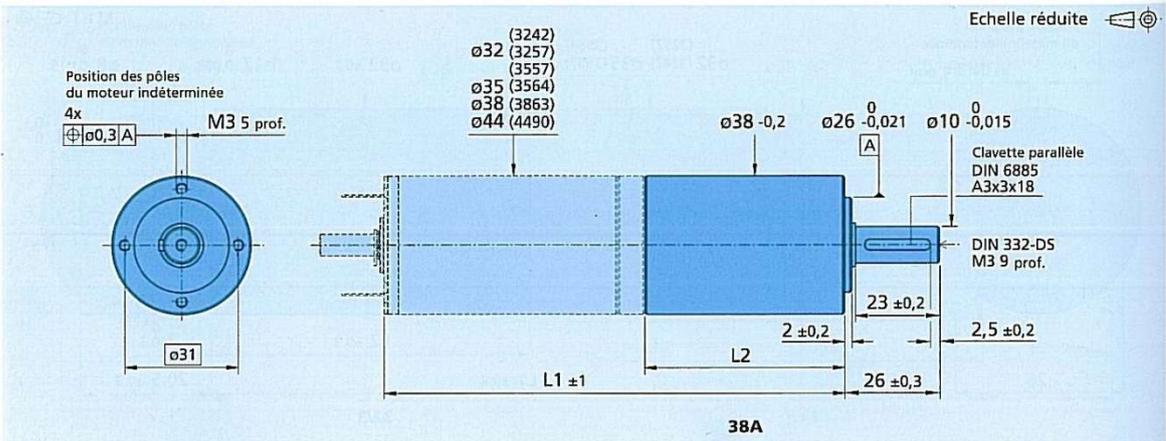
Série 38A

Matériau du boîtier	38A acier
Matériau des engrenages	acier
Vitesse max. recommandée à l'entrée:	
- pour service permanent	4 500 rpm
Jeu angulaire typique, sans charge	≤ 0,60°
Palier de l'arbre de sortie	roulements à billes, précontraints
Charge de l'arbre max.:	
- radiale (à 14,5 mm de la face)	≤ 200 N
- axiale	≤ 200 N
Pression sur l'arbre max.	≤ 490 N
Jeu de l'arbre:	
- radial (à 14,5 mm de la face)	≤ 0,02 mm
- axial	≤ 0,3 mm
Température d'utilisation	- 25°C ... + 90°C

Spécifications

Rapport de réduction (nominal)	Jeu angulaire ≤ °	Poids sans moteur g	Longueur sans moteur L2 mm	Longueur avec moteur ¹⁾					Couple d'entraînement Service permanent Mmax. Nm	Sens de rotation (réversible)	Rendement %
				3257 G L1 mm	3557 K L1 mm	3564 K L1 mm	3863 H L1 mm	4490 H L1 mm			
4:1	0,45	190	42,2	93,8	99,2	106,2	113,6	139,6	6	=	96
5:1	0,45	190	42,2	93,8	99,2	106,2	113,6	139,6	6	=	96
12:1	0,50	260	55,0	106,6	112,0	119,0	126,4	152,4	20	=	94
16:1	0,50	260	55,0	106,6	112,0	119,0	126,4	152,4	20	=	94
20:1	0,50	260	55,0	106,6	112,0	119,0	126,4	152,4	20	=	94
25:1	0,50	260	55,0	106,6	112,0	119,0	126,4	152,4	18	=	94
36:1	0,55	330	67,6	119,2	124,6	131,6	139,0	165,0	20	=	90
45:1	0,55	330	67,6	119,2	124,6	131,6	139,0	165,0	20	=	90
60:1	0,55	330	67,6	119,2	124,6	131,6	139,0	165,0	20	=	90
80:1	0,55	330	67,6	119,2	124,6	131,6	139,0	165,0	20	=	90
100:1	0,55	330	67,6	119,2	124,6	131,6	139,0	165,0	20	=	90
120:1	0,55	330	67,6	119,2	124,6	131,6	139,0	165,0	20	=	90
160:1	0,55	330	67,6	119,2	124,6	131,6	139,0	165,0	20	=	90
200:1	0,55	330	67,6	119,2	124,6	131,6	139,0	165,0	18	=	90
240:1	0,60	410	80,2	131,8	137,2	144,2	151,6	177,6	20	=	80
360:1	0,60	410	80,2	131,8	137,2	144,2	151,6	177,6	20	=	80
480:1	0,60	410	80,2	131,8	137,2	144,2	151,6	177,6	20	=	80
800:1	0,60	410	80,2	131,8	137,2	144,2	151,6	177,6	20	=	80
1 600:1	0,60	410	80,2	131,8	137,2	144,2	151,6	177,6	18	=	80

¹⁾ Longueur L1 avec moteur:
3242 W = L2 + 36,6 mm



 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		25 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.3.5 Définition des limiteurs de couple

Les moteurs réducteurs d'entraînement et antagoniste sont protégés par un limiteur de couple.

Le couple maximum possible à la sortie du réducteur est de 18 (Nm)

Rapport de réduction pignon couronne $i = 6 : 1$

Rendement des engrenages $\eta = 90\%$

Le couple de travail au niveau du palier est de $M_t = 7 \text{ (Nm)}$

Couple de travail au niveau du réducteur : $M_{tr} = \frac{M_t}{i \cdot \eta}$

$$M_{tr} = \frac{7 \cdot 100}{6 \cdot 90}$$

$$M_{tr} = 1,3 \text{ (Nm)}$$

Les couples des limiteurs ont été définis comme suit :

$$\text{Couple maximum : } 7 \text{ (Nm)}$$

6.3.6 Entraînement magnétique

Pour garantir une force antagoniste constante un accouplement magnétique est installé entre le moteur réducteur antagoniste et le pignon. Il fait office de ressort et également de limiteur de couple.

La précontrainte au niveau du palier est de $M_{Précontrainte} = 2,3 \text{ (Nm)}$

La précontrainte au niveau du réducteur

doit être de :

$$M_{Pr} = \frac{M_{Précontrainte} + M_p}{i \cdot \eta}$$

$$M_{tr} = \frac{(2,3 + 1) \cdot 100}{6 \cdot 90}$$

$$M_{tr} = 0,6 \text{ (Nm)}$$

Le choix s'est porté sur le modèle MKD4 de la maison GERWAH

Dont le couple maximum est de **2,5 (Nm)**

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		26 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

Le couple maximum de l'entraînement magnétique est 4 fois supérieur au couple demandé.

Cette valeur est réglable en faisant pénétrer le noyau dans le carter plus ou moins profondément.

Nous avons également une marge de 2,8 fois entre le couple maximum de l'entraînement magnétique et le couple minimum du limiteur de couple 7 (Nm).

Permanentmagnetische Synchronkupplung
Permanent Magnetic Synchronous Clutch
Baureihe · Series MKD

Standardausführung mit Seltenerd­magneten. Diese Kupplung besteht aus zwei getrennten Hälften, die kundenseitig gelagert werden müssen!

Abmessungen · Dimensions

- øA = Außendurchmesser/Outer diameter
- øB = Grundabmessung/Basic dimension
- øD1 ^{H7} = Bohrungsdurchmesser/Bore diameter
- øD2 ^{H7} = Bohrungsdurchmesser/Bore diameter
- C = Grundabmessung/Basic dimension
- K = Grundabmessung/Basic dimension
- I = Klemmschraube/Clamping screw
- L = Minimale Kupplungslänge/Minimum length coupling



Abmessungen · Dimensions

Größe Size	L	ø B	I	K	ø A	ø D1 ^{H7}	ø D2 ^{H7}	C
	mm	mm		mm	mm	mm	mm	mm
2	55	24	M3	9	31	3-10	3-10	8,2
4	58	32	M4	11,5	38	6-16	6-16	10
10	58	40	M4	15,5	46	6-19	6-19	10
18	78	45	M5	17,5	51	10-20	10-20	12
30	88	47	M6	16	56	10-20	10-20	15
60	107	57	M8	20	67	14-23	14-23	19,5
150	130	68	M10	24	84	20-28	20-28	21,5
300	146	96	M12	32	115	32-40	32-40	26

Andere Anbaumaße auf Anfrage / Other dimensions on request

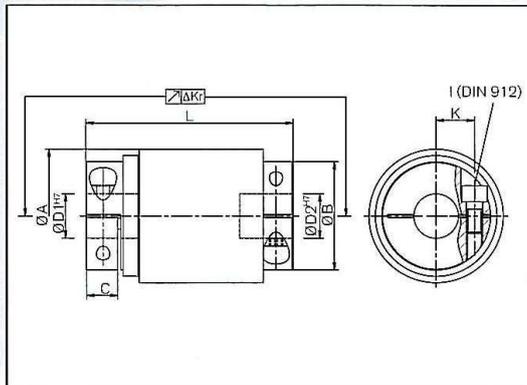
Bestellbeispiel / Ordering Example:
MKD 30

Baureihe Series	Größe Size	ø D1	ø D2	Weitere Angaben* Further details*
MKD	30	15 ^{H7}	12 ^{H7}	XX

*z.B.: rostfrei, geändertes Drehmoment / e.g. stainless, modified torque



Standard version with rare earth magnets. This coupling consists of two separated halves which have to be supported by the customer!



Schnittdarstellung / Sectional view

Technische Daten · Technical Data

- M_{max}** = Nenndrehmoment; andere Drehmomente auf Anfrage; Drehmoment über Nabeneintauchtiefe linear veränderbar; angegebenes Drehmoment ± 5% Toleranz
Torque; other torque values on request; torque adjustable by hub submergence; specified torque ± 5% tolerance
- C_{Tdyn}** = Drehfedersteife/Dynamic torsional stiffness
- J** = Trägheitsmoment/Moment of inertia
- ΔK_r** = Maximal zulässiger Versatz radial; größere Versätze auf Anfrage
Max. approved misalignment radial; Higher misalignments on request
- n_{max}** = Maximal mechanische Drehzahl/Max. mechanical rotating speed
- MA** = Anzugsmoment der Klemmschrauben
Tightening torque of clamping screws
- V** = Verstellweg/Adjustment range

Technische Daten · Technical Data

Größe Size	V	Δ K _r	C _{Tdyn}	M _{max}	MA	n _{max}	Außenrotor Outer rotor Gewicht Weight	Innenrotor Inner rotor Gewicht Weight	J _{außen} J _{outer}	J _{innen} J _{inner}
	mm	mm	Nm/ rad	Nm	Nm	min ⁻¹	kg	kg	10 ⁻³ Kgm ²	10 ⁻³ Kgm ²
2	20	0,4	3	1,2	2	10000	0,11	0,07	0,018	0,005
4	20	0,4	10	2,5	3	9000	0,15	0,11	0,038	0,014
10	20	0,4	25	5	3	8000	0,20	0,16	0,08	0,04
18	30	0,4	45	9	6	7000	0,28	0,23	0,14	0,07
30	30	0,4	83	13	12	6000	0,35	0,28	0,21	0,10
60	40	0,4	250	30	30	5000	0,70	0,53	0,60	0,30
150	50	0,4	610	60	50	4000	1,9	1,4	1,8	1,6
300	60	0,4	2300	150	90	3000	3,4	3,1	6,7	5,0

Anwendungsbereiche

- Als Sicherheitskupplung
- Für andere Anwendungen mit hohen Anforderungen an ein geringes Bauvolumen

Range of applications

- As safety clutch
- Other applications that require high torque demands and limited dimensions

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		28 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.3.7 *Définition du moteur*

On définit le moteur pour qu'il puisse fournir un couple au moins égal à la valeur maximum de résistance du réducteur.

Le couple maximum possible à la sortie du réducteur est de 18 Nm

Réduction de 1600:1

Rendement η : 80%

$$M_m = \frac{18}{1600 \cdot \eta}$$

$$M_m = 0,0141 \text{ (Nm) soit } 14 \text{ (mNm)}$$

Couple de travail

$$M_m = \frac{1,3}{1600 \cdot \eta}$$

$$M_m = 0,001 \text{ (Nm) soit } 1 \text{ (mNm)}$$

Le moteur de la série 3564 fournit un couple de 47,1 (mNm) soit un rapport entre le couple de travail et le couple moteur :

$$\text{Facteur de sécurité} = \frac{47,1}{1} = 47,1$$



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	29 of 130

REBAHUAU FAULHABER

FAULHABER

Servomoteurs C.C. sans balais

47,1 mNm

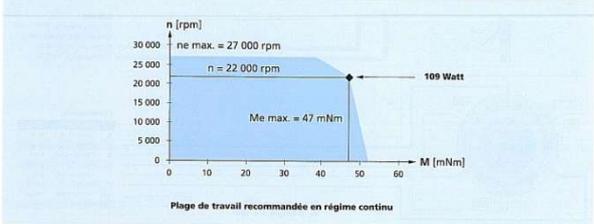
Combinaisons avec Réducteurs: 30/1, 30/3, 38A, 38/1, 38/2
Codeurs: 3550, 3540
Electroniques de commande: SC ... BLD ..., MCBL ...

Série 3564 ... B

	3564 K	012 B	024 B	036 B	048 B	
1 Tension nominale	U _n	12	24	36	48	Volt
2 Résistance entre phases	R	0,6	1,2	2,8	4,4	Ω
3 Puissance utile ¹⁾	P _{u max}	109	101	101	101	W
4 Rendement	η _{max}	81	81	81	82	%
5 Vitesse à vide	n ₀	7 850	11 300	11 550	12 200	rpm
6 Courant à vide (avec l'arbre ø 4,0 mm)	I ₀	0,206	0,189	0,131	0,109	A
7 Couple de démarrage	M _d	291	371	379	401	mNm
8 Couple de frottement statique	C _f	1,10	1,10	1,10	1,10	mNm
9 Coefficient de frottement dynamique	C _d	2,4 · 10 ⁻⁴	2,4 · 10 ⁻⁴	2,4 · 10 ⁻⁴	2,4 · 10 ⁻⁴	mNm/rpm
10 Constante de vitesse	k _v	658	475	334	258	rpm/V
11 Constante FEM	k _t	1,521	2,107	3,089	3,877	mV/rpm
12 Constante de couple	k _v	14,52	20,12	29,50	37,02	mNm/A
13 Constante de courant	k _c	0,069	0,050	0,034	0,027	A/mNm
14 Pente de la courbe n/M	Δn/ΔM	27	31	31	31	rpm/mNm
15 Inductance entre phases	L	96	194	427	678	μH
16 Constante de temps mécanique	T _m	10	11	11	11	ms
17 Inertie du rotor	J	34	34	34	34	gcm ²
18 Accélération angulaire	α _{max}	86	109	111	118	10 ⁴ rad/s ²
19 Résistances thermiques	R _{th} / R _{th2}	2,5 / 6,3				KW s
20 Constantes de temps thermiques	T _{th1} / T _{th2}	23 / 1,175				s
21 Températures d'utilisation		-30 ... +125				°C
22 Paliers de l'arbre		roulements à billes précontraints				
23 Charge max. sur l'arbre:						N
- radiale à 3 000/20 000 rpm (D.A min de la flange frontale)		106 / 73				N
- axiale à 3 000/20 000 rpm (seulement en poussée)		50 / 35				N
- axiale à l'arrêt (seulement en poussée)		131				N
24 Jeu de l'arbre:						mm
- radial	≤	0,015				mm
- axial	=	0				mm
25 Matériau du boîtier		aluminium, anodisé noir				g
26 Poids		310				
27 Sens de rotation		réversible électroniquement				

Valeurs recommandées - indépendantes les unes des autres						
28 Vitesse jusqu'à 2 ^o	n _{re max.}	27 000	27 000	27 000	27 000	rpm
29 Couple jusqu'à 2 ^o	M _{re max.}	47,1	44,0	43,9	44,0	mNm
30 Courant jusqu'à 2 ^o	I _{re max.}	3,68	2,50	1,71	1,36	A

¹⁾ à 22 000 rpm,
²⁾ limite thermique avec un R_{th2} réduit de 55%

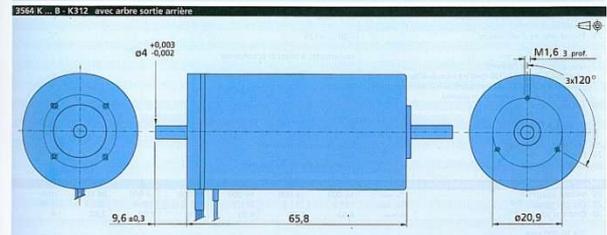
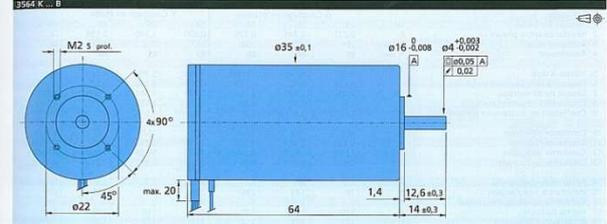


Pour des données techniques complémentaires ainsi que des indications concernant la garantie et la durée de vie, voir „Informations Techniques”.
Edition 2019 - 2011

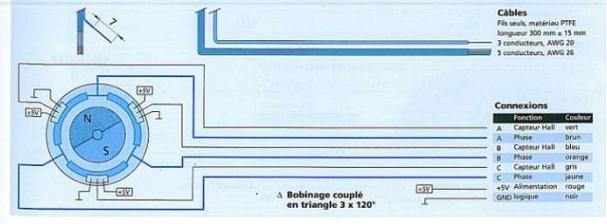
© DR. FRITZ FAULHABER GMBH & CO. KG
Sous réserve de modifications.
www.faulhaber.com

FAULHABER

Options
K1000: Moteurs en exécution stérilisable.
K1155: Moteurs pour combinaisons avec Contrôleur de mouvement MCBL 3003/06 S, MCBL 3003/06 C.



Informations pour câbles et connexions



Pour des données techniques complémentaires ainsi que des indications concernant la garantie et la durée de vie, voir „Informations Techniques”.
Edition 2019 - 2011

© DR. FRITZ FAULHABER GMBH & CO. KG
Sous réserve de modifications.
www.faulhaber.com

Choix de la tension = 24 V

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		30 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.4 Engrenages

Rapport d'engrenages 6 :1

6.4.1 Couronne

Type	denture droite		
Module	0,8		
Dp	196,8 (mm)		
Largeur dent	12 (mm)		
Matériau	Acier Inox X17CrNi16-2	Résistance à la traction $\sigma_r = 800$ (N/mm ²)	
	Equivalent :	Limite élastique $\sigma_{0,2} = 600$ (N/mm ²)	
	Acier Inox Bohler N350	Pression spécifique 700 (N/mm ²)	

Traitement Aucun
Nbr de dents 246

6.4.2 Pignon

Type	Denture droite		
Module	0,8		
Dp	32,8 (mm)		
Largeur dent	12 (mm)		
Matériau	Bronze CuSn12Ni2-C-CG	Résistance à la traction $\sigma_r = 280$ (N/mm ²)	
	Equivalent :	Limite élastique $\sigma_{0,2} = 150$ (N/mm ²)	
	Duralit 210	Pression spécifique 205 (N/mm ²)	

Traitement Aucun
Nbr de dents 41

6.4.3 Contrôle des engrenages

Trois paramètres seront contrôlés :

1. Résistance de la denture au couple maximum.
2. Pression spécifique au couple de travail.
3. Rapport de conduite.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	31 of 130

6.4.3.1 *Résistance de la denture au couple maximum*

Le couple maximum est celui protégé par le limiteur de couple soit $Mt = 7$ (Nm).

Formule de la Harpe (formule pessimiste)

$$\sigma = \frac{F_t}{0,183 \cdot b \cdot m}$$

$$F_t = \frac{Mt \cdot 2}{dp}$$

$$F_t = \frac{7 \cdot 2}{0,0328} = 427 \text{ (N)}$$

$$\sigma = \frac{427}{0,183 \cdot 10,5 \cdot 0,8} = 278 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

m = module 0,8

dp = diamètre primitif 32,8(mm)

b = largeur des dents 10,5 (mm)

F_t = force tangentielle

Selon Maag 1963 $\sigma_{F_{\text{réf}}}$

$$\sigma_{F_{\text{réf}}} = \frac{w'}{m} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t} \cdot Y_{Fa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_a}$$

$$w' = \frac{F_t}{b}$$

$$F_t = \frac{Mt \cdot 2}{dp}$$

$$\sigma_{F_{\text{réf}}} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_a}$$

$$\sigma_{F_{\text{réf}}} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_a}$$

$$\sigma_{F_{\text{réf}}} = \frac{427}{10,5 \cdot 0,8} \cdot 2,45 \cdot \frac{1}{1,78} = 70 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Y_{Fa} = Selon tabelle Maag 2,45 pour un angle d'hélice de 20 degrés

ε_a = Rapport de conduite selon tabelle = 1,78

$\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t} = 1$ pour des engrenages droits

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		32 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

Pour le matériau le moins résistant soit le bronze et en prenant la valeur du calcul de la formule Maag, nous aurons une valeur de sécurité de :

Résistance à la rupture

$$\text{Coefficient de sécurité} = \frac{\sigma_{\text{matériaux}}}{\sigma_{\text{Fréf}}} = \frac{280}{70} = 4$$

Résistance à la limite élastique

$$\text{Coefficient de sécurité} = \frac{\sigma_{\text{matériaux}}}{\sigma_{\text{Fréf}}} = \frac{150}{70} = 2,14$$

6.4.3.2 *Résistance de la denture à la pression spécifique*

La denture sera calculée au couple de travail sur le pignon soit : **1,3 (Nm)**

Pression de contact selon Maag 1963 σ_{Ho}

$$\sigma_{Ho} = \sqrt{\frac{w^*(u+1)^2}{2 \cdot a \cdot u}} \cdot z_H \cdot z_E$$

$$w^* = \frac{F_t}{b}$$

$$F_t = \frac{Mt \cdot 2}{dp}$$

$$a = m \frac{z_1 + z_2}{2}$$

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha_u}}$$

$$z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-V_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-V_2^2}{E_2} \right)}}$$

$$F_t = \frac{1,3(\text{N/m}) \cdot 2}{0,0328 (\text{m})} = 79,3 (\text{N})$$

$$w^* = \frac{79,3(\text{N})}{10,5(\text{mm})} = 7,55 (\text{N/mm})$$

a = Entre axe

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = 246/41 = 6$$

Z_1 = Nombre de dents Pignon 41

Z_2 = Nombre de dents Couronne 246

M = Module 0,8

β = 0 pour engrenage droit

E = Module élasticité Acier 210'000 (N/mm²)

Bz 90'000 (N/mm²)

V = Poisson ratio

Acier 0,3

Bz 0,3

dp = diamètre primitif du pignon 32,8(mm)

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		33 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

$$a = 0,8 \frac{41 + 246}{2} = 114,8 \text{ (mm)}$$

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 0^\circ}{\sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 2,5$$

$$z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - 0,3^2}{90000} \right) + \left(\frac{1 - 0,3^2}{210000} \right)}} = 148$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{7,55(6+1)^2}{2 \cdot 114,8 \cdot 6}} \cdot z_H \cdot z_E$$

$$\sigma_H = 0,518 \cdot 2,5 \cdot 148$$

$$\sigma_H = 191,7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Résistance à la pression spécifique

$$\text{Coefficient de sécurité pour le Bronze} = \frac{\sigma_{\text{matériaux}}}{\sigma_H} = \frac{205}{191,7} = 1,06$$

Une étude complémentaire a été effectuée par la maison Sauter Bachmann. Les calculs ont été réalisés avec le programme KissSoff et se trouvent en fin de document.

6.4.3.3 *Rapport de conduite ε*

$$\varepsilon = \frac{E_1 E_2}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$$

$$E_1 E_2 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha} - (r_1 + r_2) \sin \alpha$$

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{0,8 \cdot 41}{2} = 16,4$$

$$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{0,8 \cdot 246}{2} = 98,4$$

$$r_{a1} = \frac{m(z_1 + 2)}{2} = \frac{0,8(41 + 2)}{2} = 17,2$$

$$r_{a2} = \frac{m(z_2 + 2)}{2} = \frac{0,8(246 + 2)}{2} = 99,2$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		34 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

$$E_1 E_2 = \sqrt{17,2^2 - 16,4^2 \cos^2 20^\circ} + \sqrt{99,2^2 - 98,4^2 \cos^2 20^\circ} - (16,4 + 98,4) \sin 20^\circ$$

$$E_1 E_2 = 4,3$$

$$\varepsilon = \frac{E_1 E_2}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{4,3}{\pi \cdot 0,8 \cdot \cos 20^\circ} = 1,82 \quad \text{L'abaque de Maag nous donne une valeur de 1,78}$$

Selon la littérature le rapport de conduite doit être supérieur à 1,4 pour des engrenages rapides.

6.4.4 *Codeur angulaire rotatif*

Ce codeur sera du type multi tour absolu pour conserver en tout temps la position exacte de la position en rotation du miroir.

La réduction entre le pignon du codeur et la couronne est de 6 fois.

(Précision 2) ± 23 arcsec

(Précision 5) ± 56 arcsec

Au niveau du codeur nous devons résoudre

(Précision 2) ± 23 arcsec x 6 = ± 138 arcsec

(Précision 5) ± 56 arcsec x 6 = ± 336 arcsec

$$360^\circ = 1'296'000 \text{ arcsec}$$

(Précision 2) $1'296'000 / 138 = 9'391$

(Précision 5) $1'296'000 / 336 = 3'857$

Un codeur de 16 bit fourni $65'536$ impulsions par tour

Un codeur de 17 bit fourni $131'072$ impulsions par tour

Pour le cas le plus défavorable (Précision 2) pour ces deux codeurs nous aurons la résolution suivante :

$$65'536 / 9'391 = \text{environ } 7 \text{ impulsions pour résoudre } 23 \text{ arcsec}$$

$$131'072 / 9'391 = \text{environ } 14 \text{ impulsions pour résoudre } 23 \text{ arcsec}$$

Il faut également porter son attention sur la précision garantie de la valeur absolue.

Selon le fabricant elle est de 33 arcsec.

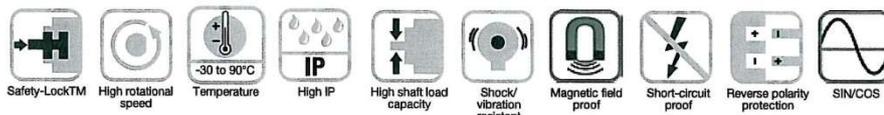
 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		35 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

6.4.5 Choix du codeur

Rotary Measurement Technology Absolute Encoders, Multiturn



Sendix absolute, multiturn type F3663 (shaft) / F3683 (blind / hollow shaft) SSI/BISS



Reliable

- Increased ability to withstand vibration and installation errors. Sturdy Safety-Lock™ Design bearing structure eliminates machine downtime and repairs.
- Fewer components and connection points increase the operational reliability: TURCK OptoASIC technology with highest integration density (Chip-on-Board).
- Die cast housing and protection up to IP67: Remains sealed even when subjected to harsh everyday use.
- Wide temperature range of -22 to +194°F (-30 to +90°C).
- Easy diagnosis in case of fault condition. Status indication by means of LED, sensor, voltage and temperature monitoring.



Sendix absolute



ATEX pending Ex 2/22

Versatile

- Connections for every application: Tangential cable.
- Open interfaces ensure flexibility and independence: SSI or BISS with Sine-Cosine-Option incremental track RS422.
- Multiple mounting brackets for easy installation.
- Compact design.
- Fast and easy start-up on site: Preset and reversal of rotation direction by control inputs.
- Direct mounting on standard diameter shafts up to 10 mm through hollow shaft up to 8 mm.

Fast

- High accuracy: Update rate of the whole position value above 100 kHz for a max. jitter of 1 μs (real-time).
- High productivity due to very short regulation cycles: Clock rate with SSI up to 2 MHz, with BISS up to 10 MHz.
- High-resolution feedback system achievable in real-time: SinCos incremental outputs.

Mechanical characteristics:

Max. speed, shaft or blind hollow shaft version without shaft sealing (IP65):	12,000 RPM, continuous operation 10,000 RPM
Max. speed, shaft version (IP67) or blind hollow shaft (IP65) with shaft sealing:	10,000 RPM, continuous operation 8,000 RPM
Starting torque without shaft sealing:	< 1 oz-in (< 0.007 Nm)
Starting torque with shaft sealing:	< 1.4 oz-in (< 0.01 Nm)
Radial load capacity of shaft:	9 lbs (40 N)
Axial load capacity of shaft:	7 lbs (31 N)
Weight:	approx. 0.44 lbs (0.2 kg)

Protection acc. to EN 60 529:	Housing: IP67, Shaft: IP65, opt. IP67
EX approval for hazardous areas:	optional zone 2 and 22
Working temperature:	fixed installation: -22 to +194°F (-30 to +90°C) flexible installation: -4 to +194°F (-20 to +90°C)
Materials:	Shaft/Hollow shaft: stainless steel, Flange: aluminum, Housing: die cast zinc, Cable: PUR
Shock resistance acc. to DIN-IEC 68-2-27:	> 250g (> 2,500 m/s ²), 6 ms
Vibration resistance acc. to DIN-IEC 68-2-6:	> 10 g (>100 m/s ²), 55-2,000 Hz

General electrical characteristics:

Supply voltage:	5 VDC ± 5 % or 10-30 VDC
Current consumption (without output load):	5 VDC: max. 70 mA 24 VDC: max. 20 mA
Reverse polarity protection at power supply (+V):	yes
Conforms to CE requirements acc. to EN 61000-6-1, EN 61000-6-4 and EN 61000-6-3	

RoHS compliant acc. to EU guideline 2002/95/EG

Output driver:	RS485 transceiver type
Permissible load/channel:	max. ± 20 mA
Signal level high:	typ. 3.8 V
Signal level low at I _{load} = 20 mA:	typ. 1.3 V
Short-circuit proof outputs:	yes ¹⁾

Interface characteristics SSI:

Singleturn resolution:	10-17 bit ²⁾
Number of revolutions:	4096 (12 bit), 65535 (16 bit)
Code:	Binary or Gray
SSI clock rate:	< 14 bit: 50 kHz-2 MHz / < 15 bit: 50 kHz-125 kHz
Monoflop time:	> 15 μs ²⁾

Time jitter (data request to position latch):	< 1 μs up to 14 bits, < 4 μs at 15-17 bits
Status and Parity bit:	optional on request

Note: If clock starts cycling within monoflop time, a second data transfer starts with the same data. If clock starts cycling after monoflop time, the data transfer starts with updated values. Max. update rate is dependent on clock speed, data length and monoflop time.

¹⁾ Short-circuit to 0 V or to output, one channel at a time, supply voltage correctly applied
²⁾ Other options upon request



Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	36 of 130

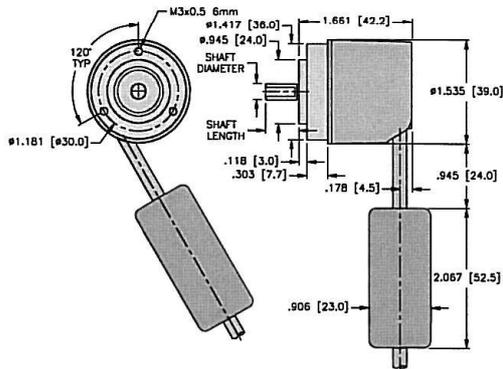
**Rotary Measurement Technology
Absolute Encoders, Multiturn**



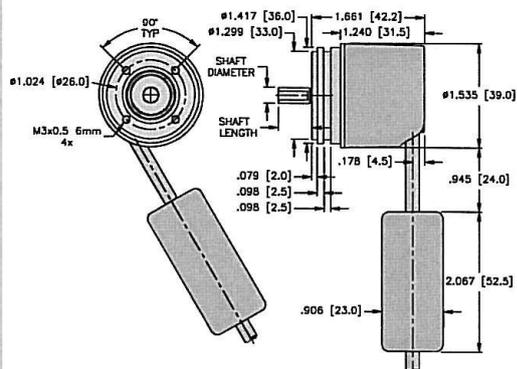
Sendix absolute, multiturn type F3663 (shaft) / F3683 (blind / hollow shaft) SSI/BISS

Dimensions: F3663 shaft version

**F3663 flanges 1 & 3
Cable connection 1 & 2**

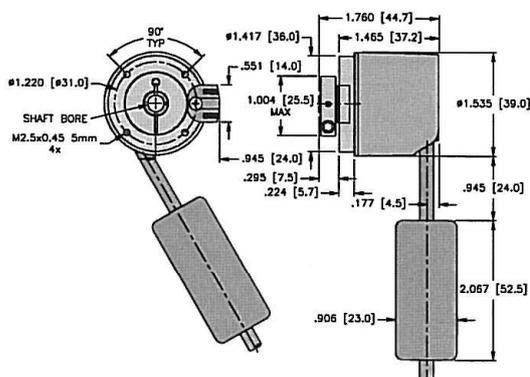


**F3663 flanges 2 & 4
Cable connection 1 & 3**

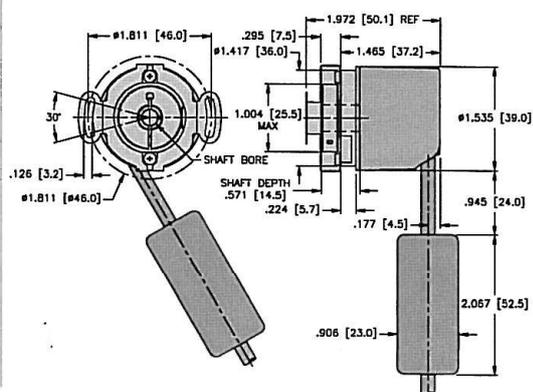


Dimensions: F3683 hollow shaft version

**F3683 flange 1
Cable connection 1 & 3**



**F3683 flanges 2 (blind hollow shaft)
Cable connection 1 & 3**



 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		37 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

Rotary Measurement Technology Absolute Encoders, Multiturn

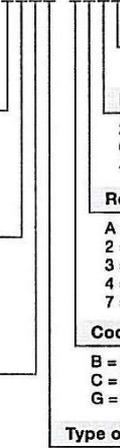
TURCK

Industrial
Automation

Sendix absolute, multiturn type F3663 (shaft) / F3683 (blind / hollow shaft) SSI/BiSS

Part number key: F3663 shaft version

T8.F3663.XXXX.XXXX

<p>Type</p>		<p>Inputs/outputs</p> <p>2 = SET, DIR Input</p>	
<p>Flange</p> <p>1 = clamping flange Ø 36 mm, IP67 2 = servo flange Ø 36 mm, IP67 3 = clamping flange Ø 36 mm, IP65 4 = servo flange Ø 36 mm, IP65</p>		<p>Resolution Multiturn</p> <p>2 = 12 bit MT 6 = 16 bit MT 4 = 24 bit MT</p>	
<p>Shaft (Ø x L)</p> <p>1 = Ø 6 mm x 12.5 mm 2 = Ø 6.35 mm (1/4") x 12.5 mm 3 = Ø 8 mm x 15 mm 4 = Ø 9.525 mm (3/8") x 15.875 mm (5/8") 5 = Ø 10 mm x 20 mm</p>		<p>Resolution Singleturn</p> <p>A = 10 bit ST 2 = 12 bit ST 3 = 13 bit ST 4 = 14 bit ST 7 = 17 bit ST</p>	
<p>Output and voltage supply</p> <p>1 = 5 VDC, SSI or BiSS 2 = 10-30 VDC, SSI or BiSS 3 = 5 VDC, SSI or BiSS, and 2048 ppr SinCos 4 = 10-30 VDC, SSI or BiSS, and 2048 ppr SinCos 5 = 5 VDC, SSI or BiSS with sensor outputs for monitoring the supply voltage on the encoder 6 = 5 VDC, SSI or BiSS, and 2048 ppr SinCos with sensor outputs for monitoring the supply voltage on the encoder 7 = 5 VDC, SSI or BiSS and 2048 ppr. incr. signals RS422 8 = 10-30 VDC, SSI or BiSS and 2048 ppr. incr. signals RS422</p>		<p>Code</p> <p>B = SSI, binary C = BiSS, binary G = SSI, gray</p>	
		<p>Type of connection</p> <p>1 = tangential cable outlet (1 m PUR) 3 = tangential cable outlet (5 m PUR)</p>	

Le choix s'est porté sur le modèle ayant les caractéristiques suivantes:

Arbre plein	(Shaft version)	T8.F3663
Bride	(Flange)	3 Clamping/IP65
Arbre	(Shaft)	5 Diam 10x20 mm
Alimentation électrique	(Output and voltage supply)	2 10-30 VDC/SSI/BISS
Câble	(Type of connection)	1 1m
Code	(Code)	G SSI / Gray
Résolution	(Resolution Singleturn)	7 17 bit ST
Résolution multitour	(Resolution Multiturn)	2 12 bit MT
Entrée/sortie	(Inputs/outputs)	2 SET, DIR input
Précision absolue		33 arcsec

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		38 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7 ENTRAINEMENT SELON L'AXE DE BASCULEMENT

7.1 Principe de fonctionnement

Pour sélectionner les foyers Nasmyth ou le foyer Cassegrain le miroir est monté sur un axe perpendiculaire à l'axe de rotation.

De chaque côté du support du miroir une paire de roulements à contact oblique sont accouplés en montage O et installés dans un logement. Sur un des paliers les roulements sont maintenus d'une façon rigide tandis que de l'autre côté les roulements peuvent glisser pour compenser la dilatation différentielle.

L'entraînement de cette bascule est assuré par une table développée par l'Observatoire de Genève qui comprend un corps de table fixé sur une extrémité, un chariot mobile guidé par des rails à billes et entraîné par une vis à rouleaux satellites. Un moteur réducteur entraîne le chariot par l'intermédiaire d'une paire d'engrenages à rattrapage de jeu. Un codeur absolu linéaire nous renseigne sur la position de la table et assure la précision de positionnement. Le chariot mobile est relié au support miroir par l'intermédiaire d'une bielle. Tous ces éléments doivent être d'une rigidité maximale et naturellement exempts de jeu.

7.2 Détermination des forces en présence

Selon dessin ci-dessous

Pour simplifier nous considérons uniquement le poids du miroir et de son support

Le couple maximum est appliqué lorsque le tube du télescope est vertical et le miroir en position Cassegrain.

La distance entre le centre de rotation et la fixation de la bielle est de 90 mm

7.2.1 *Position Cassegrain*

$$F \cdot 90 = (23 \cdot 102) + (93 \cdot 29,4)$$

$$F = 56(N)$$

Selon le chapitre 6.3.2 si nous considérons un équilibrage de la bascule de 10 N nous aurons la solution suivante :

$$F \cdot 90 = (23 \cdot 102) + (93 \cdot 29,4) + (10 \cdot 97,3)$$

$$F = 67,3(N)$$

7.2.2 *Position Nasmyth*

$$F \cdot 96,2 = (-23 \cdot 11,3) - (93 \cdot 18)$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		39 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

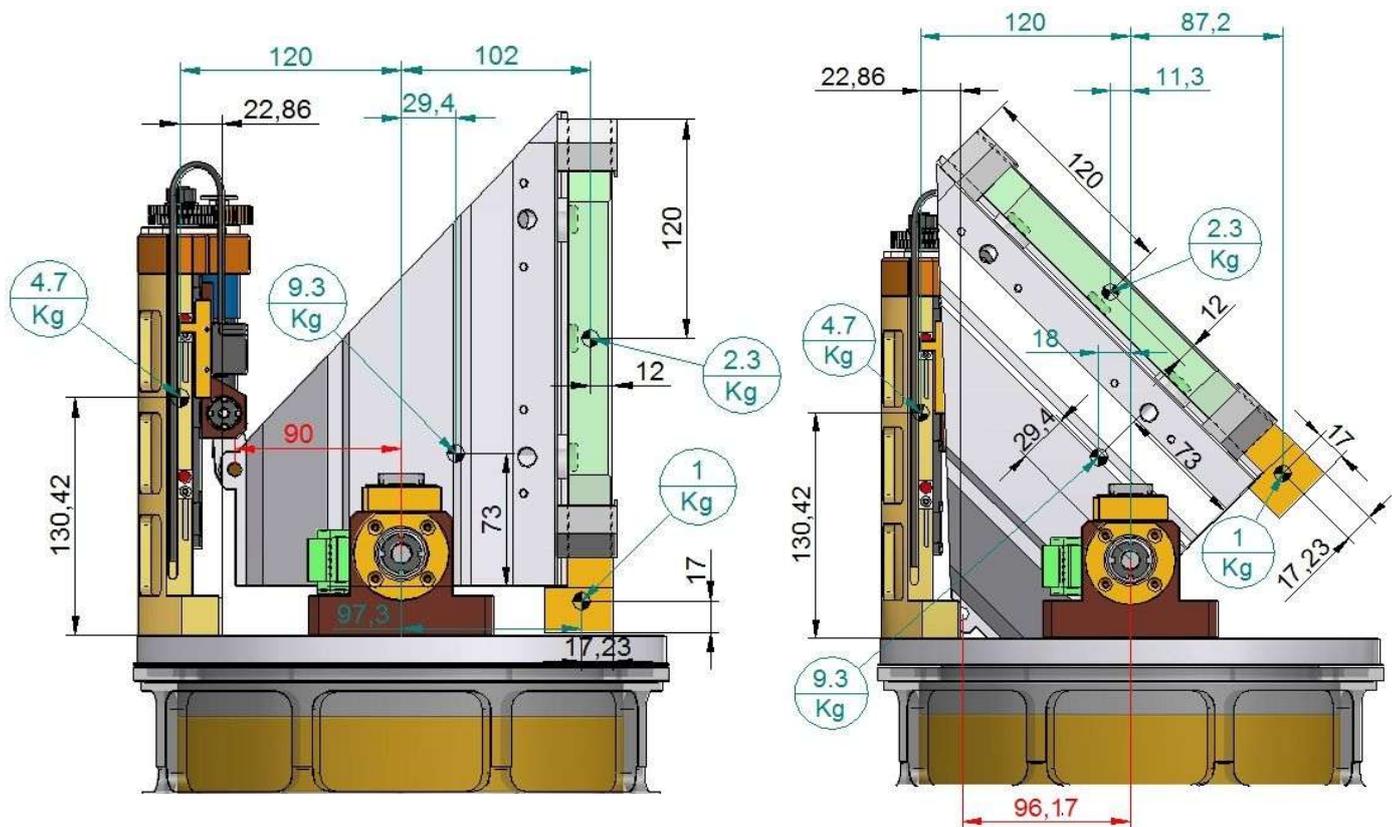
$$F = -20(N)$$

En considérant un équilibrage de la bascule de 10 N nous aurons la solution suivante :

$$F \cdot 97,2 = (-23 \cdot 11,3) - (93 \cdot 18) + (10 \cdot 87,2)$$

$$F = -11 (N)$$

L'intérêt d'équilibrer la bascule est de minimiser la force d'entraînement en position Nasmyth.
En le combinant avec une charge sur le palier on peut mieux répartir les forces également en rotation.



Position Cassegrain

Position Nasmyth

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		40 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.3 Table de déplacement

La stratégie pour la réalisation de cette commande est de garantir la plus grande rigidité de chaque élément afin de rendre l'ensemble le plus rigide possible.

Nous avons choisi pour l'entraînement une vis à rouleau satellite de la maison Rollvis qui a une très grande rigidité et qui est irréversible. Le modèle RV 10x1 est le diamètre de vis le plus grand que nous pouvons implanter dans l'encombrement à disposition.

7.3.1 Détermination de la vis à rouleaux satellite

7.3.1.1 Course maximum de la vis

Lorsque le chariot est complètement rentré soit en position Cassegrain, la distance entre l'écrou et le palier (roulement) est de 16,5 mm

Lorsque le chariot est complètement sorti soit en position Nasmyth, la distance entre l'écrou et le palier (roulement) est de 93 mm

La course est de $93 - 16,5 = 76,5$ (mm)

7.3.1.2 Calcul de la vis au flambage (rigidité C_s)

Les calculs sont basés sur le manuel de la maison Rollvis à Genève

$$C_s = \frac{164 \cdot d_o^2}{L} = \frac{164 \cdot 10^2}{93}$$

$$C_s = 176,3 \text{ (N/}\mu\text{)}$$

L = longueur de la vis entre palier et écrou (mm)

d_o = Diamètre nominal de la vis (mm)

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	41 of 130

7.3.1.3 *Rigidité de l'écrou pour un montage avec 1 écrou*

$$C_{me} = f_m \cdot f_k \cdot \sqrt[3]{F_n}$$

$$C_{me} = (\text{N}/\mu)$$

$$F_n = \text{Charge axiale (N)}$$

$$F_v = \text{Précharge}$$

$$F_n = 2,83 \cdot F_v$$

$$f_m = 0,75 \text{ Facteur de correction selon tableau}$$

Valeur utilisée pour F_n inférieur à 1694N

$$f_k = 54,7 \text{ Facteur de correction selon tableau}$$

Selon Rollvis

La précharge $F_v = 600$ (N)

$$F_n = 2,83 \cdot 600$$

$$F_n = 1698 \text{ (N)}$$

$$C_{me} = 0,75 \cdot 54,7 \cdot \sqrt[3]{1698}$$

$$C_{me} = 489,4 \text{ (N}/\mu)$$

7.3.1.4 *Couple (moment) de l'écrou à vide*

$$M_v = \frac{c \cdot p \cdot F_v}{2000 \cdot \pi}$$

p = Pas de la vis (mm)

c = Coefficient de frottement rapporté à la précharge

$$M_v = \frac{0,605 \cdot 1 \cdot 600}{2000 \cdot \pi}$$

$$M_v = 0,0577 \text{ (Nm) soit } 5,8 \text{ (Ncm)}$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		42 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.3.1.5 *Rigidité du palier*

Le choix du roulement s'est porté sur un roulement à contact oblique.

INA ZKLN 1034

Raideur 325 (N/μ)

Couple de rotation $M_p = 6$ (Ncm)

7.3.1.6 *Détermination de la raideur de l'entraînement*

$$\frac{1}{C_{ges}} = \frac{1}{Palier} + \frac{1}{Vis} + \frac{1}{Ecrou}$$

$$\frac{1}{C_{ges}} = \frac{1}{325} + \frac{1}{176} + \frac{1}{489,4}$$

$$C_{ges} = 92,6 \text{ (N/}\mu\text{)}$$

On voit que le point faible est le diamètre de la vis malheureusement l'encombrement à disposition ne nous permet pas d'installer une vis avec une section plus importante.

Pour diminuer le couple moteur sans nuire d'une façon significative à la rigidité globale nous pouvons diminuer la précharge dans l'écrou pour avoir une raideur équivalente au palier soit :

$$325 \text{ (N/}\mu\text{)}$$

$$\frac{1}{C_{ges}} = \frac{1}{325} + \frac{1}{176} + \frac{1}{325}$$

$$C_{ges} = 84,5 \text{ (N/}\mu\text{)}$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		43 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.3.1.7 *Détermination de la précharge*

Considérant les forces en présence, la maison Rollvis nous recommande d'installer une vis avec un seul écrou fendu préchargé

$$C_{me} = f_m \cdot f_k \cdot \sqrt[3]{F_n}$$

$$C_{me} = (\text{N}/\mu)$$

$$F_n = \text{Charge axiale (N)}$$

$$f_m = 1 \text{ Facteur de correction selon tableau}$$

$$f_k = 34,5 \text{ Facteur de correction selon tableau}$$

$$F_n = \left(\frac{C_{me}}{f_m \cdot f_k} \right)^3 = \left(\frac{325}{1 \cdot 34,5} \right)^3$$

$$F_n = 835,9 \text{ (N)}$$

$$F_n = 2,83 \cdot F_v$$

$$F_v = \frac{814,5}{2,83} = 295 \text{ (N)}$$

7.3.1.8 *Détermination du couple à vide*

$$M_v = \frac{c \cdot p \cdot F_v}{2000 \cdot \pi}$$

p = Pas de la vis (mm)

c = Coefficient de frottement rapporté à la précharge

$$M_v = \frac{0,605 \cdot 1 \cdot 295}{2000 \cdot \pi}$$

$$M_v = 0,0284 \text{ (Nm) soit } 2,8 \text{ Ncm}$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		44 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.3.1.9 *Couple engendré par la charge*

$$M_l = \frac{F_n \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta}$$

$$F_n = 67,3 \text{ (N) équilibré}$$

$$M_l = \frac{67,3 \cdot 1}{2000 \cdot \pi \cdot 0,81}$$

$$\eta = 0,81$$

$$p = 1 \text{ (mm)}$$

$$M_l = 0,0132 \text{ (Nm)} \text{ soit } 1,3 \text{ (Ncm) bascule équilibrée}$$

7.3.1.10 *Couple total au niveau du réducteur*

$$M_t = (M_v + M_l + M_p) \eta$$

$$M_v = \text{Couple à vide de la vis } 2,8 \text{ (Ncm)}$$

$$M_l = \text{Couple engendré par la charge } 1,5 \text{ (Ncm)}$$

$$M_t = \frac{(2,8 + 1,3 + 6) 100}{80}$$

$$M_p = \text{Couple du palier } 6 \text{ (Ncm)}$$

$$M_t = 12,62 \text{ (Ncm)}$$

$$\eta = \text{Rendement de la paire d'engrenage } 80 \%$$

Nous considérerons pour simplifier un couple de **13 (Ncm)**.

7.3.1.11 *Couple maximum autorisé sur la vis*

$$M_l = \frac{Co \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta}$$

$$Co = \text{Charge statique } 8500 \text{ (N)}$$

$$\eta = 0,81$$

$$M_l = \frac{8500 \cdot 1}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = 1,67 \text{ (Nm) soit } 167 \text{ (Ncm)}$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		45 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.3.2 *Détermination du réducteur*

La stratégie de la motorisation est d'employer le plus possible des éléments déjà utilisés sur le télescope.

Pour la motorisation d'Hermès nous avons employé un réducteur de la série 23/1 dont les caractéristiques sont les suivantes :

Rapport utilisé sur Hermès :	43 :1
Couple maximum de l'arbre de sortie en service permanent :	70 (Ncm)
Couple maximum de l'axe de sortie en service intermittent :	100 (Ncm)
Vitesse maximum à l'entrée du réducteur :	4000 (t/min)
Jeu angulaire :	< = 1 (degré)

7.3.2.1 *Temps nécessaire pour changer de foyer*

Course = 76,5 (mm)

p = pas 1 (mm)

L'accélération n'est pas tenue en compte

$$\text{Vitesse de rotations de la vis} = \frac{4000 (t/\text{min})}{43} = 93 (t/\text{min})$$

$$\text{Durée du déplacement} = \frac{\text{Course} \cdot 60}{V_r \cdot p}$$

$$\text{Durée du déplacement} = \frac{76,5 \cdot 60}{93 \cdot 1}$$

$$\text{Durée du déplacement} = 49,4 (\text{sec})$$

Nous n'avons pas vraiment le choix concernant la vitesse de déplacement car la réduction inférieure est de 14 :1 mais avec un couple de service permanent de seulement 30 (Ncm)

Pour diminuer la durée de mise en place on devrait prendre un réducteur de la série 26/1 qui a un couple en service permanent de 350 (Ncm) avec un rapport de réduction de 23 :1

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	46 of 130

7.3.2.2 *Contrôle du réducteur sous charge*

Selon le chapitre 7.3.1.10 le couple maximum qui agit sur le réducteur est de :

$$M_t = 13 \text{ (Ncm)}$$

Le couple en service permanent pour le réducteur de la série 23:1 avec une réduction de 43:1 est de :

$$M_{\text{max}} = 70 \text{ (Ncm)}$$

$$\text{Facteur de sécurité (permanent)} = \frac{70}{13} = 5,4$$

$$\text{Facteur de sécurité (intermittent)} = \frac{100}{13} = 7,7$$



Réducteurs planétaires

0,7 Nm

Combinaisons avec
Micromoteurs C.C.:
2224, 2230, 2232, 2233, 2237, 2342
Servomoteurs C.C. sans balais:
2057, 2232 BSL, 2248 BSL, 2444
Moteur pas à pas:
AM2224

Série 23/1

	23/1
Matériau du boîtier	métal
Matériau des engrenages	acier
Vitesse max. recommandée à l'entrée:	4 000 rpm
- pour service permanent	≤ 1°
Jeu angulaire typique, sans charge	roulements à billes précontraints
Palier de l'arbre de sortie	
Charge de l'arbre max.:	
- radiale (à 10 mm de la face)	≤ 170 N
- axiale	≤ 150 N
Pression sur l'arbre max.	≤ 150 N
Jeu de l'arbre:	
- radial (à 10 mm de la face)	≤ 0,03 mm
- axial	≤ 0,10 mm
Température d'utilisation	- 30 ... + 100 °C

Spécifications

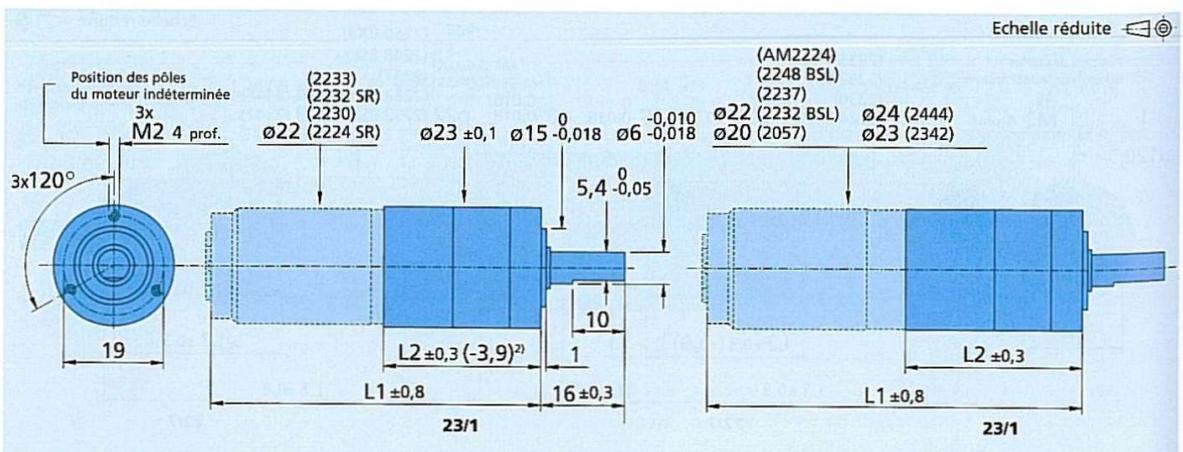
Rapport de réduction (nominal)	Poids sans moteur	Longueur sans moteur L2	Longueur avec moteur ³⁾						Couple d'entraînement		Sens de rotation (réversible)	Rendement
			2224 U	2230 U	2232 U	2233 U	2237 S	2342 S	Service permanent	Service intermittent		
	g	mm	L1	L1	L1	L1	L1	L1	M max. mNm	M max. mNm		%
3,71:1 ¹⁾	60	24,0	48,2	54,0	56,2	56,6	—	—	200	400	=	88
3,71:1	60	27,9	—	—	—	—	64,9	69,9	200	400	=	88
14 :1	70	34,1	54,4	60,2	62,4	62,8	71,1	76,1	300	600	=	80
43 :1	90	40,3	60,6	66,4	68,6	69,0	77,3	82,3	700	1 000	=	70
66 :1	90	40,3	60,6	66,4	68,6	69,0	77,3	82,3	700	1 000	=	70
134 :1	100	46,4	66,7	72,5	74,7	75,1	83,4	88,4	700	1 000	=	60
159 :1	100	46,4	66,7	72,5	74,7	75,1	83,4	88,4	700	1 000	=	60
246 :1	100	46,4	66,7	72,5	74,7	75,1	83,4	88,4	700	1 000	=	60
415 :1	110	52,6	72,9	78,7	80,9	81,3	89,6	94,6	700	1 000	=	55
592 :1	110	52,6	72,9	78,7	80,9	81,3	89,6	94,6	700	1 000	=	55
989 :1	110	52,6	72,9	78,7	80,9	81,3	89,6	94,6	700	1 000	=	55
1 526 :1	110	52,6	72,9	78,7	80,9	81,3	89,6	94,6	700	1 000	=	55

¹⁾ Réducteurs avec rapport de réduction 3,71:1 pour moteurs 2224, 2230, 2232 et 2233 sont disponibles comme type 23/1 - 3,71:1 - K288

²⁾ Seulement pour réducteurs avec rapport de réduction ≥ 14:1

³⁾ Longueur avec moteur
2057 S ... B = L2 + 57 mm
AM2224 = L2 + 27,6 mm
2232 S ... BSL = L2 + 32,4 mm
2248 S ... BSL = L2 + 48 mm
2444 S ... B = L2 + 44 mm

Note: Les rapports de réduction indiqués sont des valeurs nominales arrondies, les valeurs exactes sont disponibles sur demande.



 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		48 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.3.3 Détermination du limiteur de couple

Couple de sortie réducteur en service permanent	70	(Ncm)
Couple de sortie réducteur en service intermittent	100	(Ncm)
Couple nécessaire pour entraîner la table	13	(Ncm)
Couple pessimiste	25	(Ncm)

Nous choisirons un limiteur de couple identique à celui employé dans Hermès, ce dernier déclenche entre 50 et 60 (Ncm). Nous aurons un facteur de sécurité d'environ 2 fois par rapport au couple en service permanent et une sécurité également de 2 fois par rapport au couple pessimiste d'entraînement.

Par rapport au couple calculé d'entraînement nous aurons la valeur suivante : $\frac{50}{13} = 3,84$

7.3.4 Détermination du moteur

Couple maximum à la sortie du réducteur : $M_t = 14$ (Ncm)

Rendement du réducteur : $\eta = 70\%$

Réduction : 43 :1

$$\text{Couple moteur nécessaire} = \frac{14 \cdot 100}{70 \cdot 43} = 0,43 \text{ (Ncm) soit } 4,3 \text{ (mNm)}$$

Pour le moteur Faulhaber série N° 2057 nous avons les valeurs suivantes :

Couple moteur au démarrage : 144 (mNm)

Couple maximum en fonctionnement : 16,5 (mNm)

Couple maximum à 4000 t/min : 18 (mNm)

$$\text{Facteur de sécurité} = \frac{16,5}{4,3} = 3,8$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		49 of 130	
T4 Euler			



Servomoteurs C.C. sans balais

16,5 mNm

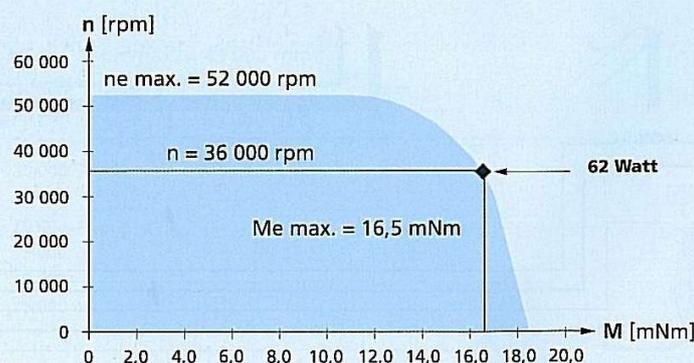
Combinaisons avec
 Réducteurs:
 20/1, 23/1
 Codeurs:
 IE2 - 64 ... 512, 5500, 5540
 Electroniques de commande:
 SC ..., BLD ..., MCBL ...

Série 2057 ... B

	2057 S	012 B	024 B	
1 Tension nominale	U_N	12	24	Volt
2 Résistance entre phases	R	0,55	1,42	Ω
3 Puissance utile ¹⁾	$P_2 \text{ max.}$	61	62	W
4 Rendement	$\eta \text{ max.}$	82	83	%
5 Vitesse à vide	n_0	21 900	26 500	rpm
6 Courant à vide (avec l'arbre ϕ 3,0 mm)	I_0	0,210	0,147	A
7 Couple de démarrage	M_H	113	144	mNm
8 Couple de frottement statique	C_0	0,28	0,28	mNm
9 Coefficient de frottement dynamique	C_v	$3,70 \cdot 10^{-5}$	$3,70 \cdot 10^{-5}$	mNm/rpm
10 Constante de vitesse	k_n	1 840	1 116	rpm/V
11 Constante FEM	k_E	0,543	0,896	mV/rpm
12 Constante de couple	k_M	5,19	8,56	mNm/A
13 Constante de courant	k_I	0,193	0,117	A/mNm
14 Pente de la courbe n/M	$\Delta n / \Delta M$	195	185	rpm/mNm
15 Inductance entre phases	L	68	117	μH
16 Constante de temps mécanique	τ_m	8	8	ms
17 Inertie du rotor	J	3,95	3,95	gcm^2
18 Accélération angulaire	$\alpha \text{ max.}$	286	365	$\cdot 10^3 \text{ rad/s}^2$
19 Résistances thermiques	R_{th1} / R_{th2}	2,8 / 11,5		K/W
20 Constantes de temps thermiques	τ_{w1} / τ_{w2}	10 / 590		s
21 Températures d'utilisation		-30 ... +125		°C
22 Paliers de l'arbre		roulements à billes précontraints		
23 Charge max. sur l'arbre:				
- radiale à 3 000/20 000 rpm (4,5 mm de la flasque frontale)		28 / 14		N
- axiale à 3 000/20 000 rpm (seulement en poussée)		17 / 11		N
- axiale à l'arrêt (seulement en poussée)		75		N
24 Jeu de l'arbre:				
- radial	\leq	0,015		mm
- axial	$=$	0		mm
25 Matériau du boîtier		aluminium, anodisé noir		
26 Poids		95		g
27 Sens de rotation		réversible électroniquement		
Valeurs recommandées - indépendantes les unes des autres				
28 Vitesse jusqu'à ²⁾	$n_{e \text{ max.}}$	52 000	52 000	rpm
29 Couple jusqu'à ^{1) 2)}	$M_{e \text{ max.}}$	16,1	16,5	mNm
30 Courant jusqu'à ^{1) 2)}	$I_{e \text{ max.}}$	3,41	2,12	A

¹⁾ à 36 000 rpm,

²⁾ limite thermique avec un R_{th2} réduit de 55%



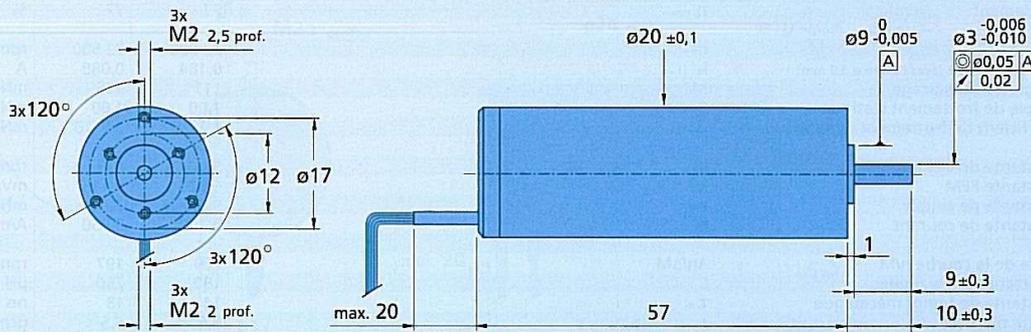
Plage de travail recommandée en régime continu



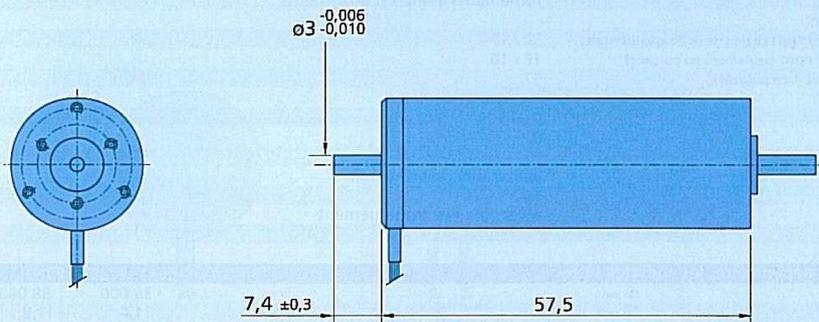
Options

K1000:
Moteurs en exécution stérilisable.
K1155:
Moteurs pour combinaisons avec
Contrôleur de mouvement
MCBL 3003/06 S, MCBL 3003/06 C.

2057 S ... B



2057 S ... B - K312 avec arbre sortie arrière

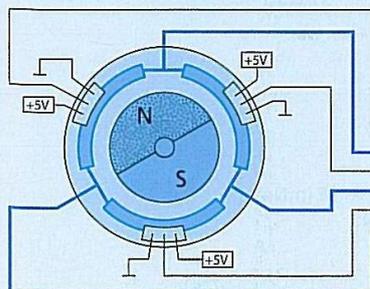


Informations pour câbles et connexions



Câbles

Fils seuls, matériau PTFE
longueur 300 mm ± 15 mm
5 conducteurs, AWG 26
3 conducteurs, AWG 24



Δ Bobinage couplé
en triangle 3 x 120°

+5V

Connexions

Fonction	Couleur
A Capteur Hall	vert
A Phase	brun
B Capteur Hall	bleu
B Phase	orange
C Capteur Hall	gris
C Phase	jaune
+5V Alimentation	rouge
GND logique	noir

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		51 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.4 Engrenages

Rapport d'engrenages 1 : 1

7.4.1 *Roue à rattrapage de jeu installé sur la vis*

Type denture droite
Module 0,8
Dp 34,4 (mm)
Largeur dent 5 (mm)

Matière Acier Inox X17CrNi16-2 Résistance à la traction $\sigma_r = 800$ (N/mm²)
Equivalent : Limite élastique $\sigma_{0,2} = 600$ (N/mm²)
Acier Inox Bohler N350 Pression spécifique 700 (N/mm²)

Traitement Aucun
Nbr de dents 43

7.4.2 *Roue simple installée sur moteur (limiteur de couple)*

Type Denture droite
Module 0,8
Dp 34,4 (mm)
Largeur dent 10 (mm)

Matière Bronze BS 13 Duralit Résistance à la traction $\sigma_r = 600$ (N/mm²)
Limite élastique $\sigma_{0,2} = 300$ (N/mm²)
Pression spécifique 425 (N/mm²)

Traitement Aucun
Nbr de dents 43

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		52 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.4.3 *Contrôle des engrenages*

Trois paramètres seront contrôlés :

Résistance de la denture au couple maximum.

Précision spécifique au couple de travail.

Rapport de conduite.

7.4.3.1 *Résistance de la denture au couple maximum*

Le couple maximum est celui protégé par le limiteur de couple soit $Mt = 60$ (Ncm) nous prendrons 100 (Ncm) pour les calculs qui est le couple maximum du réducteur.

Formule de la Harpe (formule pessimiste)

$$\sigma = \frac{F_t}{0,183 \cdot b \cdot m}$$

$$F_t = \frac{Mt \cdot 2}{dp}$$

$$F_t = \frac{100 \cdot 2}{3,44} = 58 \text{ (N)}$$

$$\sigma = \frac{58}{0,183 \cdot 5 \cdot 0,8} = 79 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

m = module 0,8

dp = diamètre primitif 34,4 (mm)

b = largeur des dents 5 (mm)

F_t = force tangentielle

Selon Maag 1963 $\sigma_{F_{\text{réf}}}$

$$\sigma_{F_{\text{réf}}} = \frac{w'}{m} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t} \cdot Y_{Fa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_u}$$

$$w' = \frac{F_t}{b}$$

$$F_t = \frac{Mt \cdot 2}{dp}$$

$$F_t = \frac{100 \cdot 2}{3,44} = 58 \text{ (N)}$$

Y_{Fa} = Selon table Maag 2,45 pour un angle d'hélice de 20 degrés

Σ = Rapport de conduite selon table = 1,64

$\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t} = 1$ pour des engrenages droits

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		53 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

$$\sigma_{Fréf} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot \frac{1}{\Sigma}$$

$$\sigma_{Fréf} = \frac{58}{5 \cdot 0,8} \cdot 2,45 \cdot \frac{1}{1,64} = 21,7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Pour le matériau le moins résistant soit le bronze, nous aurons une valeur de sécurité de :
Résistance à la rupture

$$\text{Coefficient de sécurité} = \frac{\sigma_{matériaux}}{\sigma_{Fréf}} = \frac{280}{21,7} = 12,9$$

Résistance à la limite élastique

$$\text{Coefficient de sécurité} = \frac{\sigma_{matériaux}}{\sigma_{Fréf}} = \frac{150}{21,7} = 6,9$$

7.4.3.2 *Résistance de la denture à la pression spécifique*

Le couple de travail est égal à **13 (Ncm)** par contre pour compenser les jeux de la denture on doit introduire une précontrainte au moins égale au couple de travail ce qui augmente la pression spécifique dans la denture.

Nous prendrons pour les calculs une valeur de couple de : **30 (Ncm)**

Pression de contact selon Maag 1963 σ_H

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w^*(u+1)^2}{2 \cdot a \cdot u}} \cdot z_H \cdot z_E$$

$$w^* = \frac{F_t}{b}$$

$$F_t = \frac{Mt \cdot 2}{d_p}$$

$$a = m \frac{z_1 + z_2}{2}$$

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha_u}}$$

a = Entre axe

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{43}{43} = 1$$

Z_1 = Nombre de dents Pignon 43

Z_2 = Nombre de dents Couronne 258

M = Module 0,8

$\beta = 0$ pour engrenage droit

E = Module élasticité Acier 210'000 (N/mm²)

Bz 90'000 (N/mm²)

V = Poisson ratio Acier 0,3

Bz 0,3

Dp = Diamètre primitif couronne 34,4 (mm)

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		54 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

$$z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-V_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-V_2^2}{E_2} \right)}}$$

$$F_t = \frac{30(\text{N/cm}) \cdot 2}{3,44(\text{cm})} = 17,44(\text{N})$$

$$w = \frac{17,44(\text{N})}{5(\text{mm})} = 3,5(\text{N/mm})$$

$$a = 0,8 \frac{43+43}{2} = 34,4(\text{mm})$$

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 0^\circ}{\sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 2,5$$

$$z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-0,3^2}{90000} \right) + \left(\frac{1-0,3^2}{210000} \right)}} = 148$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{3,5(1+1)^2}{2 \cdot 34,4 \cdot 1}} \cdot z_H \cdot z_E$$

$$\sigma_H = 0,45 \cdot 2,5 \cdot 148$$

$$\sigma_{Ho} = 167(\text{N/mm}^2)$$

Résistance à la pression spécifique

$$\text{Coefficient de sécurité pour le Bronze} = \frac{\sigma_{matériaux}}{\sigma_{Fréf}} = \frac{205}{167} = 1,23$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		55 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

7.4.3.3 *Rapport de conduite ε*

$$\varepsilon = \frac{E_1 E_2}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$$

$$E_1 E_2 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha} - (r_1 + r_2) \sin \alpha$$

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{0,8 \cdot 43}{2} = 17,2$$

$$r_{a1} = \frac{m(z_1 + 2)}{2} = \frac{0,8(43 + 2)}{2} = 18$$

$$E_1 E_2 = 2 \sqrt{18^2 - 17,2^2 \cos^2 20^\circ} - (17,2 + 17,2) \sin 20^\circ$$

$$E_1 E_2 = 4,0796$$

$$\varepsilon = \frac{E_1 E_2}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{4,0796}{\pi \cdot 0,8 \cdot \cos 20^\circ} = 1,7274 \quad \text{L'abaque de Maag nous donne une valeur de 1,64}$$

Selon la littérature le rapport de conduite doit être supérieur à 1,4 pour des engrenages rapides.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		56 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

Codeur linéaire pour le basculement

Le miroir bascule selon un axe perpendiculaire à l'axe du tube du télescope. Ce mouvement est entraîné par l'intermédiaire d'une table à déplacement linéaire.

La précision est importante car elle est de l'ordre du centième de mm.

7.4.4 Choix du codeur linéaire



Specifications	LIP 481	LIP 471						
Measuring standard* Coefficient of linear expansion	DIADUR phase grating on Zerodur glass ceramic or glass $\alpha_{\text{therm}} \approx (0 \pm 0,1) \cdot 10^{-8} \text{ K}^{-1}$ (Zerodur glass ceramic) $\alpha_{\text{therm}} \approx 8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ (glass)							
Accuracy grade*	$\pm 1 \mu\text{m}$, $\pm 0,5 \mu\text{m}$ (higher accuracy grades on request)							
Measuring length ML* in mm	70	120	170	220	270	320	370	420
Reference marks* LIP 4x1R LIP 4x1A	One at midpoint of measuring length None							
Incremental signals	$\sim 1 \text{V}_{\text{PP}}$		\square TTL					
Grating period	4 μm							
Integrated interpolation* Signal period	– 2 μm	5-fold 0,4 μm				10-fold 0,2 μm		
Cutoff frequency –3dB	$\geq 250 \text{ kHz}$		–					
Scanning frequency* Edge separation <i>a</i>	–	$\leq 200 \text{ kHz}$ $\geq 0,220 \mu\text{s}$	$\leq 100 \text{ kHz}$ $\geq 0,465 \mu\text{s}$	$\leq 50 \text{ kHz}$ $\geq 0,950 \mu\text{s}$	$\leq 100 \text{ kHz}$ $\geq 0,220 \mu\text{s}$	$\leq 50 \text{ kHz}$ $\geq 0,465 \mu\text{s}$	$\leq 25 \text{ kHz}$ $\geq 0,950 \mu\text{s}$	
Traversing speed	$\leq 30 \text{ m/min}$	$\leq 24 \text{ m/min}$	$\leq 12 \text{ m/min}$	$\leq 6 \text{ m/min}$	$\leq 12 \text{ m/min}$	$\leq 6 \text{ m/min}$	$\leq 3 \text{ m/min}$	
Power supply Current consumption	5 V \pm 5 % < 190 mA		5 V \pm 5 % < 200 mA (without load)					
Electrical connection* Cable length	Cable 0,5 m, 1 m, 2 m or 3 m with D-sub connector (15-pin), interface electronics in the connector $\leq 30 \text{ m}$ (with HEIDENHAIN cable)							
Vibration 55 to 2000 Hz Shock 11 ms	$\leq 200 \text{ m/s}^2$ (EN 60068-2-6) $\leq 500 \text{ m/s}^2$ (EN 60068-2-27)							
Operating temperature	0 °C to 40 °C							
Weight Scanning head	25 g (LIP 4x1A), 50 g (LIP 4x1 R), each without connecting cable							
connector	140 g							
Scale	5,6 g + 0,2 g/mm measuring length							
Connecting cable	38 g/m							

* Please select when ordering

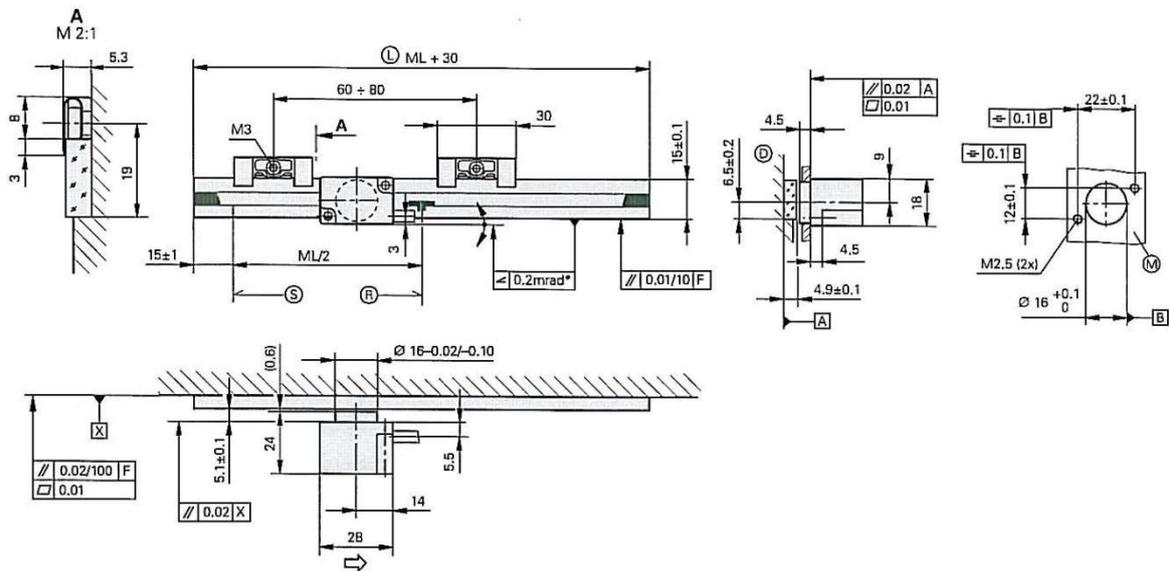
 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		57 of 130	
T4 Euler			

LIP 400 Series

Incremental linear encoders with very high accuracy

- For limited installation space
- For measuring steps of 1 μm to 0.005 μm

LIP 471 R/LIP 481 R



Le choix s'est porté sur le modèle ayant les caractéristiques suivantes:

Choix du support	(Measuring standard)	Glass	
Précision	(Accuracy grade)	$\pm 1 \mu$	
Distance de mesure	(Measuring length)	120 mm	
Marque de référence	(Reference marks)	LIP4x1R	une référence au centre de la course de mesure.
Signal	(Incremental signals)	TTL	
Vitesse	(Traversing speed)	$\leq 3 \text{ m/min}$	1,5 mm/s
Alimentation	(Power supply)	$5 \text{ V} \pm 5\%$	
Consommation	(Current consumption)	$< 200 \text{ mA}$	Dépend de la vitesse
Câble	(Electrical connection)	0,5 m	Longueur du câble
Température	(Operating temperature)	$0^\circ \text{ à } 40^\circ$	
Nbr. de pinces	(Clamps)	3	

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1	
		Version	1.2	
Date		04.03.2020		
<i>T4 Euler</i>		Page	58 of 130	

Tableau des positions en fonction de l'angle :

Position sur la règle (mm)	Angle (deg)	Remarques
-35.39	-1	
-34	0	Cassegrain
-32.56	1	
0	20.41	Position "Top 0" règle
40.86	44	
42.54	45	Nasmith
44.21	46	
44.92	46.42	Position extrême attention contact du pignon
Course (mm): 76.54		

7.4.5 *Jeu de l'entraînement*

L'écrou étant précontraint et la paire d'engrenages munis d'un dispositif de rattrapage de jeu
Le seul élément pouvant introduire un jeu entre le moteur et le mouvement linéaire est le réducteur.

Selon le fabricant le jeu angulaire typique est inférieur à 1 degré

Bien que la précision de positionnement soit garantie par la règle Heidenhain on peut regarder ce que ce jeu représente en termes de déplacement.

Pas de la vis 1 mm

Déplacement = $1(\text{mm})/360^\circ$

Déplacement = 2,8 microns

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	59 of 130

8 CONCEPTION MECANIQUE

8.1 Limiteur de couple

8.1.1 Limiteur du palier bascule

Ce limiteur sera dimensionné pour un couple de 50 à 60 (Ncm)

8.1.1.1 Recherche de la précontrainte

$$P = \frac{M}{r_{\text{moyen}} \cdot \mu \cdot f}$$

$$P = \frac{60}{1,55 \cdot 0,1 \cdot 2}$$

$$P = 194 \text{ (N)}$$

P = Précontrainte du ressort

M = Moment à transmettre

f = nombre de faces en contact = 2

μ = Bz/Ac surfaces graissées 0,1

$$r_{\text{moyen}} = \frac{R+r}{2} = \frac{2,1+1}{2} = 1,55 \text{ (cm)}$$

Rondelle butée INA

Diamètre ext = 21 (mm)

Diamètre int. = 10 (mm)

Epaisseur = 1 (mm)

8.1.1.2 Contrôle de la pression spécifique

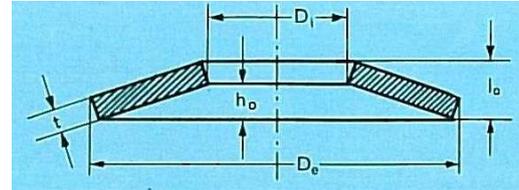
$$S_c = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}$$

$$S_c = \frac{194}{\frac{\pi}{4}(21^2 - 10^2)} = 0,72 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		60 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

8.1.1.3 *Choix des rondelles*

Montage de 10 rondelles montées 5 par 5
Rondelles Schnorr « K »



Diamètre extérieur = 18,8 (mm)	Lo = 0,7 (mm)
Diamètre intérieur = 10,2 (mm)	Ho/t = 1
Epaisseur t = 0,35 (mm)	Force = 51 (N) pour flèche de 0,26 (mm)
Ho = 0,35 (mm)	Flèche à 0,75 de ho

Soit une force par rondelle de : $\frac{194 (N)}{5} = 38,8 (N)$

Avec les rondelles de type K nous ne disposons que d'un point référence force/flèche.

Calcul de la flèche

$$\frac{51 (N)}{0,26 (mm)} = \frac{38,8 (N)}{\text{Flèche}}$$

$$\text{Flèche} = 0,2 (mm)$$

Espace de précontrainte

$$(10 \times t) + 2(ho - \text{flèche}) = (10 \times 0,35) + 2(0,35 - 0,2) = \mathbf{3,8 (mm)}$$

8.1.2 *Limiteur du palier rotation*

Ce limiteur sera dimensionné pour un couple entre 6 et 7 (Nm) soit maximum 700 (Ncm)

8.1.2.1 *Recherche de la précontrainte*

$$P = \frac{M}{r_{\text{moyen}} \cdot \mu \cdot f}$$

$$P = \frac{700}{2,2 \cdot 0,1 \cdot 2}$$

$$P = \mathbf{1590 (N)}$$

P = Précontrainte du ressort

M = Moment à transmettre

f = nombre de faces en contact = 2

μ = Bz/Ac surfaces graissées 0,1

$$r_{\text{moyen}} = \frac{R+r}{2} = \frac{3+1,4}{2} = 2,2 (cm)$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		61 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

8.1.2.2 *Contrôle de la pression spécifique*

$$S_c = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}$$

$$S_c = \frac{1590}{\frac{\pi}{4}(30^2 - 14^2)} = \mathbf{2,9 \text{ (N/mm}^2\text{)}}$$

Rondelle butée

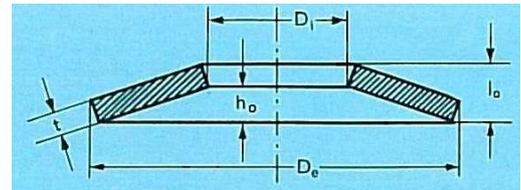
Diamètre ext = 30 (mm)

Diamètre int. = 14 (mm)

Epaisseur = 1,5 (mm)

8.1.2.3 *Choix des rondelles*

Montage de 4 rondelles montées 2 par 2
Rondelles Schnorr



Diamètre extérieur = 28 (mm)

Diamètre intérieur = 14,2 (mm)

Epaisseur t = 0,8 (mm)

h_o = 1 (mm)

Lo = 1,8 (mm)

Ho/t = 1,25

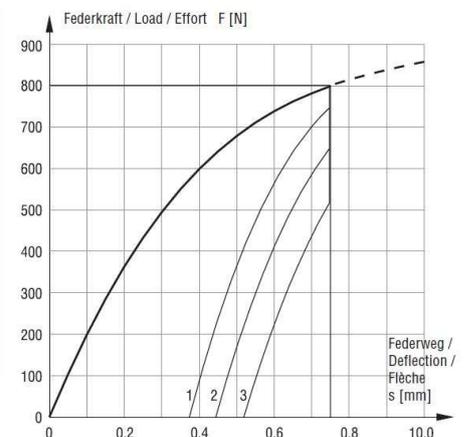
Force = 681 (N) pour flèche de 0,5 (mm)

Flèche à 0,5 de h_o

Force = 801 (N) pour flèche de 0,75 (mm)

Flèche à 0,75 de h_o

28 x 14,2 x 0,8
DIN 2093 - C 28
Gruppe/Group/Groupe 1
Art.Nr. 009 900
Abmessungen / Dimensions [mm]
D _e = 28
D _i = 14,2
t = 0,8
l _o = 1,8
h _o = 1,0
TF-Kennwerte / parameters / rapports
D _e /D _i = 1,972
D _e /t = 35
h _o /t = 1,250
Gewicht / weight / poids
2,760 kg / 1000 St. / pcs



Soit une force par rondelle de $\frac{1590 \text{ (N)}}{2} = 795 \text{ (N)}$

$$\text{Flèche} = (795 - 681) \left(\frac{0,75 - 0,5}{801 - 681} \right) + 0,5 = 0,7375 \text{ (mm)}$$

Espace de précontrainte

$$(4 \times t) + 2(h_o - \text{flèche}) = (4 \times 0,8) + 2(1 - 0,7375) = \mathbf{3,725 \text{ (mm)}}$$

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		62 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

8.2 Dimensionnement des rails de guidage

Les rails sont de la marque Schneeberger, montage type vertical.

Le dimensionnement du rail est choisi pour des raisons pratiques de construction. La charge très faible n'entre pas en considération pour le choix des rails.

L'écartement des rails, la distance de guidage ainsi que la grandeur des cages sont déterminés par les formules de la maison Schneeberger.

$$K \leq L - \frac{H}{2}$$

L = Longueur du rail de guidage

H = Course

K = Longueur de la cage

Q = Ecartement moyen des rails

Longueur de la cage K par rapport à l'écartement moyen Q des rails de guidage

$$\frac{K}{Q} \geq 1$$

Dimension de la course par rapport à la longueur du rail de guidage

$$\frac{H}{L} \leq 0,7 \text{ Pour } H \leq 400 \text{ (mm)}$$

Nombre d'éléments roulants par cage

$$R_A = \frac{K - 2w}{t} + 1$$

w = Distance de l'extrémité de la cage jusqu'au milieu du premier élément de roulement

t = Ecart entre chaque bille

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		63 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

Contrôle des valeurs définies

$$K \leq L - \frac{H}{2}$$

L = Longueur du rail de guidage	100 (mm)
H = Course	80,8 (mm)
Q = Ecartement moyen des rails	54 (mm)
K = Longueur de la cage	

$$K \leq 100 - \frac{80,8}{2} = 59,6 \text{ (mm)}$$

Longueur de la cage K par rapport à l'écartement moyen Q des rails de guidage

$$\frac{K}{Q} \geq 1$$

$$\frac{59,6}{54} = 1,1 \text{ Soit une valeur supérieure à 1}$$

Dimension de la course par rapport à la longueur du rail de guidage

$$\frac{H}{L} \leq 0,7 \text{ Pour } H \leq 400 \text{ (mm)}$$

$$\frac{80,8}{100} = 0,8 \text{ Soit une valeur supérieure à la valeur conseillée}$$

Comme cette table n'est pas chargée et n'est pas vraiment un élément de guidage nous pouvons considérer que cette valeur est suffisante.

Nombre d'éléments roulants par cage

$$R_A = \frac{K - 2w}{t} + 1$$

w = Distance de l'extrémité de la cage jusqu'au milieu du premier élément de roulement

$$R_A = \frac{59,6 - 2 \cdot 2,5}{4,2} + 1$$

2,5 (mm) selon la table

$$R_A = 14 \text{ billes}$$

t = Distance entre billes
4,2 (mm) selon table

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		64 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

8.3 Chaîne guide câbles

Chaîne porte câbles de la maison INGUS

Modèle E2 Micro

Maillons : 25

Embouts : 2

Longueur : 440 (mm)

Référence chaine: 06.20.018/076.0

Référence embout : 060.20.12

8.4 Lubrification

Les engrenages travaillent à sec.

Les réducteurs ont reçu le graissage standard d'usine.

8.5 Traitement de surface

Toutes les pièces en Acier non Inoxydable seront recouvertes par le traitement de surface suivant :

Nickelage chimique épaisseur 20 microns $\pm 2\mu$

Les alésages et les portées des roulements sont également traitées par le même procédé car le dépôt de Nickel est suffisamment précis pour respecter les tolérances.

Pour les parties dans le chemin optique une couche de **Chrome noir mat avec une protection organique** est ajoutée par-dessus le Nickel: Épaisseur de la couche 5 microns de chrome environ.
Épaisseur totale avec la peinture environ 15 microns.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		65 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

9 APPROVISIONNEMENT

DESIGNATION	Nbr	REFERENCE	MARQUE	FOURNISSEUR	PRIX CHF pour une pièce avec TVA
Roulement à billes du palier de rotation	2	KF080BROK 203,20 x 241,30 largeur 19,05	KAYDON	ED.Schupbach AG	La paire 3297.75
Roulement à billes contact oblique palier vis à rouleaux Rollvis	1	ZKLN 1034-2Z 10 x 34 largeur 20	INA	Rollin SA	265.00
Roulement à billes contact oblique Palier bascule	4	7201-B-TVP-P5-UL Roulement de broche 12 x 32 largeur 10	FAG	Rollin SA	300.00
Roulement à billes Bielle	4	F688-2Z-W6 8x16 largeur 6 Collerette 18		Rollin SA	50.00
Roulement pour rattrapage de jeu Codeur et vis Rollvis	2	F688-2Z-W6 8x16 largeur 6 Collerette 18		Rollin SA	
Roulement à billes Entraînement antagoniste	2	Roulement de broche 15x28 largeur 7 B71902-C-T-P4S-UL	FAG	Rollin SA	240.00
Ecrou de précision Bielle	1	ZM06	INA	Rollin SA	105.00
Ecrou de précision Vis à rouleaux Rollvis	1	ZM8	INA	Rollin SA	117.80
Ecrou de précision Codeur axe de rotation	1	ZM8	INA	Rollin SA	
Ecrou de précision Palier bascule		ZM12	INA	Rollin SA	62.70
Rondelles de butée	1	AS 0821 Diam 8/21 ép.1 mm	INA	Rollin SA	5.00
Rondelles de butée	1	AS 1226 Diam 12/26 ép.1 mm	INA	Rollin SA	5.00

DESIGNATION	Nbr	REFERENCE	MARQUE	FOURNISSEUR	PRIX CHF
-------------	-----	-----------	--------	-------------	----------

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		66 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

					pour une pièce avec TVA
Vis à rouleaux satellites	1	RV 10.1	Rollvis SA	Rollvis SA	2395.80
Codeur linéaire	1	LIP 400 Distance de mesure 120 mm	Heidenhain	Heidenhain 1760 Roosdaal	2258.15
Codeur rotatif	1	T8.F3663.3581.B72 2	Kübler	Kübler	539.60 EUR
Servomoteur cc sans balais. Axe de bascule	1	2057+A012595 2057S024B- K1155+23/1-43 :1	Faulhaber	Minimotor Croglio	Commandé 2 pièces 279.00
Servomoteur cc sans balais. Rotation	2	3564+A012596 3564K024B- K1155+38A- 1600 :1	Faulhaber	Minimotor Croglio	Commandé 3 pièces 761.60
Contrôleur de mouvement Pour les moteurs	3	MCBL-3006-S CO		Minimotor Croglio	428.50
Détecteur de proximité Plan	4	IFFM 08N17A6/L	Baumer Electric	Baumer Electric Frauenfeld	Commandé 5 pièces 42.00
Accouplement magnétique	1	MKD4	GAEWAH	Bibus	458.40

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		67 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

DESIGNATION	Nbr	REFERENCE	MARQUE	FOURNISSEUR	PRIX CHF Avec TVA
Chaîne guide câbles	1	06.20.018/076.0 060.20.12	Igus	Igus	Commandé 26 maillons 2 embouts 238.09
Ressort de traction fixation miroir	3		Merroz	Merroz	
Rondelles Schnorr « K »	10	18,8/10,2/ép0,35	Schnorr	Ingold	Commandé 50 pièces 6,45 + frais
Rondelles Schnorr	4	28/14,2/ép0,8	Schnorr	Ingold	Commandé 50 pièces 14,50 + frais
Rondelles Schnorr		Frais pour 3 sortes de rondelles			40,30
Rail Schneeberger	2 2 2	R3-100 R3-175 Cage AK3 14 billes	Schneeberger	Schneeberger	255.05
Connecteurs Phoenix	6	Bloc MCVU 1,5/8- GFD-3,81 1833085	Phoenix	Phoenix contact	Commandé 7 pièces 10,90 unité
Connecteurs Phoenix	4	Fiche MCVR 1,5/8- STF-3,81 1828401			Commandé 5 pièces 5,60 unité
Connecteurs Phoenix	2	Fiche MCVW 1,5/8- STF-3,81 1828553			Commandé 3 pièces 5,60 unité

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		68 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

10 SOUS TRAITANCE

Sous DENOMINATION la couleur bleue signifie que les pièces proviennent du déviateur non rotatif.

Exemple : [Plot sécurité miroir M3](#)

DENOMINATION	NUMERO DU DESSIN	ENTREPRISE	PRIX CHF AVEC TVA	PRIX EURO AVEC TVA
Couronne fixe	10-A	OBS		
Couronne porte palier rotative	11-A	OBS		
Flasque externe roulement	12-A	OBS		
Flasque interne roulement	13-A	OBS		
Entretoise intérieure roulement	14-A	OBS		
Entretoise extérieure roulement	15-A	OBS		
Palier fixe rotation M3	16-A	OBS		
Palier libre rotation M3	17-A	OBS		
Porte miroir M3	18-A	OBS		
Axe palier miroir M3	19-A	OBS		
Bâti fixe porte rails	20-A	OBS		
Palier de vis et moteur	21-A	OBS		
Chariot porte écrou	22-A	OBS		
Support tête de lecture	23-A	OBS		
Plaque de détection fin de course	24-A	OBS		
Flasque roulement de vis	25-A	OBS		
Vis rouleaux satellites RV-10x1	26-A	ROLLVIS		
Tasseau moteur actuateur	27-A	OBS		
Tasseau rondelles ressorts actuateur	28-A	OBS		
Rondelles de friction actuateur	29-A	Mecatrest	274.65	3 Pièces
Axe biellette chariot	30-A	OBS		

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		69 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

DENOMINATION	NUMERO DU DESSIN	ENTREPRISE	PRIX CHF AVEC TVA	PRIX EURO AVEC TVA
Ecrou retenue écrou Rollvis	31-A	OBS		
Pignon moteur basculement	32-A	OBS		
Pignon de vis basculement	33-A	OBS		
Pignon de vis rattrapage de jeu	34-A	OBS		
Couronne dentée rotation	35-B	OBS		
Pignon moteur rotation	36-A	OBS		
Pignon codeur rotation	37-A	OBS		
Pignon codeur rattrapage de jeu	38-A	OBS		
Tasseau moteur rotation	39-A	OBS		
Tasseau moteur anti jeu rotation	40-A	OBS		
Tasseau rondelles ressort rotation	41-A	OBS		
Flasque moteur rotation	42-A	OBS		
Flasque moteur anti jeu rotation	43-A	OBS		
Flasque codeur rotation	44-A	OBS		
Boîtier accouplement moteur anti jeu rotation	45-A	OBS		
Flasque rlmts anti jeu rotation	46-A	OBS		
Ecrou tasseau anti jeu rotation	47-A	OBS		
Support moteur et codeur rotation	48-A	OBS		
Butée mobile rotation	49-A	OBS		
Butée fixe rotation	50-A	OBS		
Biellette de basculement	51-A	OBS		
Contre écrou serrage bielle	52-A	OBS		
Ecrou serrage bielle	53-A	OBS		
Axe entrainement porte miroir	54-A	OBS		

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		70 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

DENOMINATION	NUMERO DU DESSIN	ENTREPRISE	PRIX CHF AVEC TVA	PRIX EURO AVEC TVA
Buttée alignement miroir	55-A	OBS		
Flasque de roulement basculement	56-A	OBS		
Entretoise de porte miroir	57-A	OBS		
Boitier porte connecteur D15	58-A	OBS		
Plaque boîtier porte connecteur D15	59-A	OBS		
Enrouleur de chaîne porte câbles	60-A	OBS		
Secteur porte chaîne	61-A	OBS		
Support secteur porte chaîne	62-A	OBS		
Entretoise secteur porte chaîne	63-A	OBS		
Secteur porte prises	66-A	OBS		
Entretoise de roulement anti jeu	67-A	OBS		
Entretoise ext. de rlmts anti jeu	68-A	OBS		
Rondelle de friction moteur rotation	69-A	Mecatrest		
Protection M3	70-A	OBS		
Colonne porte protection M3	71-A	OBS		
Colonne gauche porte protection M3	72-A	OBS		
Colonne droite porte protection M3	73-A	OBS		
Canal de câbles basculement	74-A	OBS		

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		71 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

DENOMINATION	NUMERO DU DESSIN	ENTREPRISE	PRIX CHF AVEC TVA	PRIX EURO AVEC TVA
Plot sécurité miroir M3	75-A			
Porte attache ressort	76-A			
Douille attache ressort	77-A			
Attache ressort	78-A			
Vis à téton attache ressort	79-A			
Cône de centrage sup moteurs	80-A			
Clavette écrou de vis Rollvis	81-A	OBS		
Entretoise rlmts de biellette	82-A	OBS		
Tube partie basse	83-A			
Flasque de base	84-A			
Entretoise rlmts pignon anti jeu	85-A	OBS		
Contre poids rotation	86-A	OBS		
Miroir M3	87-A			
Attache miroir M3	88-A			
Bague anti reflets	89-A	OBS		
Bague d'appui	90-A			
Ressort appui miroir	91-A			
Fixation ressort sur miroir M3				
Accessoire gabarit de perçage tube partie basse	99-A	Mercator		
Taillage des engrenages		Tinembart	1276.80	
Traitement de surface Nickelage Chromage		ESTOPPEY ADDOR	3888.00	
Traitement de surface Oxydation anodique		NIKLAUS	364.00	
Traitement de surface Nitruration		Gerster	127.90	
Matière pignon Bz		Benoît Bronze	332.80	
Matière acier		Brütsch / Rüegger	1737.60	

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		72 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

Matière pignon inox		ThyssenKrupp	271.10	
Matière plaques		Haba	144.85	
Visserie		Bossard	515.30	

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		73 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

10.1 Coût du matériel et de la sous-traitance

Taux de change à 1,2

Coût approvisionnement en francs suisse	15549.40
Coût sous-traitance	6065.35
Coût fourniture matière	2486.30

TOTAL	<u>24'101.10</u>
--------------	-------------------------

Pièces de rechange

1 servomoteur	2057	289,20
1 servomoteur	3564	887,90

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		74 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

11 FOURNISSEURS

FOURNISSEUR	CONTACT	TELEPHONE	INTERNET	ADRESSE
Baumer Electric		052 728 11 22		Hummelstrasse 8501 Frauenfeld
Bibus AG	Joachim Stauffer	032 342 68 37	st@bibud.ch	Allmendstrasse 26 Postfach 8320 Fehraltorf
Estoppex Addor SA	Laurent Eichenberger	041 32 344 99 55	eichenberger@ estoppey-addor.ch	Wasen 32 2500 Bienne 4
Ingold AG Industriebedarf		033 826 30 30		Ölestrasse 7 Case postale 180 3800 Interlaken
Igus	Fabrice Bally Maurizio Bruno	076 556 97 19	M.bruno@ igus.ch	Industriestrasse 11 4623 Neuendorf
Lemo	Adrian Sandmeier			Lemo Verkauf 1024 Ecublens
Niklaus SA		022 780 15 71		Ch de l'Epinglier 1217 Meyrin
Phoenix contact		021 646 0991 052 354 55 55	infoswiss@ phoenixcontact.com	Zürcherstrasse 22 8317 Tagelwangen
Rollin SA		021 633 20 10		Av de Baumette Case postale 142 1020 Renens
Ed. Schüpbach SA		032 343 30 00		Rue du Milieu 3 2502 Biel/Bienne
Kübler Fritz				2 rue de Grande Bretagne F-68310 WITTELSHEIM

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		76 of 130	
T4 Euler			

12 CONTRÔLE DES ENGRENAGES

Contrôle effectué par la maison Sauter Bachmann

12.1 Entraînement selon l'axe de basculement roues 43/43 dents

Couple statique maximum autorisé 3,5 (Nm)

KISSOFT
Calculation programs for machine design

KISSsoft - Release 03-2011G
Sauter, Bachmann AG Zahnraederfabrik CH-8754 Netstal

Fichier
Nom : Universite de Geneve 43-43 - statisch
Modifié par: lür Le: 20.09.2011 à: 10:56:12

CALCUL D'UNE PAIRE DE ROUES CYLINDRIQUES A DENTURE DROITE

Numéro dessin/article:

Roue 1: 0.000.0
Roue 2: 0.000.0

Méthode de calcul Calcul statique

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Puissance (W)	[P]		34.0863
Vitesse de rotation (1/min)	[n]	93.0	93.0
Couple (Nm)	[T]	3.500	3.500
Facteur d'application	[KA]		1.00
Durée de vie exigée	[H]		0.00
Roue menante (+) / menée (-)		+	-

1. GEOMETRIE DE DENT ET MATERIAU

(Calcul de géométrie selon ISO 21771)

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Entraxe (mm)	[a]		34.400
Tolérance d'entraxe			ISO 286 Surcote js7
Module normal (mm)	[mn]		0.8000
Angle de pression réel (°)	[alfn]		20.0000
Angle d'hélice au cercle primitif (°)	[beta]		0.0000
Nombre de dents	[z]	43	43
Largeur de dent (mm)	[b]	5.00	10.00
Inclinaison		Denture droite	
Qualité d'engrenage	[Q-ISO1328]	6	6
Diamètre intérieur (mm)	[di]	0.00	0.00
Diamètre intérieur du bandage (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Matériau

Roue 1: CuSn12Ni2-C-GZ, Bronze (m), non traité
Valeur estimée selon AGMA2101 (Rm > 275 N/mm2)
Roue 2: X 17CrNi16-2, Acier inoxydable, allié, amélioré
ISO 6336-5 Image 5/6 (MQ)

Indication pour roue

2:
Ce type de matière n'est pas prévu dans la méthode pour le calcul de résistance.
La matière sera traitée comme de l'acier amélioré. Les résultats sont à vérifier par des essais..

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Dureté de la surface		HBW 95	HBW 238
Limite d'endurance - contrainte pied de dent (N/mm ²)	[sigFlim]	39.50	300.00
Limite d'endurance (pression hertzienne) (N/mm ²)	[sigHlim]	205.00	700.00
Résistance à la rupture (N/mm ²)	[Rm]	280.00	800.00
Limite élastique (N/mm ²)	[Rp]	150.00	600.00
Module d'élasticité (N/mm ²)	[E]	98100	215000
Coefficient de Poisson	[ny]	0.350	0.300
Rugosité arithmétique moyenne Ra, flanc (µm)	[RAH]	0.80	0.80
Rugosité moyenne crête à crête Rz, flanc (µm)	[RZH]	6.30	6.30
Rugosité moyenne crête à crête Rz, pied (µm)	[RZF]	6.30	6.30

Outil ou profil de référence de la roue 1 :

Profil de référence 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Profile A

Coeff. de saillie	[haP*]	1.000
Coeff. de creux	[hfP*]	1.250
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP*]	0.000
Coeff. de rayon de pied	[rhofP*]	0.380
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP*]	0.000
Coeff. de hauteur de protubérance	[hPrP*]	0.000
Angle de protubérance	[alfPrP]	0.000
Angle de semi-topping	[alfKP]	0.000

non concourant

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		77 of 130	
T4 Euler			

KISSOFT
 Calculation programs for machine design

Outil ou profil de référence de la roue 2 :

Profil de référence 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Profile A

Coeff. de saillie	[haP*]	1.000	
Coeff. de creux	[hfp*]	1.250	
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP*]	0.000	
Coeff. de rayon de pied	[rhofP*]	0.380	
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP*]	0.000	
Coeff. de hauteur de protubérance	[hprP*]	0.000	
Angle de protubérance	[alfprP]	0.000	
Angle de semi-topping	[alfKP]	0.000	

non concourant

Sommaire du profil de référence des roues dentées:

Hauteur de pied profil de référence (en module)	[hfp*]	1.250	1.250
Rayon de pied profil de référence (en module)	[rofP*]	0.380	0.380
Hauteur de tête profil de référence (en module)	[haP*]	1.000	1.000
Hauteur de protubérance (en module)	[hprP*]	0.000	0.000
Angle de protubérance (degrés) (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Hauteur du flanc de pied brisé (en module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Angle du flanc de pied brisé (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Données pour Rectification / Rodage à la pierre (honing):

Profondeur d'insertion (en module)	[hgrind*]	1.066	1.066
Rayon à la tête d'outil (en module)	[rgrind*]	0.100	0.100

Type de correction de profil:

Dépouille de tête (µm)	Non (avec seulement dépouille d	[Ca]	16.30	8.50
------------------------	---------------------------------	------	-------	------

Type de lubrification: Lubrification à la graisse

Type de graisse: Graisse: Microlube GB 0

Base de lubrifiant: Base d'huile minérale

Visc. nomin. ciném. huile standard à 40 °C (mm²/s)

[nu40]	400.00
--------	--------

Visc. nomin. ciném. huile standard à 100 °C (mm²/s)

[nu100]	25.00
---------	-------

FZG-test A/8.3/90 niveau: [FZGtestA] 12

Densité spécifique à 15 °C (kg/dm³): [roOil] 0.900

Température de graisse (°C): [TS] 70.000

----- Roue 1 ----- Roue 2 --

Rapport de transmission total	[itot]	-1.000	
Rapport d'engrenage	[u]	1.000	
Module apparent (mm)	[mt]	0.800	
Angle de pression au cercle primitif de référence (°)	[alf]	20.000	
Angle de pression de fonctionnement (°)	[alfwt]	20.000	
	[alfwt.e/i]	20.057 / 19.943	
Angle de pression réel de fonctionnement (°) [alfwn]		20.000	
Angle d'hélice, cercle primitif de fonctionnement (°)	[betaw]	0.000	
Angle d'hélice de base (°)	[betab]	0.000	
Entraxe zéro (mm)	[ad]	34.400	
Somme des coefficients de déport	[Summexi]	0.0000	
Coefficient de déport	[x]	0.0000	0.0000
Epaisseur de dent (arc) (en module)	[sn*]	1.5708	1.5708
Modification de saillie (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diamètre primitif de référence (mm)	[d]	34.400	34.400
Diamètre de base (mm)	[db]	32.325	32.325
Diamètre de tête (mm)	[da]	36.000	36.000
(mm)	[da.e/i]	36.000 / 35.900	36.000 / 35.900
Ecart sur le cercle de tête (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.100	0.000 / -0.100
Chanfrein / Arrondi de tête (mm)	[hk]	0.000	0.000
Diamètre de cercle de forme (mm)	[dFa]	36.000	36.000
(mm)	[dFa.e/i]	36.000 / 35.900	36.000 / 35.900
Diamètre primitif de fonctionnement (mm)	[dw]	34.400	34.400
(mm)	[dw.e/i]	34.413 / 34.387	34.413 / 34.387
Diamètre de pied (mm)	[df]	32.400	32.400
Coefficient de déport à la fabrication	[xE.e/i]	-0.0927 / -0.1442	-0.0927 / -0.1442
Cercle de pied généré par xE (mm)	[df.e/i]	32.252 / 32.169	32.252 / 32.169
Jeu en fond de dent théorique (mm)	[c]	0.200	0.200
Jeu en fond effectif (mm)	[c.e/i]	0.378 / 0.262	0.378 / 0.262
Diamètre de pied actif (mm)	[dNF]	33.227	33.227
(mm)	[dNF.e/i]	33.298 / 33.210	33.298 / 33.210
Diamètre cercle de forme de pied (mm)	[dFF]	33.093	33.093
(mm)	[dFF.e/i]	33.003 / 32.955	33.003 / 32.955
Réserve (dNF-dFF)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.171 / 0.103	0.171 / 0.103



Calculation programs for machine design

Addendum (mm)	[ha = mn * (haP+*x)]	0.800	0.800
(mm)	[ha.e/i]	0.800 / 0.750	0.800 / 0.750
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]	1.000	1.000
(mm)	[hf.e/i]	1.074 / 1.115	1.074 / 1.115
Angle de roulement à dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	28.085 / 27.680	28.085 / 27.680
Angle de roulement à dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	28.085 / 27.680	28.085 / 27.680
Angle de roulement à dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	14.158 / 13.493	14.158 / 13.493
Angle de roulement à dFF (°)	[xsi_dFF.e/i]	11.794 / 11.367	11.794 / 11.367
Hauteur de dent (mm)	[H]	1.800	1.800
Nombre de dents virtuel	[zn]	43.000	43.000
Epaisseur de dent normale au cylindre de tête (mm)	[san]	0.613	0.613
(mm)	[san.e/i]	0.603 / 0.525	0.603 / 0.525
Intervalle apparent normale au cylindre de pied (mm)	[efn]	0.704	0.704
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000
Vitesse de glissement maximale à la tête (m/s)	[vga]	0.040	0.040
Glissement spécifique à la tête	[zetaaa]	0.515	0.515
Glissement spécifique au pied	[zetaaf]	-1.062	-1.062
Coef. de glissement à la tête	[Kga]	0.237	0.237
Coef. de glissement au pied	[Kgf]	-0.237	-0.237
Pas transversal (mm)	[pt]	2.513	2.513
Pas de base (mm)	[pbt]	2.362	2.362
Pas de base réel (mm)	[pet]	2.362	2.362
Longueur de conduite (mm)	[ga, e/i]	4.080 (4.116 / 3.815)	4.080 (4.116 / 3.815)
Longueur T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	3.843 (3.806/ 3.994)	7.923 (7.923/ 7.808)
Longueur T1-B (mm)	[T1B, T2B]	5.561 (5.561/ 5.447)	6.205 (6.168/ 6.355)
Longueur T1-C (mm)	[T1C, T2C]	5.883 (5.864/ 5.901)	5.883 (5.864/ 5.901)
Longueur T1-D (mm)	[T1D, T2D]	6.205 (6.168/ 6.355)	5.561 (5.561/ 5.447)
Longueur T1-E (mm)	[T1E, T2E]	7.923 (7.923/ 7.808)	3.843 (3.806/ 3.994)
Longueur T1-T2 (mm)	[T1T2]	11.765 (11.729 / 11.802)	11.765 (11.729 / 11.802)
Diamètre point de contact particulier B (mm)	[d-B]	34.185(34.185/34.111)	34.625(34.599/34.735)
Diamètre point de contact particulier D (mm)	[d-D]	34.625(34.599/34.735)	34.185(34.185/34.111)
Rapport de conduite de saïlle	[eps]	0.864 (0.871/ 0.808)	0.864 (0.871/ 0.808)
Longueur minimale de la ligne de contact (mm)	[Lmin]	5.000	5.000
Rapport de conduite apparent	[eps_a]	1.727	1.727
Rapport de conduite apparent effectif	[eps_a.e/m/i]	1.743 / 1.679 / 1.615	1.743 / 1.679 / 1.615
Rapport de recouvrement	[eps_b]	0.000	0.000
Rapport total de conduite	[eps_g]	1.727	1.727
Rapport total de conduite avec écarts	[eps_g.e/m/i]	1.743 / 1.679 / 1.615	1.743 / 1.679 / 1.615

2. FACTEURS D'INFLUENCE GENERAUX

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Force périphérique dans cercle primitif de référence (N)	[Ft]	203.5	
Force axiale (N)	[Fa]	0.0	
Force radiale (N)	[Fr]	74.1	
Force normale (N)	[Fnorm]	216.5	
Force périphérique nominale cercle prim. de réf. par mm (N/mm)	[w]	40.70	
Pour information: Forces dans le cercle de fonctionnement:			
Force périphérique nominale (N)	[Ftw]	203.5	
Force axiale (N)	[Faw]	0.0	
Force radiale (N)	[Frw]	74.1	
Vitesse circonférentielle du cercle primitif. (m/sec)	[v]	0.17	
Facteur dynamique	[KV]	1.000	
Facteurs rép. longitudinale - flanc	[KHb]	1.000	
- Pied de dent	[KFb]	1.000	
- Grippage	[KBb]	1.000	
Facteurs de répartition transversale de la charge - flanc	[KHa]	1.000	
- Pied de dent	[KFa]	1.000	
- Grippage	[KBa]	1.000	
Facteur d'angle d'hélice grippage	[Kbg]	1.000	

3. CHARGE LIMITE DU PIED

----- Roue 1 ----- Roue 2 --



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	79 of 130



Calculation programs for machine design

Calcul des facteurs de profil de dent selon méthode: B
(Facteurs de profil YF calculés avec le déport de taillage xE.e)

Facteur de profil de dent	[YF]	1.41	1.41
Angle de pression (°)	[alfen]	19.14	19.14
Bras de levier de pliage (mm)	[hF]	0.84	0.84
Epaisseur du pied de dent (mm)	[sFn]	1.69	1.69
Rayon du pied de dent (mm)	[roF]	0.44	0.44

(hF* = 1.046/1.046 sFn* = 2.113/2.113 roF* = 0.552/0.552 dsFn = 32.59/32.59 alfsFn = 30.00/30.00)

Coefficient de recouvrement	[Yeps]	1.000	
Facteur d'angle d'hélice	[Ybet]	1.000	
Facteur denture haute	[YDT]	1.000	
Facteur de la couronne dentée	[YB]	1.000	1.000
Largeur de dent déterminante (mm)	[beff]	5.00	6.60
Contrainte nominale-pied de dent (N/mm²)	[sigF0]	71.89	54.46
Contrainte en pied de dent (N/mm²)	[sigF]	71.89	54.46

Formules de calcul: sigF0 = Ft / beff / mn * YF * Yeps * Ybeta * YB * YDT
sigF = sigF0 * KA * KV * KFa * Kfb
YF, YS, YB, YDT : ISO6336-3

Limite élastique (N/mm²)	[Rp]	150.00	600.00
Résistance à la rupture (N/mm²)	[Rm]	280.00	800.00
Sécurité à la déformation rémanent	[Ss=Rp/sigF]	2.09	11.02
Sécurité concernant la résistance à la rupture	[Sb=Rm/sigF]	3.90	14.69

Complément pour la construction aéronautique:
Formule de calcul: sigF0 = Ft / beff / mn * YF * YS * Yeps * Ybeta * YB * YDT

Facteur de correction de contrainte	[YS]	1.93	1.93
Contrainte en pied de dent (N/mm²)	[sigF]	138.64	105.03
Sécurité à la déformation rémanent	[Ss=Rp/sigF]	1.08	5.71
Sécurité concernant la résistance à la rupture	[Sb=Rm/sigF]	2.02	7.62

6. COTE DE CONTROLE POUR L'ÉPAISSEUR DE DENT

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
		DIN3967 cd25	DIN3967 cd25
Tolérance d'épaisseur de dent			
Surépaisseur de dent en section normale (mm)	[As.e/i]	-0.054 / -0.084	-0.054 / -0.084
Nombre de dents de mesure	[k]	5.000	5.000
Écartement entre dents sans jeu (mm)	[Wk]	11.109	11.109
Écartement des dents effectif (mm)	[Wk.e/i]	11.059 / 11.031	11.059 / 11.031
Diamètre du cercle de mesurage (mm)	[dMWk.m]	34.160	34.160
Diamètre théorique du corps de mesure (mm)	[DM]	1.356	1.356
Diamètre effectif du corps de mesure (mm)	[DMeff]	1.400	1.400
Cote radiale sur une bille sans jeu (mm)	[MrK]	18.202	18.202
Cote radiale effective sur une bille (mm)	[MrK.e/i]	18.135 / 18.097	18.135 / 18.097
Diamètre du cercle de mesurage (mm)	[dMMr.m]	34.335	34.335
Cote diamétrale théorique sur deux billes (mm)	[MdK]	36.380	36.380
Cote diamétrale effective sur deux billes (mm)	[MdK.e/i]	36.246 / 36.170	36.246 / 36.170
Cote sur deux piges sans jeu (mm)	[MdR]	36.380	36.380
Cote diamétrale effective sur rouleaux (mm)	[MdR.e/i]	36.246 / 36.170	36.246 / 36.170
Cote sur trois piges sans jeu (mm)	[Md3R]	36.356	36.356
Mesure effective sur trois rouleaux (mm)	[Md3R.e/i]	36.223 / 36.147	36.223 / 36.147
Corde d'épaisseur de dent sans jeu (mm)	['sn]	1.256	1.256
Corde d'épaisseur de dent effective (mm)	['sn.e/i]	1.202 / 1.172	1.202 / 1.172
Saillie à la corde à partir de da.m (mm)	[ha]	0.786	0.786
Épaisseur de dent (arc) (mm)	[sn]	1.257	1.257
	[sn.e/i]	1.203 / 1.173	1.203 / 1.173
Entraxe sans jeu (mm)	[aControl.e/i]	34.249 / 34.163	
Entraxe sans jeu, écarts (mm)	[jta]	-0.151 / -0.237	
Ecart sur l'entraxe (mm)	[Aa.e/i]	0.013 / -0.013	
Jeu entre dents primitif curviligne de Aa (mm)	[jt Aa.e/i]	0.009 / -0.009	
Jeu radial (mm)	[jr]	0.250 / 0.138	
Jeu entre dents primitif curviligne (mm)	[jt]	0.177 / 0.099	
Angle de torsion avec roue 1 conservée (°)		0.5899 / 0.3295	
Jeu normal entre dents (mm)	[jn]	0.166 / 0.093	

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		80 of 130	
<i>T4 Euler</i>			


 Calculation programs for machine design

7. TOLERANCES DES DENTURES

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Selon ISO 1328:			
Qualité d'engrenage	[Q-ISO1328]	6	6
Erreur individuel de pas (µm)	[fpt]	7.00	7.00
Diamètre de base - écart de pas (µm)	[fpb]	6.50	6.50
Erreurs accumulées de pas circulaires sur k/8 (µm)	[Fpk/8]	12.00	12.00
Erreur de forme du profil (µm)	[ffa]	5.50	5.50
Erreur d'angle de profil (µm)	[fHa]	4.60	4.60
Erreur total de profil (µm)	[Fa]	7.50	7.50
Erreur de la forme de ligne de flanc (µm)	[ffb]	6.50	6.50
Erreur d'angle de ligne de flanc (µm)	[fHb]	6.50	6.50
Erreur total de ligne de flanc (µm)	[Fb]	9.00	9.00
Erreur total du pas (µm)	[Fp]	20.00	20.00
Faux-rond de rotation (µm)	[Fr]	16.00	16.00
Erreur composé radiale (µm)	[Fi"]	20.00	20.00
Saut radial (µm)	[fi"]	3.90	3.90
Erreur composée tangentielle (µm)	[Fi']	34.00	34.00
Saut tangentiel (µm)	[fi']	14.00	14.00

9. DETERMINATION DE LA FORME DE DENT

Données pour calcul de forme de dent:
Données non disponibles.

REMARQUES:

- Les valeurs avec [.e/i] signifient: Valeur maximale [e] et minimale [i] en tenant compte des tolérances
- Indications avec [.m] signifient : valeur moyenne dans la tolérance
- Pour le jeu, les tolérances d'entraxe et les épaisseurs de dent sont prises en compte. Les jeux minimum et maximum correspondant au plus petit, respectivement et au plus grand des écarts sont indiqués. Le calcul est effectué pour le cercle primitif de fonctionnement.

Fin rapport

Lignes: 361

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		81 of 130	
T4 Euler			

12.2 Entraînement selon l'axe de basculement roues 43/43 dents Couple en fonctionnement autorisé 0,3 (Nm)

KISSOFT
Calculation programs for machine design

KISSsoft - Release 03-2011G
Sauter, Bachmann AG Zahnraederfabrik CH-8754 Netstal

Fichier
Nom : Université de Genève 43-43
Modifié par: lür Le: 20.09.2011 à: 10:53:38

CALCUL D'UNE PAIRE DE ROUES CYLINDRIQUES A DENTURE DROITE

Numéro dessin/article:

Roue 1: 0.000.0
Roue 2: 0.000.0

Méthode de calcul ISO 6336:2006 Méthode B

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Puissance (W)	[P]	2.9217	
Vitesse de rotation (1/min)	[n]	93.0	93.0
Couple (Nm)	[T]	0.300	0.300
Facteur d'application	[KA]		1.10
Durée de vie exigée	[H]	1000.00	
Roue menante (+) / menée (-)		+	-

1. GEOMETRIE DE DENT ET MATERIAU

(Calcul de géométrie selon ISO 21771)

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Entraxe (mm)	[a]	34.400	
Tolérance d'entraxe		ISO 286 Surcote	js7
Module normal (mm)	[mn]	0.8000	
Angle de pression réel (°)	[alfn]	20.0000	
Angle d'hélice au cercle primitif (°)	[beta]	0.0000	
Nombre de dents	[z]	43	43
Largeur de dent (mm)	[b]	5.00	10.00
Inclinaison		Denture droite	
Qualité d'engrenage	[Q-ISO1328]	6	6
Diamètre intérieur (mm)	[di]	0.00	0.00
Diamètre intérieur du bandage (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Matériau

Roue 1: CuSn12Ni2-C-GZ, Bronze (m), non traité
Valeur estimée selon AGMA2101 (Rm > 275 N/mm2)
Roue 2: X 17CrNi16-2, Acier inoxydable, allié, amélioré
ISO 6336-5 Image 5/6 (MQ)

Indication pour roue

2:

Ce type de matière n'est pas prévu dans la méthode pour le calcul de résistance.
La matière sera traitée comme de l'acier amélioré. Les résultats sont à vérifier par des essais..

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Dureté de la surface		HBW 95	HBW 238
Traitement de matière selon ISO6336: Normale (Facteurs durée de vie ZNT et YNT >=0.85)			
Limite d'endurance - contrainte pied de dent (N/mm ²)	[sigFlim]	39.50	300.00
Limite d'endurance (pression hertzienne) (N/mm ²)	[sigHlim]	205.00	700.00
Résistance à la rupture (N/mm ²)	[Rm]	280.00	800.00
Limite élastique (N/mm ²)	[Rp]	150.00	600.00
Module d'élasticité (N/mm ²)	[E]	98100	215000
Coefficient de Poisson	[ny]	0.350	0.300
Rugosité arithmétique moyenne Ra, flanc (µm)	[RAH]	0.80	0.80
Rugosité moyenne crête à crête Rz, flanc (µm)	[RZH]	6.30	6.30
Rugosité moyenne crête à crête Rz, pied (µm)	[RZF]	6.30	6.30

Outil ou profil de référence de la roue 1 :

Profil de référence 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Profile A		
Coeff. de saillie	[haP*]	1.000
Coeff. de creux	[hfp*]	1.250
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP*]	0.000
Coeff. de rayon de pied	[rhofP*]	0.380
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP*]	0.000
Coeff. de hauteur de protubérance	[hPrP*]	0.000
Angle de protubérance	[alfPrP]	0.000
Angle de semi-topping	[alfKP]	0.000



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	82 of 130



non concourant

Outil ou profil de référence de la roue 2 :

Profil de référence	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Profile A		
Coeff. de saillie	[haP*]	1.000	
Coeff. de creux	[hfP*]	1.250	
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP*]	0.000	
Coeff. de rayon de pied	[rhoFP*]	0.380	
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP*]	0.000	
Coeff. de hauteur de protubérance	[hprP*]	0.000	
Angle de protubérance	[alfprP*]	0.000	
Angle de semi-topping	[alfKP]	0.000	

non concourant

Sommaire du profil de référence des roues dentées:

Hauteur de pied profil de référence (en module)	[hfP*]	1.250	1.250
Rayon de pied profil de référence (en module)	[roFP*]	0.380	0.380
Hauteur de tête profil de référence (en module)	[haP*]	1.000	1.000
Hauteur de protubérance (en module)	[hprP*]	0.000	0.000
Angle de protubérance (degrés) (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Hauteur du flanc de pied brisé (en module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Angle du flanc de pied brisé (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Données pour Rectification / Rodage à la pierre (honnage):			
Profondeur d'insertion (en module)	[hgrind*]	1.066	1.066
Rayon à la tête d'outil (en module)	[rgrind*]	0.100	0.100

Type de correction de profil:

Dépouille de tête (µm)	Non (avec seulement dépouille d	[Ca]	16.30	8.50
------------------------	---------------------------------	------	-------	------

Type de lubrification	Lubrification à la graisse		
Type de graisse	Graisse: Microlube GB 0		
Base de lubrifiant	Base d'huile minérale		
Visc. nomin. ciném. huile standard à 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	400.00	
Visc. nomin. ciném. huile standard à 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	25.00	
FZG-test A/8.3/90 niveau	[FZGtestA]	12	
Densité spécifique à 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.900	
Température de graisse (°C)	[TS]	70.000	

----- Roue 1 ----- Roue 2 --				
Rapport de transmission total	[itot]	-1.000		
Rapport d'engrenage	[u]	1.000		
Module apparent (mm)	[mt]	0.800		
Angle de pression au cercle primitif de référence (°)	[alf]	20.000		
Angle de pression de fonctionnement (°)	[alfwt]	20.000		
	[alfwt.e/i]	20.057 / 19.943		
Angle de pression réel de fonctionnement (°) [alfwn]	[alfwn]	20.000		
Angle d'hélice, cercle primitif de fonctionnement (°)	[betaw]	0.000		
Angle d'hélice de base (°)	[betab]	0.000		
Entraxe zéro (mm)	[ad]	34.400		
Somme des coefficients de déport	[Summexi]	0.0000		
Coefficient de déport	[x]	0.0000	0.0000	
Epaisseur de dent (arc) (en module)	[sn*]	1.5708	1.5708	
Modification de saillie (mm)	[k*mn]	0.000	0.000	
Diamètre primitif de référence (mm)	[d]	34.400	34.400	
Diamètre de base (mm)	[db]	32.325	32.325	
Diamètre de tête (mm)	[da]	36.000	36.000	
	[da.e/i]	36.000 / 35.900	36.000 / 35.900	
Ecart sur le cercle de tête (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.100	0.000 / -0.100	
Chanfrein / Arrondi de tête (mm)	[hK]	0.000	0.000	
Diamètre de cercle de forme (mm)	[dFa]	36.000	36.000	
	[dFa.e/i]	36.000 / 35.900	36.000 / 35.900	
Diamètre primitif de fonctionnement (mm)	[dw]	34.400	34.400	
	[dw.e/i]	34.413 / 34.387	34.413 / 34.387	
Diamètre de pied (mm)	[df]	32.400	32.400	
Coefficient de déport à la fabrication	[x.e.e/i]	-0.0927 / -0.1442	-0.0927 / -0.1442	
Cercle de pied généré par xE (mm)	[df.e/i]	32.252 / 32.169	32.252 / 32.169	
Jeu en fond de dent théorique (mm)	[c]	0.200	0.200	
Jeu en fond effectif (mm)	[c.e/i]	0.378 / 0.262	0.378 / 0.262	
Diamètre de pied actif (mm)	[dNf]	33.227	33.227	
	[dNf.e/i]	33.298 / 33.210	33.298 / 33.210	
Diamètre cercle de forme de pied (mm)	[dFf]	33.093	33.093	
	[dFf.e/i]	33.003 / 32.955	33.003 / 32.955	



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	83 of 130



Calculation programs for machine design

Réserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.171 / 0.103	0.171 / 0.103
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP+x)]	0.800	0.800
(mm)	[ha.e/i]	0.800 / 0.750	0.800 / 0.750
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP-x)]	1.000	1.000
(mm)	[hf.e/i]	1.074 / 1.115	1.074 / 1.115
Angle de roulement à dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	28.085 / 27.680	28.085 / 27.680
Angle de roulement à dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	28.085 / 27.680	28.085 / 27.680
Angle de roulement à dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	14.158 / 13.493	14.158 / 13.493
Angle de roulement à dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	11.794 / 11.367	11.794 / 11.367
Hauteur de dent (mm)	[H]	1.800	1.800
Nombre de dents virtuel	[zn]	43.000	43.000
Epaisseur de dent normale au cylindre de tête (mm)	[san]	0.613	0.613
(mm)	[san.e/i]	0.603 / 0.525	0.603 / 0.525
Intervalle apparent normale au cylindre de pied (mm)	[efn]	0.704	0.704
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000
Vitesse de glissement maximale à la tête (m/s)	[vga]	0.040	0.040
Glissement spécifique à la tête	[zetaa]	0.515	0.515
Glissement spécifique au pied	[zetaf]	-1.062	-1.062
Coef. de glissement à la tête	[Kga]	0.237	0.237
Coef. de glissement au pied	[Kgf]	-0.237	-0.237
Pas transversal (mm)	[pt]		2.513
Pas de base (mm)	[pbt]		2.362
Pas de base réel (mm)	[pet]		2.362
Longueur de conduite (mm)	[ga, e/i]	4.080	(4.116 / 3.815)
Longueur T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	3.843(3.806/ 3.994)	7.923(7.923/ 7.808)
Longueur T1-B (mm)	[T1B, T2B]	5.561(5.561/ 5.447)	6.205(6.168/ 6.355)
Longueur T1-C (mm)	[T1C, T2C]	5.883(5.864/ 5.901)	5.883(5.864/ 5.901)
Longueur T1-D (mm)	[T1D, T2D]	6.205(6.168/ 6.355)	5.561(5.561/ 5.447)
Longueur T1-E (mm)	[T1E, T2E]	7.923(7.923/ 7.808)	3.843(3.806/ 3.994)
Longueur T1-T2 (mm)	[T1T2]	11.765	(11.729 / 11.802)
Diamètre point de contact particulier B (mm)	[d-B]	34.185(34.185/34.111)	34.625(34.599/34.735)
Diamètre point de contact particulier D (mm)	[d-D]	34.625(34.599/34.735)	34.185(34.185/34.111)
Rapport de conduite de saillie	[eps]	0.864(0.871/ 0.808)	0.864(0.871/ 0.808)
Longueur minimale de la ligne de contact	[Lmin]		5.000
Rapport de conduite apparent	[eps_a]		1.727
Rapport de conduite apparent effectif	[eps_a.e/m/i]	1.743 / 1.679 / 1.615	
Rapport de recouvrement	[eps_b]		0.000
Rapport total de conduite	[eps_g]		1.727
Rapport total de conduite avec écarts	[eps_g.e/m/i]	1.743 / 1.679 / 1.615	

2. FACTEURS D'INFLUENCE GENERAUX

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Force périphérique dans cercle primitif de référence (N)	[Ft]		17.4
Force axiale (N)	[Fa]		0.0
Force radiale (N)	[Fr]		6.3
Force normale (N)	[Fnorm]		18.6
Force périphérique nominale cercle prim. de réf. par mm (N/mm)	[w]		3.49
Pour information: Forces dans le cercle de fonctionnement:			
Force périphérique nominale (N)	[Ftw]		17.4
Force axiale (N)	[Faw]		0.0
Force radiale (N)	[Frw]		6.3
Vitesse circonférentielle du cercle primitif. (m/sec)	[v]		0.17
Dépouille de rodage (µm)	[yp]		4.0
Dépouille de rodage (µm)	[yf]		3.4
Coefficient de correction	[CM]		0.800
Facteur de corps de roue	[CR]		1.000
Facteur du profil de référence	[CBS]		0.975
Coefficient de matériau	[E/Est]		0.654
Rigidité dent individuelle (N/mm/µm)	[c']		3.972
Rigidité de l'engrènement (N/mm/µm)	[cgalf]		6.139
Rigidité de l'engrènement (N/mm/µm)	[cgbet]		5.218
La formule déterminant c' et cg dans w*Ka<25 est inexacte !			
Les facteurs KV, KHb ou Kha en dérivant sont trop grands.			
Masse réduite (kg/mm)	[mRed]		0.00211
Vitesse de résonance (min-1)	[nEl]		11975
Vitesse nominale (-)	[N]		0.008
Zone sous-critique			
Dépouille de rodage (µm)	[ya]		4.0
Distance de palier l de l'arbre de pignon (mm)	[l]		10.000



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	84 of 130



Calculation programs for machine design

Distance s	de l'arbre de pignon (mm)		
	[s]	1.000	
Diamètre extérieur de l'arbre de pignon	(mm)		
	[dsh]	5.000	
Charge selon ISO 6336/1 image 16	[-]	4	
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Facteur K' selon ISO 6336/1 image 13	[K']	-1.00	
Sans effet d'appui			
Erreur de ligne de flanc (actif) (µm)	[Fby]	1.21	
de la déformation des arbres (µm)	[fsh*B1]	0.04	
Dent sans correction de ligne de flanc			
Position de la portée : favorable			
de tolérances de fabrication (µm)	[fma*B2]	9.19	
Erreur de ligne de flanc, théorique (µm)	[Fbx]	4.45	
Dépouille de rodage (µm)	[yb]	3.2	
Facteur dynamique	[KV]	1.014	
Facteurs rép. longitudinale - flanc	[KHb]	1.810	
- Pied de dent	[KFB]	1.508	
- Grippage	[KBB]	1.810	
Facteurs de répartition transversale de la charge - flanc			
	[KHa]	1.320	
- Pied de dent	[KFa]	1.462	
- Grippage	[KBA]	1.462	
Facteur d'angle d'hélice grippage	[Kbg]	1.000	
Nombre de cycles d'effort (en mio.)	[NL]	5.580	5.580

3. CHARGE LIMITE DU PIED

----- Roue 1 ----- Roue 2 --			
Calcul des facteurs de profil de dent selon méthode: B (Facteurs de profil YF calculés avec le déport de taillage xE.e)			
Facteur de profil de dent	[YF]	1.41	1.41
Facteur de correction de contrainte	[YS]	1.93	1.93
Angle de pression (°)	[alfen]	19.14	19.14
Bras de levier de pliage (mm)	[hF]	0.84	0.84
Epaisseur du pied de dent (mm)	[sFn]	1.69	1.69
Rayon du pied de dent (mm)	[roF]	0.44	0.44
(hF* = 1.046/1.046 sFn* = 2.113/2.113 roF* = 0.552/0.552 dsFn = 32.59/32.59 alfsFn = 30.00/30.00)			
Coefficient de recouvrement	[Yeps]	1.000	
Facteur d'angle d'hélice	[Ybet]	1.000	
Facteur denture haute	[YDT]	1.000	
Facteur de la couronne dentée	[YB]	1.000	1.000
Largeur de dent déterminante (mm)	[beff]	5.00	
Contrainte nominale-pied de dent (N/mm²)	[sigF0]	11.88	9.00
Contrainte en pied de dent (N/mm²)	[sigF]	29.22	22.14
Contrainte de pied de dent admissible de la roue dentée d'essai			
Facteur d'appui	[YdrelT]	0.975	0.986
Facteur de surface	[YRrelT]	1.029	1.029
Effet de dimensions (pied de dent)	[YX]	1.000	1.000
Coefficient de résistance à la fatigue limitée	[YNT]	0.988	0.988
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.991	1.002
Facteur de flexions alternées	[YM]	1.000	1.000
Facteur de correction de contrainte	[Yst]		2.00
Résistance limite-pied de dent (N/mm²)	[sigFG]	78.28	601.27
Contrainte en pied de dent admissible (N/mm²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	81.54	626.32
Sécurité prescrite	[SFmin]	0.96	0.96
Facteur de sécurité pour contrainte de pied de dent	[SF=sigFG/sigF]	2.68	27.16
Puissance transmissible (W)	[kWRating]	8.15	82.66

4. SECURITE DES FLANC

----- Roue 1 ----- Roue 2 --			
Facteur de zone	[ZH]	2.495	
Facteur d'élasticité (N ^{0.5} /mm)	[ZE]	155.421	
Coefficient de recouvrement	[Zeps]	0.870	
Facteur d'inclinaison	[Zbet]	1.000	
Largeur de dent déterminante (mm)	[beff]	5.00	
Pression de contact nominale (N/mm²)	[sigH0]	151.97	
Pression de contact au cercle primitif de fonctionnement (N/mm²)	[sigHw]	248.13	



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	85 of 130

KISSOFT
Calculation programs for machine design

Facteur de contact unique	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Pression de flanc (N/mm²)	[sigH]	248.50	248.50
Facteur de lubrification	[ZL]	1.075	1.075
Facteur de vitesse	[ZV]	0.915	0.915
Coefficient de rugosité	[ZR]	0.894	0.894
Coefficient d'appariement des matériaux	[ZW]	1.000	1.000
Coefficient de résistance à la fatigue limitée	[ZNT]	1.180	1.180
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.039	1.039
Aucun nombre admissible de piqûre (0=non, 1=oui)		0	0
Effet de dimensions (flanc)	[ZX]	1.000	1.000
Résistance limite-piqûres (N/mm²)	[sigHG]	212.91	727.01
Pression de flanc admissible (N/mm²) [sigHP=sigHG/SHmin]		272.96	932.07
Sécurité de pression de flanc au cercle primitif de fonctionnement			
	[SHw]	0.86	2.93
Sécurité prescrite	[SHmin]	0.78	0.78
Puissance transmissible (W)	[kWRating]	3.53	41.10
Sécurité pression contact unique	[SHBD=sigHG/sigH]	0.86	2.93
(Sécurité portant sur le couple nominal) [(SHBD)^2]		0.73	8.56

4b. MICRO-PITTING SELON ISO TR 15144-1:2010

Le calcul n'est pas effectué. (Lubrifiant: Numéro du niveau de charge essai de micro-pitting)

5. RESISTANCE AU GRIPPAGE

Méthode de calcul selon ISO/TR 13989

Le calcul de la résistance au grippage n'est pas prévu pour des graisses.
Le niveau d'essai FZG [FZGtestA] pour graisse n'est qu'une estimation.
Le calcul sert uniquement comme indication approximative!

Facteur de lubrification (par type de lubrification)			
Facteur lubrifiant	[XS]	1.200	
Facteur d'engrènement multiple	[XL]	1.000	
Facteur de structure relatif (grippage)	[Xmp]	1.0	
Facteur de structure relatif (grippage)	[XWrelT]	1.000	
Coefficient de contact thermique (N/mm/s ^{0.5} /K)			
	[BM]	13.795	13.795
Dépouille de tête déterminante (µm)	[Ca]	16.30	8.50
Dépouille de tête optimale (µm)	[Ceff]		0.97
Largeur de dent déterminante (mm)	[beff]		5.000
Force périphérique/largeur de dent déterminante (N/mm)			
	[wBt]	10.297	
(Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 10.297)			
Coefficient éclair (°K*N ^{-0.75} *s ^{-0.5} *m ^{-0.5})			
	[XM]	1.431	
Facteur d'angle (eps1:			
0.978, eps2: 0.864)	[Xalfbet]	0.864	
Critère de la température éclair			
Température de masse (°C)	[theMi]	70.14	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	0.24	
Température de grippage (°C)	[theS]	342.77	
Coordonnée gamma (point culminant de la température)			
	[Gamma]	-0.347	
[Gamma.A]= -0.347 [Gamma.E]= 0.347			
Température de contact maximale. (°C)	[theB]	70.51	
Facteur de début d'engrènement	[XJ]	1.000	
Facteur de répartition de la force	[XGam]	0.333	
Viscosité dynamique (mPa*s)	[etaM]	66.00	
Coefficient de frottement	[mym]	0.080	
Sécurité prescrite	[SBmin]	1.600	
Facteur de sécurité contre grippage (temp. éclair)			
	[SB]	534.628	
Critère de température intégrale			
Température de masse (°C)	[theM-C]	70.15	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	0.18	
Température intégrale de grippage (°C)	[theSint]	358.90	
Facteur de rodage (en fin de rodage)	[XE]	1.000	
Coefficient de recouvrement	[Xeps]	0.247	
Viscosité dynamique (mPa*s)	[etaOil]	66.00	
Coefficient de frottement moyen	[mym]	0.115	
Facteur géométrique	[XBE]	0.262	
Facteur d'engrènement	[XQ]	1.000	
Facteur de dépouille de tête	[XCa]	1.737	
Température intégrale de flanc (°C)	[theint]	70.43	



Calculation programs for machine design

Sécurité prescrite	[SSmin]	1.440
Facteur de sécurité contre grippage (temp. intég.)	[SSint]	5.096
Sécurité pour moment transmis (temp. intég.)	[SSL]	670.694

6. COTE DE CONTROLE POUR L'EPAISSEUR DE DENT

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
		DIN3967 cd25	DIN3967 cd25
Tolérance d'épaisseur de dent			
Surépaisseur de dent en section normale (mm)	[As.e/i]	-0.054 / -0.084	-0.054 / -0.084
Nombre de dents de mesure	[k]	5.000	5.000
Écartement entre dents sans jeu (mm)	[Wk]	11.109	11.109
Écartement des dents effectif (mm)	[Wk.e/i]	11.059 / 11.031	11.059 / 11.031
Diamètre du cercle de mesurage (mm)	[dMWk.m]	34.160	34.160
Diamètre théorique du corps de mesure (mm)	[DM]	1.356	1.356
Diamètre effectif du corps de mesure (mm)	[DMeff]	1.400	1.400
Cote radiale sur une bille sans jeu (mm)	[MrK]	18.202	18.202
Cote radiale effective sur une bille (mm)	[MrK.e/i]	18.135 / 18.097	18.135 / 18.097
Diamètre du cercle de mesurage (mm)	[dMMr.m]	34.335	34.335
Cote diamétrale théorique sur deux billes (mm)	[MdK]	36.380	36.380
Cote diamétrale effective sur deux billes (mm)	[MdK.e/i]	36.246 / 36.170	36.246 / 36.170
Cote sur deux piges sans jeu (mm)	[MdR]	36.380	36.380
Cote diamétrale effective sur rouleaux (mm)	[MdR.e/i]	36.246 / 36.170	36.246 / 36.170
Cote sur trois piges sans jeu (mm)	[Md3R]	36.356	36.356
Mesure effective sur trois rouleaux (mm)	[Md3R.e/i]	36.223 / 36.147	36.223 / 36.147
Corde d'épaisseur de dent sans jeu (mm)	['sn]	1.256	1.256
Corde d'épaisseur de dent effective (mm)	['sn.e/i]	1.202 / 1.172	1.202 / 1.172
Saillie à la corde à partir de da.m (mm)	[ha]	0.786	0.786
Epaisseur de dent (arc) (mm)	[sn]	1.257	1.257
	[sn.e/i]	1.203 / 1.173	1.203 / 1.173
Entraxe sans jeu (mm)	[aControl.e/i]	34.249 / 34.163	
Entraxe sans jeu, écarts (mm)	[jta]	-0.151 / -0.237	
Ecart sur l'entraxe (mm)	[Aa.e/i]	0.013 / -0.013	
Jeu entre dents primitif curviligne de Aa (mm)	[jt Aa.e/i]	0.009 / -0.009	
Jeu radial (mm)	[jr]	0.250 / 0.138	
Jeu entre dents primitif curviligne (mm)	[jt]	0.177 / 0.099	
Angle de torsion avec roue 1 conservée (°)		0.5899 / 0.3295	
Jeu normal entre dents (mm)	[jn]	0.166 / 0.093	

7. TOLERANCES DES DENTURES

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Selon ISO 1328:			
Qualité d'engrenage	[Q-ISO1328]	6	6
Erreur individuel de pas (µm)	[fpt]	7.00	7.00
Diamètre de base - écart de pas (µm)	[fpb]	6.50	6.50
Erreurs accumulées de pas circulaires sur k/8 (µm)	[Fpk/8]	12.00	12.00
Erreur de forme du profil (µm)	[ffa]	5.50	5.50
Erreur d'angle de profil (µm)	[fHa]	4.60	4.60
Erreur total de profil (µm)	[Fa]	7.50	7.50
Erreur de la forme de ligne de flanc (µm)	[ffb]	6.50	6.50
Erreur d'angle de ligne de flanc (µm)	[fHb]	6.50	6.50
Erreur total de ligne de flanc (µm)	[Fb]	9.00	9.00
Erreur total du pas (µm)	[Fp]	20.00	20.00
Faux-rond de rotation (µm)	[Fr]	16.00	16.00
Erreur composée radiale (µm)	[Fi"]	20.00	20.00
Saut radial (µm)	[fi"]	3.90	3.90
Erreur composée tangentielle (µm)	[Fi']	34.00	34.00
Saut tangentiel (µm)	[fi']	14.00	14.00

8. DONNEES COMPLEMENTAIRES

entraxe maximale possible (eps_a=1.0)	[aMAX]	35.025	
Rigidité à la torsion (MNm/rad)	[cr]	0.0	0.0
Coefficient de frottement moyen (selon Niemann)	[mum]		0.131
Glissement d'usure selon Niemann	[zetw]		0.889

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		87 of 130	
<i>T4 Euler</i>			



Puissance dissipée par frottement des dents (W)	[PVZ]	0.043	
(Rendement de l'engrenage (%))	[etaz]	98.539)	
Poids - calculé avec da (g)	[Mass]	44.79	78.38
Moment d'inertie (système par rapport à la roue 1):			
Calcul sans tenir compte de la forme exacte de la dent			
roues individuelles ((da+df)/2...di) (kgm²)			
	[TraeghMom]	5.827e-006	1.02e-005
Système ((da+df)/2...di) (kgm²)	[TraeghMom]	1.602e-005	

9. DETERMINATION DE LA FORME DE DENT

Données pour calcul de forme de dent:
Données non disponibles.

REMARQUES:

- Les valeurs avec [.e/i] signifient: Valeur maximale [e] et minimale [i] en tenant compte des tolérances
- Indications avec [.m] signifient : valeur moyenne dans la tolérance
- Pour le jeu, les tolérances d'entraxe et les épaisseurs de dent sont prises en compte. Les jeux minimum et maximum correspondant au plus petit, respectivement et au plus grand des écarts sont indiqués. Le calcul est effectué pour le cercle primitif de fonctionnement.
- Détails de la méthode de calcul:
 - cg selon méthode B
 - KV selon méthode B
 - KHb, Kfb selon méthode C
 - fma d'après l'équation (64), fsh selon (57/58), Fbx selon (52/53/54)
 - KHa, KFâ selon méthode B

Fin rapport

Lignes: 515

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		88 of 130	
T4 Euler			

12.3 Entraînement selon l'axe de rotation roues 41/246 dents

Couple statique maximum autorisé 7 (Nm)

KISSOFT
Calculation programs for machine design

KISSsoft - Release 03-2011G
Sauter, Bachmann AG Zahnraederfabrik CH-8754 Netstal

Fichier
Nom : Universite de Geneve 41-246
Modifié par: lür Le: 20.09.2011 à: 10:51:43

CALCUL D'UNE PAIRE DE ROUES CYLINDRIQUES A DENTURE DROITE

Numéro dessin/article:
Roue 1: 0.000.0
Roue 2: 0.000.0

Méthode de calcul Calcul statique

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Puissance (W)	[P]	4.3982	
Vitesse de rotation (1/min)	[n]	6.0	1.0
Couple (Nm)	[T]	7.000	42.000
Facteur d'application	[KA]	1.00	
Durée de vie exigée	[H]	0.00	
Roue menante (+) / menée (-)		+	-

1. GEOMETRIE DE DENT ET MATERIAU

(Calcul de géométrie selon ISO 21771)

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Entraxe (mm)	[a]	114.800	
Tolérance d'entraxe		ISO 286 Surcote js6	
Module normal (mm)	[mn]	0.8000	
Angle de pression réel (°)	[alfn]	20.0000	
Angle d'hélice au cercle primitif (°)	[beta]	0.0000	
Nombre de dents	[z]	41	246
Largeur de dent (mm)	[b]	10.50	12.00
Inclinaison		Denture droite	
Qualité d'engrenage	[Q-ISO1328]	5	5
Diamètre intérieur (mm)	[di]	0.00	0.00
Diamètre intérieur du bandage (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Matériau

Roue 1: CuSn12Ni2-C-GZ, Bronze (m), non traité
Valeur estimée selon AGMA2101 (Rm > 275 N/mm2)
Roue 2: X 17CrNi16-2, Acier inoxydable, allié, amélioré
ISO 6336-5 Image 5/6 (MQ)

Indication pour roue

2:

Ce type de matière n'est pas prévu dans la méthode pour le calcul de résistance.
La matière sera traitée comme de l'acier amélioré. Les résultats sont à vérifier par des essais..

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Dureté de la surface		HBW 95	HBW 238
Limite d'endurance - contrainte pied de dent (N/mm²)	[sigFlim]	39.50	300.00
Limite d'endurance (pression hertzienne)	[sigHlim]	205.00	700.00
Résistance à la rupture (N/mm²)	[Rm]	280.00	800.00
Limite élastique (N/mm²)	[Rp]	150.00	600.00
Module d'élasticité (N/mm²)	[E]	98100	215000
Coefficient de Poisson	[ny]	0.350	0.300
Rugosité arithmétique moyenne Ra, flanc (µm)	[RAH]	0.80	0.80
Rugosité moyenne crête à crête Rz, flanc (µm)	[RZH]	6.30	6.30
Rugosité moyenne crête à crête Rz, pied (µm)	[RZF]	6.30	6.30

Outil ou profil de référence de la roue 1 :

Profil de référence 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Profile A

Coeff. de saillie	[haP*]	1.000
Coeff. de creux	[hfP*]	1.250
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP*]	0.000
Coeff. de rayon de pied	[rhofP*]	0.380
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP*]	0.000
Coeff. de hauteur de protubérance	[hPrP*]	0.000
Angle de protubérance	[alfPrP]	0.000
Angle de semi-topping	[alfKP]	0.000

non concourant



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	89 of 130



Calculation programs for machine design

Outil ou profil de référence de la roue 2 :
 Profil de référence 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Profile A
 Coeff. de saillie [haP*] 1.000
 Coeff. de creux [hfP*] 1.250
 Coeff. de rayon de tête [rhoaP*] 0.000
 Coeff. de rayon de pied [rhofP*] 0.380
 Facteur hauteur profil de tête [hFaP*] 0.000
 Coeff. de hauteur de protubérance [hPrP*] 0.000
 Angle de protubérance [alfPrP] 0.000
 Angle de semi-topping [alfKP] 0.000
 non concourant

Sommaire du profil de référence des roues dentées:
 Hauteur de pied profil de référence (en module) [hfP*] 1.250 1.250
 Rayon de pied profil de référence (en module) [roFP*] 0.380 0.380
 Hauteur de tête profil de référence (en module) [haP*] 1.000 1.000
 Hauteur de protubérance (en module) [hPrP*] 0.000 0.000
 Angle de protubérance (degrés) (°) [alfPrP] 0.000 0.000
 Hauteur du flanc de pied brisé (en module) [hFaP*] 0.000 0.000
 Angle du flanc de pied brisé (°) [alfKP] 0.000 0.000
 Données pour Rectification / Rodage à la pierre (honing):
 Profondeur d'insertion (en module) [hgrind*] 1.066 1.066
 Rayon à la tête d'outil (en module) [rgrind*] 0.100 0.100

Type de correction de profil: Non (avec seulement dépouille d
 Dépouille de tête (µm) [Ca] 16.30 8.50
 Type de lubrification Lubrification à la graisse
 Type de graisse Graisse: Microlube GB 0
 Base de lubrifiant Base d'huile minérale
 Visc. nomin. ciném. huile standard à 40 °C (mm²/s) [nu40] 400.00
 Visc. nomin. ciném. huile standard à 100 °C (mm²/s) [nu100] 25.00
 FZG-test A/8.3/90 niveau [FZGtestA] 12
 Densité spécifique à 15 °C (kg/dm³) [roOil] 0.900
 Température de graisse (°C) [TS] 70.000

----- Roue 1 ----- Roue 2 --
 Rapport de transmission total [itot] -6.000
 Rapport d'engrenage [u] 6.000
 Module apparent (mm) [mt] 0.800
 Angle de pression au cercle primitif de référence (°) [alfT] 20.000
 Angle de pression de fonctionnement (°) [alfwt] 20.000
 Angle de pression réel de fonctionnement (°) [alfwt.e/i] 20.015 / 19.985
 Angle d'hélice, cercle primitif de fonctionnement (°) [alfwn] 20.000
 Angle d'hélice de base (°) [betaw] 0.000
 Entraxe zéro (mm) [betab] 0.000
 Somme des coefficients de déport [ad] 114.800
 Coefficient de déport [Summexi] -0.0000
 Epaisseur de dent (arc) (en module) [x] 0.0000 -0.0000
 [sn*] 1.5708 1.5708
 Modification de saillie (mm) [k*mn] 0.000 0.000
 Diamètre primitif de référence (mm) [d] 32.800 196.800
 Diamètre de base (mm) [db] 30.822 184.931
 Diamètre de tête (mm) [da] 34.400 198.400
 (mm) [da.e/i] 34.400 / 34.300 198.400 / 197.300
 Ecart sur le cercle de tête (mm) [Ada.e/i] 0.000 / -0.100 0.000 / -0.100
 Chanfrein (1) / Arrondi de tête (2) / Dent pointu (3) [hK] 1 1
 Chanfrein / Arrondi de tête (mm) [hK] 0.200 0.200
 Diamètre de cercle de forme (mm) [dFa] 34.000 198.000
 (mm) [dFa.e/i] 34.000 / 33.900 198.000 / 197.900
 Diamètre primitif de fonctionnement (mm) [dw] 32.800 196.800
 (mm) [dw.e/i] 32.803 / 32.797 196.819 / 196.781
 Diamètre de pied (mm) [df] 30.800 194.800
 Coefficient de déport à la fabrication [xE.e/i] -0.0120 / -0.0464 -0.0206 / -0.0721
 Cercle de pied généré par xE (mm) [df.e/i] 30.781 / 30.726 194.767 / 194.685
 Jeu en fond de dent théorique (mm) [c] 0.200 0.200
 Jeu en fond effectif (mm) [c.e/i] 0.319 / 0.205 0.298 / 0.199
 Diamètre de pied actif (mm) [dNf] 31.790 195.750
 (mm) [dNf.e/i] 31.876 / 31.775 195.849 / 195.729
 Diamètre cercle de forme de pied (mm) [dFF] 31.508 195.250
 (mm) [dFF.e/i] 31.497 / 31.464 195.219 / 195.142



Calculation programs for machine design

Réserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.206 / 0.139	0.354 / 0.255
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]	0.800	0.800
(mm)	[ha.e/i]	0.800 / 0.750	0.800 / 0.750
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]	1.000	1.000
(mm)	[hf.e/i]	1.010 / 1.037	1.016 / 1.058
Angle de roulement à dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	26.681 / 26.238	21.917 / 21.830
Angle de roulement à dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	26.681 / 26.238	21.917 / 21.830
Angle de roulement à dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	15.115 / 14.355	19.977 / 19.863
Angle de roulement à dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	12.054 / 11.755	19.375 / 19.300
Hauteur de dent (mm)	[H]	1.800	1.800
Nombre de dents virtuel	[zn]	41.000	246.000
Epaisseur de dent normale au cylindre de tête (mm)	[san]	0.610	0.662
(mm)	[san.e/i]	0.650 / 0.582	0.689 / 0.620
(sans tenir compte du chanfrein / arrondi de tête)			
Intervalle apparent normale au cylindre de pied (mm)	[efn]	0.000	0.552
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.553 / 0.555
Vitesse de glissement maximale à la tête (m/s)	[vga]	0.001	0.001
Glissement spécifique à la tête	[zetaaa]	0.255	0.340
Glissement spécifique au pied	[zetaaf]	-0.514	-0.342
Coef. de glissement à la tête	[Kga]	0.112	0.122
Coef. de glissement au pied	[Kgf]	-0.122	-0.112
Pas transversal (mm)	[pt]		2.513
Pas de base (mm)	[pbt]		2.362
Pas de base réel (mm)	[pet]		2.362
Longueur de conduite (mm)	[ga, e/i]	3.283 (3.315 / 2.992)	
Longueur T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	3.893(3.861/ 4.066)	35.371(35.371/35.230)
Longueur T1-B (mm)	[T1B, T2B]	4.815(4.815/ 4.696)	34.449(34.417/34.601)
Longueur T1-C (mm)	[T1C, T2C]	5.609(5.605/ 5.614)	33.655(33.627/33.682)
Longueur T1-D (mm)	[T1D, T2D]	6.255(6.223/ 6.427)	33.009(33.009/32.869)
Longueur T1-E (mm)	[T1E, T2E]	7.177(7.177/ 7.057)	32.087(32.055/32.239)
Longueur T1-T2 (mm)	[T1T2]	39.264 (39.232 / 39.296)	
Diamètre point de contact particulier B (mm)	[d-B]	32.291(32.291/32.221)	197.349(197.327/197.455)
Diamètre point de contact particulier D (mm)	[d-D]	33.264(33.240/33.395)	196.362(196.362/196.268)
Rapport de conduite de saillie	[eps]	0.664(0.666/ 0.611)	0.727(0.738/ 0.656)
Longueur minimale de la ligne de contact (mm)	[Lmin]		10.500
Rapport de conduite apparent	[eps_a]		1.390
Rapport de conduite apparent effectif	[eps_a.e/m/i]	1.404 / 1.335 / 1.267	
Rapport de recouvrement	[eps_b]		0.000
Rapport total de conduite	[eps_g]		1.390
Rapport total de conduite avec écarts	[eps_g.e/m/i]	1.404 / 1.335 / 1.267	

2. FACTEURS D'INFLUENCE GENERAUX

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Force périphérique dans cercle primitif de référence (N)	[Ft]	426.8	
Force axiale (N)	[Fa]	0.0	
Force radiale (N)	[Fr]	155.4	
Force normale (N)	[Fnorm]	454.2	
Force périphérique nominale cercle prim. de réf. par mm (N/mm)	[w]	40.65	
Pour information: Forces dans le cercle de fonctionnement:			
Force périphérique nominale (N)	[Ftw]	426.8	
Force axiale (N)	[Faw]	0.0	
Force radiale (N)	[Frw]	155.4	
Vitesse circonférentielle du cercle primitif. (m/sec)	[v]	0.01	
Facteur dynamique	[KV]	1.000	
Facteurs rép. longitudinale - flanc	[KHb]	1.000	
- Pied de dent	[KFb]	1.000	
- Grippage	[Kbb]	1.000	
Facteurs de répartition transversale de la charge - flanc			
- Pied de dent	[KHa]	1.000	
- Grippage	[KFa]	1.000	
	[Kba]	1.000	
Facteur d'angle d'hélice grippage	[Kbg]	1.000	

3. CHARGE LIMITE DU PIED



Calculation programs for machine design

----- Roue 1 ----- Roue 2 --

Calcul des facteurs de profil de dent selon méthode: B
(Facteurs de profil YF calculés avec le déport de taillage xE.e)

Facteur de profil de dent	[YF]	1.47	1.33
Angle de pression (°)	[alfen]	20.22	20.13
Bras de levier de pliage (mm)	[hF]	0.89	0.95
Epaisseur du pied de dent (mm)	[sFn]	1.70	1.85
Rayon du pied de dent (mm)	[roF]	0.43	0.34

(hF* = 1.116/1.183 sFn* = 2.131/2.312 roF* = 0.531/0.424 dsFn = 31.11/195.08 alfsFn = 30.00/30.00)

Coefficient de recouvrement	[Yeps]	1.000	
Facteur d'angle d'hélice	[Ybet]	1.000	
Facteur denture haute	[YDT]	1.000	
Facteur de la couronne dentée	[YB]	1.000	1.000
Largeur de dent déterminante (mm)	[beff]	10.50	12.00
Contrainte nominale-pied de dent (N/mm ²)	[sigF0]	74.84	58.98
Contrainte en pied de dent (N/mm ²)	[sigF]	74.84	58.98

Formules de calcul: sigF0 = Ft / beff / mn * YF * Yeps * Ybeta * YB * YDT
sigF = sigF0 * KA * KV * KFa * Kfb
YF, YS, YB, YDT : ISO6336-3

Limite élastique (N/mm ²)	[Rp]	150.00	600.00
Résistance à la rupture (N/mm ²)	[Rm]	280.00	800.00
Sécurité à la déformation rémanent	[Ss=Rp/sigF]	2.00	10.17
Sécurité concernant la résistance à la rupture	[Sb=Rm/sigF]	3.74	13.56

Complément pour la construction aéronautique:
Formule de calcul: sigF0 = Ft / beff / mn * YF * YS * Yeps * Ybeta * YB * YDT

Facteur de correction de contrainte	[YS]	1.93	2.21
Contrainte en pied de dent (N/mm ²)	[sigF]	144.57	130.49
Sécurité à la déformation rémanent	[Ss=Rp/sigF]	1.04	4.60
Sécurité concernant la résistance à la rupture	[Sb=Rm/sigF]	1.94	6.13

6. COTE DE CONTROLE POUR L'ÉPAISSEUR DE DENT

----- Roue 1 ----- Roue 2 --

Tolérance d'épaisseur de dent	DIN3967 g24	DIN3967 g24
Surépaisseur de dent en section normale (mm)	[As.e/i]	-0.007 / -0.027 -0.012 / -0.042
Nombre de dents de mesure	[k]	5.000 28.000
Écartement entre dents sans jeu (mm)	[Wk]	11.087 67.703
Écartement des dents effectif (mm)	[Wk.e/i]	11.080 / 11.062 67.692 / 67.664
Diamètre du cercle de mesure (mm)	[dMWk.m]	32.750 196.926
Diamètre théorique du corps de mesure (mm)	[DM]	1.357 1.340
Diamètre effectif du corps de mesure (mm)	[DMeff]	1.400 1.400
Cote radiale sur une bille sans jeu (mm)	[MrK]	17.401 99.417
Cote radiale effective sur une bille (mm)	[MrK.e/i]	17.392 / 17.368 99.400 / 99.360
Diamètre du cercle de mesure (mm)	[dMMr.m]	32.850 196.876
Cote diamétrale théorique sur deux billes (mm)	[MdK]	34.777 198.833
Cote diamétrale effective sur deux billes (mm)	[MdK.e/i]	34.760 / 34.711 198.801 / 198.720
Cote sur deux piges sans jeu (mm)	[MdR]	34.777 198.833
Cote diamétrale effective sur rouleaux (mm)	[MdR.e/i]	34.760 / 34.711 198.801 / 198.720
Cote sur trois piges sans jeu (mm)	[Md3R]	34.753 0.000
Mesure effective sur trois rouleaux (mm)	[Md3R.e/i]	34.735 / 34.686 0.000 / 0.000
Corde d'épaisseur de dent sans jeu (mm)	['sn]	1.256 1.257
Corde d'épaisseur de dent effective (mm)	['sn.e/i]	1.249 / 1.229 1.245 / 1.215
Saillie à la corde à partir de da.m (mm)	[ha]	0.787 0.777
Épaisseur de dent (arc) (mm)	[sn]	1.257 1.257
	(mm) [sn.e/i]	1.250 / 1.230 1.245 / 1.215
Entraxe sans jeu (mm)	[aControl.e/i]	114.774 / 114.705
Entraxe sans jeu, écarts (mm)	[jta]	-0.026 / -0.095
Écart sur l'entraxe (mm)	[Aa.e/i]	0.011 / -0.011
Jeu entre dents primitif curviligne de Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.008 / -0.008
Jeu radial (mm)	[jrr]	0.106 / 0.015
Jeu entre dents primitif curviligne (mm)	[jtr]	0.077 / 0.011
Angle de torsion avec roue 1 conservée (°)		0.0448 / 0.0064

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		92 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

KISSOFT
Calculation programs for machine design

Jeu normal entre dents (mm) [jn] 0.072 / 0.010

7. TOLERANCES DES DENTURES

	----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Selon ISO 1328:		
Qualité d'engrenage [Q-ISO1328]	5	5
Erreur individuel de pas (µm) [fpt]	5.00	6.00
Diamètre de base - écart de pas (µm) [fpb]	4.70	5.50
Erreurs accumulées de pas circulaires sur k/8 (µm) [Fpk/8]	8.00	15.00
Erreur de forme du profil (µm) [ffa]	4.00	5.50
Erreur d'angle de profil (µm) [fHa]	3.30	4.40
Erreur total de profil (µm) [Fa]	5.00	7.00
Erreur de la forme de ligne de flanc (µm) [ffb]	5.00	5.50
Erreur d'angle de ligne de flanc (µm) [fHb]	5.00	5.50
Erreur total de ligne de flanc (µm) [Fb]	7.00	8.00
Erreur total du pas (µm) [Fp]	14.00	24.00
Faux-rond de rotation (µm) [Fr]	11.00	20.00
Erreur composé radiale (µm) [Fi'']	14.00	22.00
Saut radial (µm) [fi'']	2.70	2.80
Erreur composée tangentielle (µm) [Fi']	26.00	38.00
Saut tangentiel (µm) [fi']	11.00	13.00

9. DETERMINATION DE LA FORME DE DENT

Données pour calcul de forme de dent:
Données non disponibles.

REMARQUES:

- Les valeurs avec [.e/i] signifient: Valeur maximale [e] et minimale [i] en tenant compte des tolérances
- Indications avec [.m] signifient : valeur moyenne dans la tolérance
- Pour le jeu, les tolérances d'entraxe et les épaisseurs de dent sont prises en compte. Les jeux minimum et maximum correspondant au plus petit, respectivement et au plus grand des écarts sont indiqués. Le calcul est effectué pour le cercle primitif de fonctionnement.

Fin rapport

Lignes: 363

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
T4 Euler		Date	04.03.2020
		Page	93 of 130

12.4 Entraînement selon l'axe de rotation roues 41/246 dents

Couple de fonctionnement autorisé 1,3 (Nm)

KISSOFT
Calculation programs for machine design

KISSsoft - Release 03-2011G
Sauter, Bachmann AG Zahnraederfabrik CH-8754 Netstal

Fichier
Nom : Universite de Geneve 41-246
Modifié par: lür Le: 20.09.2011 à: 10:48:57

CALCUL D'UNE PAIRE DE ROUES CYLINDRIQUES A DENTURE DROITE

Numéro dessin/article:

Roue 1: 0.000.0
Roue 2: 0.000.0

Méthode de calcul ISO 6336:2006 Méthode B

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Puissance (W)	[P]	0.8168	
Vitesse de rotation (1/min)	[n]	6.0	1.0
Couple (Nm)	[T]	1.300	7.800
Facteur d'application	[KA]	1.10	
Durée de vie exigée	[H]	1000.00	
Roue menante (+) / menée (-)		+	-

1. GEOMETRIE DE DENT ET MATERIAU

(Calcul de géométrie selon ISO 21771)

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Entraxe (mm)	[a]	114.800	
Tolérance d'entraxe		ISO 286 Surcote js6	
Module normal (mm)	[mn]	0.8000	
Angle de pression réel (°)	[alfn]	20.0000	
Angle d'hélice au cercle primitif (°)	[beta]	0.0000	
Nombre de dents	[z]	41	246
Largeur de dent (mm)	[b]	10.50	12.00
Inclinaison		Denture droite	
Qualité d'engrenage	[Q-ISO1328]	5	5
Diamètre intérieur (mm)	[di]	0.00	0.00
Diamètre intérieur du bandage (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Matériau

Roue 1: CuSn12Ni2-C-GZ, Bronze (m), non traité
Valeur estimée selon AGMA2101 (Rm > 275 N/mm2)
Roue 2: X 17CrNi16-2, Acier inoxydable, allié, amélioré
ISO 6336-5 Image 5/6 (MQ)

Indication pour roue
2:

Ce type de matière n'est pas prévu dans la méthode pour le calcul de résistance.
La matière sera traitée comme de l'acier amélioré. Les résultats sont à vérifier par des essais..

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Dureté de la surface		HBW 95	HBW 238
Traitement de matière selon ISO6336:	Normale (Facteurs durée de vie ZNT et YNT >=0.85)		
Limite d'endurance - contrainte pied de dent (N/mm²)	[sigFlim]	39.50	300.00
Limite d'endurance (pression hertzienne) (N/mm²)	[sigHlim]	205.00	700.00
Résistance à la rupture (N/mm²)	[Rm]	280.00	800.00
Limite élastique (N/mm²)	[Rp]	150.00	600.00
Module d'élasticité (N/mm²)	[E]	98100	215000
Coefficient de Poisson	[ny]	0.350	0.300
Rugosité arithmétique moyenne Ra, flanc (µm)	[RAH]	0.80	0.80
Rugosité moyenne crête à crête Rz, flanc (µm)	[RZH]	6.30	6.30
Rugosité moyenne crête à crête Rz, pied (µm)	[RZF]	6.30	6.30

Outil ou profil de référence de la roue 1 :

Profil de référence 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Profile A		
Coeff. de saillie	[haP*]	1.000
Coeff. de creux	[hfP*]	1.250
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP*]	0.000
Coeff. de rayon de pied	[rhofP*]	0.380
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP*]	0.000
Coeff. de hauteur de protubérance	[hPrP*]	0.000
Angle de protubérance	[alfPrP]	0.000
Angle de semi-topping	[alfKP]	0.000

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
T4 Euler		Page	94 of 130

KISSSOFT
Calculation programs for machine design

non concourant

Outil ou profil de référence de la roue 2 :

Profil de référence 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Profile A		
Coeff. de saillie	[haP*]	1.000
Coeff. de creux	[hfP*]	1.250
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP*]	0.000
Coeff. de rayon de pied	[rhofP*]	0.380
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP*]	0.000
Coeff. de hauteur de protubérance	[hprP*]	0.000
Angle de protubérance	[alfprP]	0.000
Angle de semi-topping	[alfKP]	0.000

non concourant

Sommaire du profil de référence des roues dentées:

Hauteur de pied profil de référence (en module)	[hfP*]	1.250	1.250
Rayon de pied profil de référence (en module)	[rofP*]	0.380	0.380
Hauteur de tête profil de référence (en module)	[haP*]	1.000	1.000
Hauteur de protubérance (en module)	[hprP*]	0.000	0.000
Angle de protubérance (degrés) (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Hauteur du flanc de pied brisé (en module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Angle du flanc de pied brisé (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Données pour Rectification / Rodage à la pierre (honage):			
Profondeur d'insertion (en module)	[hgrind*]	1.066	1.066
Rayon à la tête d'outil (en module)	[rgrind*]	0.100	0.100

Type de correction de profil:

Dépouille de tête (µm)	Non (avec seulement dépouille d	[Ca]	16.30	8.50
Type de lubrification	Lubrification à la graisse			
Type de graisse	Graisse: Microlube GB 0			
Base de lubrifiant	Base d'huile minérale			
Visc. nomin. ciném. huile standard à 40 °C (mm²/s)	[nu40]	400.00		
Visc. nomin. ciném. huile standard à 100 °C (mm²/s)	[nu100]	25.00		
FZG-test A/8.3/90 niveau	[FZGtestA]	12		
Densité spécifique à 15 °C (kg/dm³)	[roOil]	0.900		
Température de graisse (°C)	[TS]	70.000		

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Rapport de transmission total	[itot]	-6.000	
Rapport d'engrenage	[u]	6.000	
Module apparent (mm)	[mt]	0.800	
Angle de pression au cercle primitif de référence (°)	[alf]	20.000	
Angle de pression de fonctionnement (°)	[alfwt]	20.000	
	[alfwt.e/i]	20.015 / 19.985	
Angle de pression réel de fonctionnement (°)	[alfwn]	20.000	
Angle d'hélice, cercle primitif de fonctionnement (°)	[betaw]	0.000	
Angle d'hélice de base (°)	[betab]	0.000	
Entraxe zéro (mm)	[ad]	114.800	
Somme des coefficients de déport	[Summexi]	-0.0000	
Coefficient de déport	[x]	0.0000	-0.0000
Epaisseur de dent (arc) (en module)	[sn*]	1.5708	1.5708
Modification de saillie (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diamètre primitif de référence (mm)	[d]	32.800	196.800
Diamètre de base (mm)	[db]	30.822	184.931
Diamètre de tête (mm)	[da]	34.400	198.400
(mm)	[da.e/i]	34.400 / 34.300	198.400 / 198.300
Ecart sur le cercle de tête (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.100	0.000 / -0.100
Chanfrein (1) / Arrondi de tête (2) / Dent pointu (3)		1	1
Chanfrein / Arrondi de tête (mm)	[hK]	0.200	0.200
Diamètre de cercle de forme (mm)	[dFa]	34.000	198.000
(mm)	[dFa.e/i]	34.000 / 33.900	198.000 / 197.900
Diamètre primitif de fonctionnement (mm)	[dw]	32.800	196.800
(mm)	[dw.e/i]	32.803 / 32.797	196.819 / 196.781
Diamètre de pied (mm)	[df]	30.800	194.800
Coefficient de déport à la fabrication	[xE.e/i]	-0.0120 / -0.0464	-0.0206 / -0.0721
Cercle de pied généré par xE (mm)	[df.e/i]	30.781 / 30.726	194.767 / 194.685
Jeu en fond de dent théorique (mm)	[c]	0.200	0.200
Jeu en fond effectif (mm)	[c.e/i]	0.319 / 0.205	0.298 / 0.199
Diamètre de pied actif (mm)	[dNf]	31.790	195.750
(mm)	[dNf.e/i]	31.876 / 31.775	195.849 / 195.729
Diamètre cercle de forme de pied (mm)	[dFf]	31.508	195.250



Calculation programs for machine design

	(mm)	[dFf.e/i]	31.497 / 31.464	195.219 / 195.142
Réserve (dNf-dFF)/2 (mm)		[cF.e/i]	0.206 / 0.139	0.354 / 0.255
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		0.800	0.800
(mm)	[ha.e/i]	0.800 / 0.750	0.800 / 0.750	
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hFP*-x)]		1.000	1.000
(mm)	[hf.e/i]	1.010 / 1.037	1.016 / 1.058	
Angle de roulement à dFa (°)	[xsi dFa.e/i]	26.681 / 26.238	21.917 / 21.830	
Angle de roulement à dNa (°)	[xsi dNa.e/i]	26.681 / 26.238	21.917 / 21.830	
Angle de roulement à dNf (°)	[xsi dNf.e/i]	15.115 / 14.355	19.977 / 19.863	
Angle de roulement à dFF (°)	[xsi dFF.e/i]	12.054 / 11.755	19.375 / 19.300	
Hauteur de dent (mm)	[H]		1.800	1.800
Nombre de dents virtuel	[zn]		41.000	246.000
Epaisseur de dent normale au cylindre de tête (mm)		[san]	0.610	0.662
(mm)	[san.e/i]	0.650 / 0.582	0.689 / 0.620	
(sans tenir compte du chanfrein / arrondi de tête)				
Intervalle apparent normale au cylindre de pied (mm)		[efn]	0.000	0.552
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.553 / 0.555	
Vitesse de glissement maximale à la tête (m/s)		[vga]	0.001	0.001
Glissement spécifique à la tête	[zetaaa]		0.255	0.340
Glissement spécifique au pied	[zetaaf]		-0.514	-0.342
Coef. de glissement à la tête	[Kga]		0.112	0.122
Coef. de glissement au pied	[Kgf]		-0.122	-0.112
Pas transversal (mm)	[pt]		2.513	
Pas de base (mm)	[pbt]		2.362	
Pas de base réel (mm)	[pet]		2.362	
Longueur de conduite (mm)	[ga, e/i]		3.283 (3.315 / 2.992)	
Longueur T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	3.893(3.861/ 4.066)	35.371(35.371/35.230)	
Longueur T1-B (mm)	[T1B, T2B]	4.815(4.815/ 4.696)	34.449(34.417/34.601)	
Longueur T1-C (mm)	[T1C, T2C]	5.609(5.605/ 5.614)	33.655(33.627/33.682)	
Longueur T1-D (mm)	[T1D, T2D]	6.255(6.223/ 6.427)	33.009(33.009/32.869)	
Longueur T1-E (mm)	[T1E, T2E]	7.177(7.177/ 7.057)	32.087(32.055/32.239)	
Longueur T1-T2 (mm)	[T1T2]		39.264 (39.232 / 39.296)	
Diamètre point de contact particulier B (mm)	[d-B]	32.291(32.291/32.221)	197.349(197.327/197.455)	
Diamètre point de contact particulier D (mm)	[d-D]	33.264(33.240/33.395)	196.362(196.362/196.268)	
Rapport de conduite de saille	[eps]	0.664(0.666/ 0.611)	0.727(0.738/ 0.656)	
Longueur minimale de la ligne de contact (mm)	[Lmin]		10.500	
Rapport de conduite apparent	[eps_a]		1.390	
Rapport de conduite apparent effectif	[eps_a.e/m/i]	1.404 / 1.335 / 1.267		
Rapport de recouvrement	[eps_b]		0.000	
Rapport total de conduite	[eps_g]		1.390	
Rapport total de conduite avec écarts	[eps_g.e/m/i]	1.404 / 1.335 / 1.267		

2. FACTEURS D'INFLUENCE GENERAUX

		----- Roue 1 ----- Roue 2 --
Force périphérique dans cercle primitif de référence (N)	[Ft]	79.3
Force axiale (N)	[Fa]	0.0
Force radiale (N)	[Fr]	28.9
Force normale (N)	[Fnorm]	84.4
Force périphérique nominale cercle prim. de réf. par mm (N/mm)	[w]	7.55
Pour information: Forces dans le cercle de fonctionnement:		
Force périphérique nominale (N)	[Ftw]	79.3
Force axiale (N)	[Faw]	0.0
Force radiale (N)	[Frw]	28.9
Vitesse circonférentielle du cercle primitif. (m/sec)	[v]	0.01
Dépouille de rodage (µm)	[yp]	3.4
Dépouille de rodage (µm)	[yf]	3.4
Coefficient de correction	[CM]	0.800
Facteur de corps de roue	[CR]	1.000
Facteur du profil de référence	[CBS]	0.975
Coefficient de matériau	[E/Est]	0.654
Rigidité dent individuelle (N/mm/µm)	[c']	5.259
Rigidité de l'engrènement (N/mm/µm)	[cgalf]	6.798
Rigidité de l'engrènement (N/mm/µm)	[cgbet]	5.778
La formule déterminant c' et cg dans w*KA<25 est inexacte ! Les facteurs KV, KHb ou Kha en dérivant sont trop grands.		
Masse réduite (kg/mm)	[mRed]	0.00398
Vitesse de résonance (min-1)	[nEl]	9620
Vitesse nominale (-)	[N]	0.001
Zone sous-critique		
Dépouille de rodage (µm)	[ya]	3.4

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		96 of 130	
<i>T4 Euler</i>			



Calculation programs for machine design

Distance de palier l	de l'arbre de pignon (mm)	[l]	21.000	
Distance s	de l'arbre de pignon (mm)	[s]	2.100	
Diamètre extérieur de l'arbre de pignon	(mm)	[dsh]	10.500	
Charge selon ISO 6336/1 image 16		[-]	4	
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)				
Facteur K' selon ISO 6336/1 image 13		[K']	-1.00	
Sans effet d'appui				
Erreur de ligne de flanc (actif) (µm)		[Fby]	1.47	
de la déformation des arbres (µm)		[fsh*B1]	0.07	
Dent sans correction de ligne de flanc				
Position de la portée : favorable				
de tolérances de fabrication (µm)		[fma*B2]	7.43	
Erreur de ligne de flanc, théorique (µm)		[Fbx]	5.41	
Dépouille de rodage (µm)		[yb]	3.9	
Facteur dynamique		[KV]	1.001	
Facteurs rép. longitudinale - flanc		[KHb]	1.510	
- Pied de dent		[KFb]	1.409	
- Grippage		[KBb]	1.510	
Facteurs de répartition transversale de la charge - flanc				
- Pied de dent		[KHα]	1.000	
- Grippage		[KFA]	1.000	
		[KBA]	1.000	
Facteur d'angle d'hélice grippage		[Kbg]	1.000	
Nombre de cycles d'effort (en mio.)		[NL]	0.360	0.060

3. CHARGE LIMITE DU PIED

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Calcul des facteurs de profil de dent selon méthode: B			
(Facteurs de profil YF calculés avec le déport de taillage xE.e)			
Facteur de profil de dent	[YF]	1.47	1.33
Facteur de correction de contrainte	[YS]	1.93	2.21
Angle de pression (°)	[alfen]	20.22	20.13
Bras de levier de pliage (mm)	[hF]	0.89	0.95
Épaisseur du pied de dent (mm)	[sFn]	1.70	1.85
Rayon du pied de dent (mm)	[roF]	0.43	0.34
(hF* = 1.116/1.183 sFn* = 2.131/2.312 roF* = 0.531/0.424 dsFn = 31.11/195.08 alfsFn = 30.00/30.00)			
Coefficient de recouvrement	[Yeps]	1.000	
Facteur d'angle d'hélice	[Ybet]	1.000	
Facteur denture haute	[YDT]	1.000	
Facteur de la couronne dentée	[YB]	1.000	1.000
Largeur de dent déterminante (mm)	[beff]	10.50	12.00
Contrainte nominale-pied de dent (N/mm²)	[sigFO]	26.85	24.23
Contrainte en pied de dent (N/mm²)	[sigF]	41.65	37.59
Contrainte de pied de dent admissible de la roue dentée d'essai			
Facteur d'appui	[YdrelT]	0.974	1.060
Facteur de surface	[YRrelT]	1.018	1.009
Effet de dimensions (pied de dent)	[YX]	1.000	1.000
Coefficient de résistance à la fatigue limitée			
	[YNT]	1.406	1.875
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	1.394	2.006
Facteur de flexions alternées	[YM]	1.000	1.000
Facteur de correction de contrainte	[Yst]	2.00	
Résistance limite-pied de dent (N/mm²)	[sigFG]	110.16	1203.35
Contrainte en pied de dent admissible (N/mm²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	114.75	1253.49
Sécurité prescrite	[SFmin]	0.96	0.96
Facteur de sécurité pour contrainte de pied de dent	[SF=sigFG/sigF]	2.65	32.01
Puissance transmissible (W)	[kWRating]	2.25	27.24

4. SECURITE DES FLANCS

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Facteur de zone	[ZH]	2.495	
Facteur d'élasticité (N ^{0.5} /mm)	[ZE]	155.421	
Coefficient de recouvrement	[Zeps]	0.933	
Facteur d'inclinaison	[Zbet]	1.000	
Largeur de dent déterminante (mm)	[beff]	10.50	
Pression de contact nominale (N/mm²)	[sigH0]	187.39	



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	97 of 130

KISSOFT

Calculation programs for machine design

Pression de contact au cercle primitif de fonctionnement (N/mm ²)	[sigHw]	241.62	
Facteur de contact unique	[ZB,ZD]	1.07	1.00
Pression de flanc (N/mm ²)	[sigH]	257.77	241.62
Facteur de lubrification	[ZL]	1.023	1.000
Facteur de vitesse	[ZV]	0.968	1.000
Coefficient de rugosité	[ZR]	0.970	1.000
Coefficient d'appariement des matériaux	[ZW]	1.000	1.000
Coefficient de résistance à la fatigue limitée	[ZNT]	1.452	1.600
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.396	1.600
Aucun nombre admissible de piqûre (0=non, 1=oui)		0	0
Effet de dimensions (flanc)	[ZX]	1.000	1.000
Résistance limite-piqûres (N/mm ²)	[sigHG]	286.16	1120.00
Pression de flanc admissible (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	366.87	1435.90
Sécurité de pression de flanc au cercle primitif de fonctionnement	[SHw]	1.18	4.64
Sécurité prescrite	[SHmin]	0.78	0.78
Puissance transmissible (W)	[kWRating]	1.65	28.85
Sécurité pression contact unique	[SHBD=sigHG/sigH]	1.11	4.64
(Sécurité portant sur le couple nominal)	[(SHBD)^2]	1.23	21.49

4b. MICRO-PITTING SELON ISO TR 15144-1:2010

Le calcul n'est pas effectué. (Lubrifiant: Numéro du niveau de charge essai de micro-pitting)

5. RESISTANCE AU GRIPPAGE

Méthode de calcul selon ISO/TR 13989

Le calcul de la résistance au grippage n'est pas prévu pour des graisses.
Le niveau d'essai FZG [FZGtestA] pour graisse n'est qu'une estimation.
Le calcul sert uniquement comme indication approximative!

Facteur de lubrification (par type de lubrification)	[XS]	1.200	
Facteur lubrifiant	[XL]	1.000	
Facteur d'engrènement multiple	[Xmp]	1.0	
Facteur de structure relatif (grippage)	[XWrelT]	1.000	
Coefficient de contact thermique (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.795	13.795
Dépouille de tête déterminante (µm)	[Ca]	16.30	8.50
Dépouille de tête optimale (µm)	[Ceff]		1.58
Largeur de dent déterminante (mm)	[beff]		10.500
Force périphérique/largeur de dent déterminante (N/mm)	[wBt]	12.552	
(Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 12.552)			
Coefficient éclair (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	1.431	
Facteur d'angle (eps1: 0.978, eps2: 0.664)	[Xalfbet]	0.727	
Critère de la température éclair			
Température de masse (°C)	[theMi]	70.03	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]		0.06
Température de grippage (°C)	[theS]	342.77	
Coordonnée gamma (point culminant de la température)	[Gamma]		-0.277
[Gamma.A]= -0.306 [Gamma.E]= 0.279			
Température de contact maximale. (°C)	[theB]	70.12	
Facteur de début d'engrènement	[XJ]	1.000	
Facteur de répartition de la force	[XGam]	0.393	
Viscosité dynamique (mPa*s)	[etaM]	66.00	
Coefficient de frottement	[mym]	0.132	
Sécurité prescrite	[SBmin]	1.600	
Facteur de sécurité contre grippage (temp. éclair)	[SB]	2285.664	
Critère de température intégrale			
Température de masse (°C)	[theM-C]	70.03	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]		0.04
Température intégrale de grippage (°C)	[theSint]	358.90	
Facteur de rodage (en fin de rodage)	[XE]	1.000	
Coefficient de recouvrement	[Xeps]	0.327	
Viscosité dynamique (mPa*s)	[etaOil]	66.00	
Coefficient de frottement moyen	[mym]	0.167	
Facteur géométrique	[XBE]	0.127	
Facteur d'engrènement	[XQ]	1.000	



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	98 of 130

KISSOFT

Calculation programs for machine design

Facteur de dépouille de tête	[XCa]	1.549
Température intégrale de flanc (°C)	[theint]	70.10
Sécurité prescrite	[SSmin]	1.440
Facteur de sécurité contre grippage (temp. intég.)	[SSint]	5.120
Sécurité pour moment transmis (temp. intég.)	[SSL]	3014.535

6. COTE DE CONTROLE POUR L'EPAISSEUR DE DENT

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
		DIN3967 g24	DIN3967 g24
Tolérance d'épaisseur de dent			
Surépaisseur de dent en section normale (mm)	[As.e/i]	-0.007 / -0.027	-0.012 / -0.042
Nombre de dents de mesure	[k]	5.000	28.000
Écartement entre dents sans jeu (mm)	[Wk]	11.087	67.703
Écartement des dents effectif (mm)	[Wk.e/i]	11.080 / 11.062	67.692 / 67.664
Diamètre du cercle de mesurage (mm)	[dMWk.m]	32.750	196.926
Diamètre théorique du corps de mesure (mm)	[DM]	1.357	1.340
Diamètre effectif du corps de mesure (mm)	[DMeff]	1.400	1.400
Cote radiale sur une bille sans jeu (mm)	[MrK]	17.401	99.417
Cote radiale effective sur une bille (mm)	[MrK.e/i]	17.392 / 17.368	99.400 / 99.360
Diamètre du cercle de mesurage (mm)	[dMMr.m]	32.850	196.876
Cote diamétrale théorique sur deux billes (mm)	[MdK]	34.777	198.833
Cote diamétrale effective sur deux billes (mm)	[MdK.e/i]	34.760 / 34.711	198.801 / 198.720
Cote sur deux piges sans jeu (mm)	[MdR]	34.777	198.833
Cote diamétrale effective sur rouleaux (mm)	[MdR.e/i]	34.760 / 34.711	198.801 / 198.720
Cote sur trois piges sans jeu (mm)	[Md3R]	34.753	0.000
Mesure effective sur trois rouleaux (mm)	[Md3R.e/i]	34.735 / 34.686	0.000 / 0.000
Corde d'épaisseur de dent sans jeu (mm)	['sn]	1.256	1.257
Corde d'épaisseur de dent effective (mm)	['sn.e/i]	1.249 / 1.229	1.245 / 1.215
Saillie à la corde à partir de da.m (mm)	[ha]	0.787	0.777
Épaisseur de dent (arc) (mm)	[sn]	1.257	1.257
(mm)	[sn.e/i]	1.250 / 1.230	1.245 / 1.215
Entraxe sans jeu (mm)	[aControl.e/i]	114.774 / 114.705	
Entraxe sans jeu, écarts (mm)	[jta]	-0.026 / -0.095	
Ecart sur l'entraxe (mm)	[Aa.e/i]	0.011 / -0.011	
Jeu entre dents primitif curviligne de Aa (mm)	[jt Aa.e/i]	0.008 / -0.008	
Jeu radial (mm)	[jr]	0.106 / 0.015	
Jeu entre dents primitif curviligne (mm)	[jt]	0.077 / 0.011	
Angle de torsion avec roue 1 conservée (°)		0.0448 / 0.0064	
Jeu normal entre dents (mm)	[jn]	0.072 / 0.010	

7. TOLERANCES DES DENTURES

		----- Roue 1 -----	Roue 2 --
Selon ISO 1328:			
Qualité d'engrenage	[Q-ISO1328]	5	5
Erreur individuel de pas (µm)	[fpt]	5.00	6.00
Diamètre de base - écart de pas (µm)	[fpb]	4.70	5.50
Erreurs accumulées de pas circulaires sur k/8 (µm)	[Fpk/8]	8.00	15.00
Erreur de forme du profil (µm)	[ffa]	4.00	5.50
Erreur d'angle de profil (µm)	[fHa]	3.30	4.40
Erreur total de profil (µm)	[Fa]	5.00	7.00
Erreur de la forme de ligne de flanc (µm)	[ffb]	5.00	5.50
Erreur d'angle de ligne de flanc (µm)	[fHb]	5.00	5.50
Erreur total de ligne de flanc (µm)	[Fb]	7.00	8.00
Erreur total du pas (µm)	[Fp]	14.00	24.00
Faux-rond de rotation (µm)	[Fr]	11.00	20.00
Erreur composé radiale (µm)	[Fi"]	14.00	22.00
Saut radial (µm)	[fi"]	2.70	2.80
Erreur composée tangentielle (µm)	[Fi']	26.00	38.00
Saut tangentiel (µm)	[fi']	11.00	13.00

8. DONNEES COMPLEMENTAIRES

entraxe maximale possible (eps_a=1.0)	[aMAX]	115.118	
Rigidité à la torsion (MNm/rad)	[cr]	0.0	0.6
Coefficient de frottement moyen (selon Niemann)			

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		99 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

KISSSOFT
Calculation programs for machine design

	[mum]	0.120	
Glissement d'usure selon Niemann	[zetw]	0.416	
Puissance dissipée par frottement des dents (W)	[PVZ]	0.005	
(Rendement de l'engrenage (%))	[etaz]	99.380)	
Poids - calculé avec da (g)	[Mass]	85.88	2856.57
Moment d'inertie (système par rapport à la roue 1):			
Calcul sans tenir compte de la forme exacte de la dent			
roues individuelles ((da+df)/2...di) (kgm²)			
	[TraeghMom]	1.019e-005	0.01353
Système ((da+df)/2...di) (kgm²)	[TraeghMom]	0.0003862	

9. DETERMINATION DE LA FORME DE DENT

Données pour calcul de forme de dent:
Données non disponibles.

REMARQUES:

- Les valeurs avec [.e/i] signifient: Valeur maximale [e] et minimale [i] en tenant compte des tolérances
- Indications avec [.m] signifient : valeur moyenne dans la tolérance
- Pour le jeu, les tolérances d'entraxe et les épaisseurs de dent sont prises en compte. Les jeux minimum et maximum correspondant au plus petit, respectivement et au plus grand des écarts sont indiqués. Le calcul est effectué pour le cercle primitif de fonctionnement.
- Détails de la méthode de calcul:
 - cg selon méthode B
 - KV selon méthode B
 - KHb, KFB selon méthode C
 - fma d'après l'équation (64), fsh selon (57/58), Fbx selon (52/53/54)
 - KHa, KFa selon méthode B

Fin rapport

Lignes: 517

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		100 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

13 RESUME

13.1 Moments

13.1.1 Axe de rotation

Moment maximum axe de sortie du réducteur	18 (Nm)
Moment maximum du limiteur de couple	7 (Nm)
Moment maximum de l'entraînement magnétique	2,5 (Nm)
Couple de travail axe de sortie du réducteur	1,3 (Nm))

13.1.2 Axe de basculement

Couple maximum axe de sortie du réducteur	100 (Ncm)
Couple de travail axe de sortie du réducteur	13 (Ncm)
Couple doublé pour le calcul de la pression spécifique pour considérer le rattrapage de jeu	30 (Ncm)

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		101 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

14 MESURES APRES ASSEMBLAGE

14.1 Axe de rotation

14.1.1 Equilibrage

Au chapitre 6.3.2.7 nous trouvons un couple par calcul de 4276 (Nmm)

Les mesures effectuées sur le déviateur nous donnent après équilibrage :

Position Cassegrain 3575 (Nmm)

Position Nasmyth 2860 (Nmm)

Nous avons gardé cette différence, car il est difficile d'augmenter les contrepoids qui permettraient d'équilibrer les couples dans les deux positions du miroir. De plus, il est préférable d'avoir un couple minimum en position Nasmyth pour minimiser l'effet de torsion entre la position verticale et horizontale du télescope.

14.1.2 Entraînement magnétique

L'entraînement magnétique est décrit au chapitre 6.3.6

A l'aide d'un bras de levier fixé sur la partie tournante du déviateur nous avons mesuré avec un dynamomètre le couple de déclenchement de l'entraînement magnétique suivant :

21 à 22 (N) pour un bras de levier de 890 (mm) soit :

18690 à 19580 (Nmm). Nous prendrons un couple de 19 (Nm) pour le calcul.

Couple au niveau de l'entraînement : $M_{tr} = \frac{M \text{ mesuré} - M_p}{i} \eta$

$$M_{tr} = \frac{(19 - 1) \cdot 90}{6 \cdot 100}$$

$$M_{tr} = 2,7 \text{ (Nm)}$$

Cette valeur est proche de celle donnée par le fabricant soit **2,5 (Nm)**

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		102 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

14.1.3 Limiteurs de couple de la rotation

Décrit au chapitre 8.1.2

Avec un espace de serrage des rondelles de 3,7 (mm) nous devrions avoir un couple de 700 (Ncm)

L'espace a été réalisé à 4 (mm) ce qui nous donne les valeurs de couple suivantes :

Pour le limiteur d'entraînement 605 (Ncm)

Pour le limiteur antagoniste 595 (Ncm)

Ces couples sont suffisants pour assurer un bon entraînement.

14.2 Axe de basculement

Description au chapitre 7

14.2.1 Mesure du couple sur la vis à rouleaux satellite

Description au chapitre 7.3.1.4

Un couplemètre est raccordé en direct sur la vis et entraîne la vis et le roulement.

Couple mesuré : ~ 5 (Ncm) au démarrage

 ~ 4,5 (Ncm) en continu

Pas de différence significative selon le sens à part quelques points durs en direction de la position Cassegrain à 6 (Ncm).

Le couple calculé est le suivant : $M_l = (M_v + M_l + M_p) = 2,8 + 1,5 + 6 = 10,3$ (Ncm)

Sous charge, des mesures successives nous montrent que dans le sens Cassegrain Nasmyth, nous avons un couple de 4 à 5 (Ncm).

Dans le sens opposé nous pouvons avoir des couples allant de 5 à 6 (Ncm).

Nous avons un rapport d'environ 2 entre la mesure et le calcul venant certainement du palier, qui tourne plus librement que les données fournies par le fabricant.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		103 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

14.2.2 Précontrainte entre les engrenages à rattrapage de jeu

Couple de décalage des dents

Première dent	3 (Ncm)
Deuxième dent	6
Troisième dent	8
Quatrième dent	12
Cinquième dent	14

On constate qu'avec un décalage de 1,5 dents on entraîne déjà le chariot.

Nous assemblons les engrenages avec un décalage de 3 dents, soit un couple obtenu de 8 Ncm.

Pour ce faire, nous utiliserons des ressorts suivants :

\emptyset int. 2.5 / \emptyset fil 0.40 / Lg.= 18.00

14.2.3 Limiteur du palier bascule

Avec un espace de serrage des rondelles de 3,8 mm nous devrions avoir un couple de 60 (Ncm)

La mesure effectuée avec un couplemètre nous donne 65 (Ncm)

Un fois le couple atteint le limiteur tourne avec une légère vibration.



**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	104 of 130

15 ANNEXE

15.1 ROLLVIS MESURE DYNAMIQUE DU COUPLE

Mesure dynamique du couple

réf. norme 1 3408-3 : 1992(F)
(valable pour les couples supérieurs à 0,2 Nm)

Produit	Vis à rouleaux satellites
Numéro de dessin	6T1569/1
Type de vis	RV210/10.1.R5.6T1569/1
Numéro de commande	CC-0544-11
Numéro de protocole	T19664
Diamètre	10
Pas	1
Longueur totale	169.8
Longueur fileté	112

Date	21.10.2011
Numéro d'écran	119664
Numéro de vis	00
Classe de précision	5
Force de précharge demandée	0.06
Couple de précharge demandé	0.04
Couple minimum admis	0.08
Couple maximum admis	0.08

Diagramme de couple

Conditions de mesure

Racleurs	Non montés
Vitesse de rotation de la vis	
Lubrification	
Nombre de mesures par mm	0.5

Rollvis SA

136 ch. du Pont-du-Centenaire
Tel:(#41 22) 706 90 40

Genève
E-mail: info@rollvis.com

CH-1228 Plans-Les-Duates
Fax:(#41 22) 706 90 49

Suisse

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		105 of 130	
T4 Euler			

15.2 HEIDENHAIN CERTIFICAT D'INSPECTION

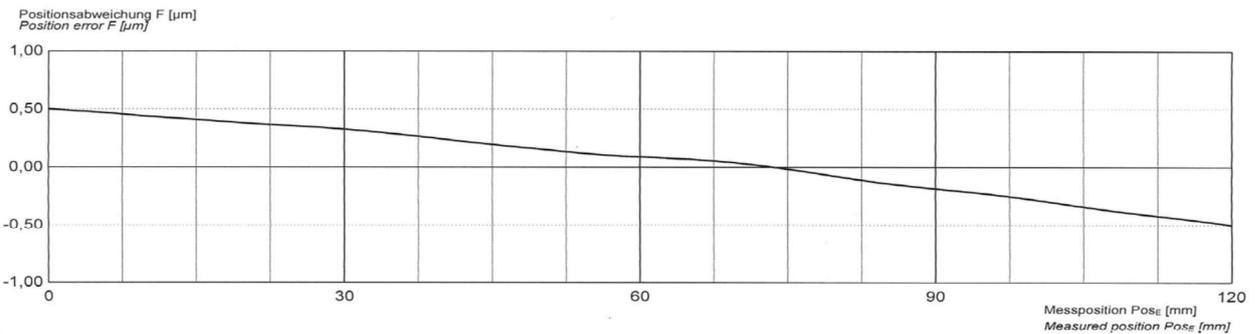


HEIDENHAIN

Qualitätsprüf-Zertifikat
DIN 55 350-18-4.2.2

Quality Inspection Certificate
DIN 55 350-18-4.2.2

LIP 401R
ID 277376-M4
SN 67920607 A 



Die Messkurve zeigt die Mittelwerte der Positionsabweichungen aus Vorwärts- und Rückwärtsmessung.

The error curve shows the mean values of the position errors from measurements in forward and backward direction.

Positionsabweichung F des Maßstabs: $F = Pos_M - Pos_E$
Pos_M = Messposition der Messmaschine
Pos_E = Messposition des Maßstabs

Position error F of the scale: $F = Pos_M - Pos_E$
Pos_M = position measured by the measuring machine
Pos_E = position measured by the scale

Maximale Positionsabweichung der Messkurve	
innerhalb 120 mm	0,5 µm

Maximum position error of the error curve	
within 120 mm	0,5 µm

Unsicherheit der Messmaschine	
$U_{95\%} = 0,01 \mu\text{m} + 0,13 \cdot 10^{-6} \cdot L$ (L=Länge Messintervall)	

Uncertainty of the measuring machine	
$U_{95\%} = 0,01 \mu\text{m} + 0,13 \cdot 10^{-6} \cdot L$ (L=measurement interval length)	

Messparameter	
Messschritt	1000 µm
Erster Referenzimpuls bei Messposition	60,0 mm
Relative Luftfeuchtigkeit	max. 50%

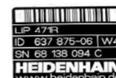
Measurement parameters	
Measurement step	1000 µm
First reference pulse at measured position	60,0 mm
Relative humidity	max. 50%

Dieser Maßstab wurde unter strengen HEIDENHAIN-Qualitätsnormen hergestellt und geprüft. Die Positionsabweichung liegt bei einer Bezugstemperatur von 20 °C innerhalb der Genauigkeitsklasse $\pm 1,0 \mu\text{m}$.

This scale has been manufactured and inspected in accordance with the stringent quality standards of HEIDENHAIN. The position error at a reference temperature of 20 °C lies within the accuracy grade $\pm 1,0 \mu\text{m}$.

Kalibriernormale	Kalibrierzeichen
Jod-stabilisierter He-Ne Laser	40151 PTB 11
Wasser-Tripelpunktzelle	74055 PTB 15
Calcium-Schmelzpunktzelle	74056 PTB 15
Barometer	02759052 D-K-15105 2016-11
Luftfeuchtemessgerät	0591 D-K-19342 2016-11

Calibration standards	Calibration marks
Iodine-stabilized He-Ne Laser	40151 PTB 11
Water triple point cell	74055 PTB 15
Calcium melting point cell	74056 PTB 15
Pressure gauge	02759052 D-K-15105 2016-11
Hygrometer	0591 D-K-19342 2016-11





**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	107 of 130



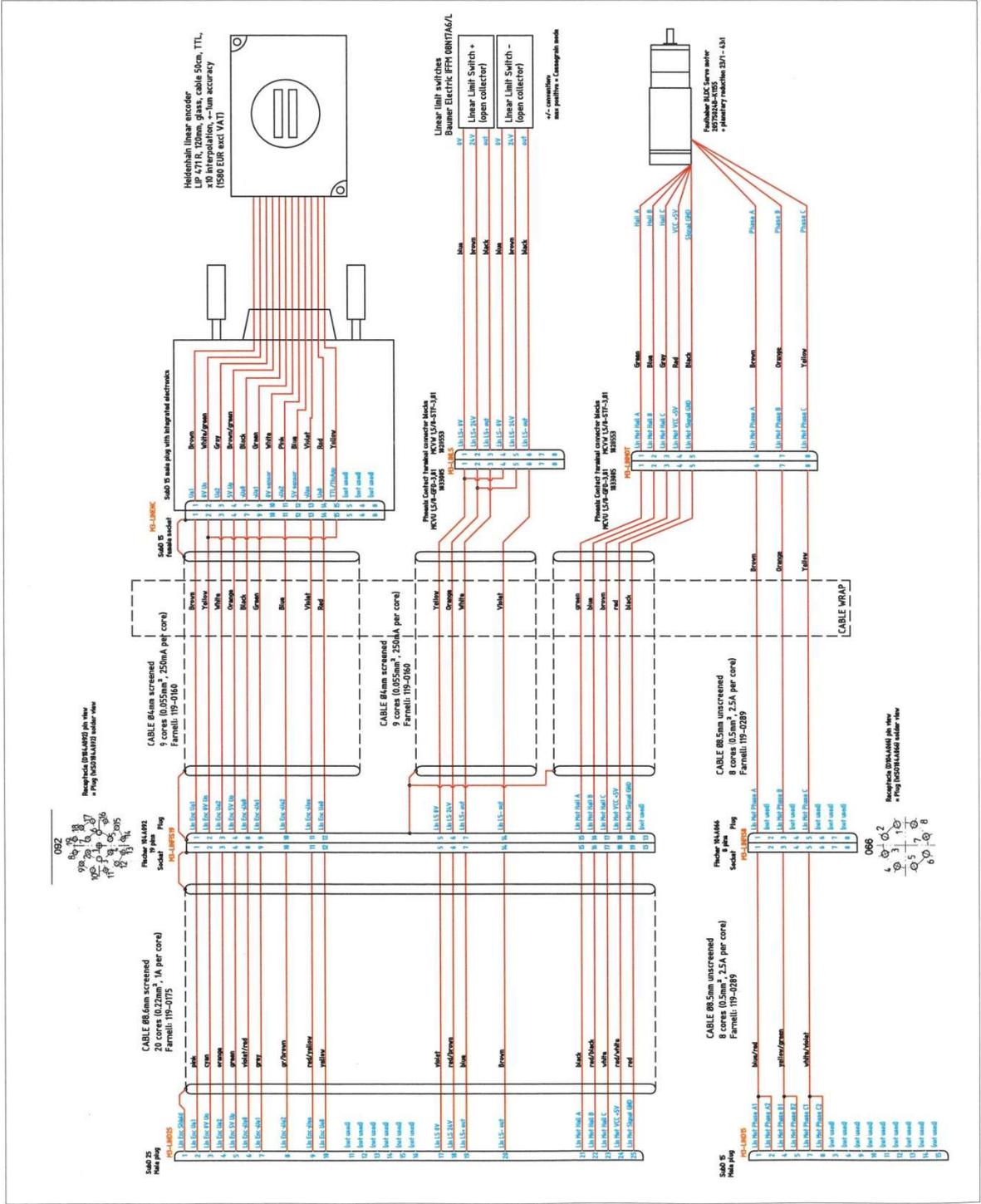
**Mercator
Telescope**
Institute of Astronomy
K.U.Leuven

Subsystem: M3
Part: Cables
Drawing (1 / 2)
Last saved: 2012.05.14
Comments:

Source file: M3 Cables.dwg

Revisions:

1	2012.03.13	WP	Initial creation
2	2012.05.14	GR	As wired



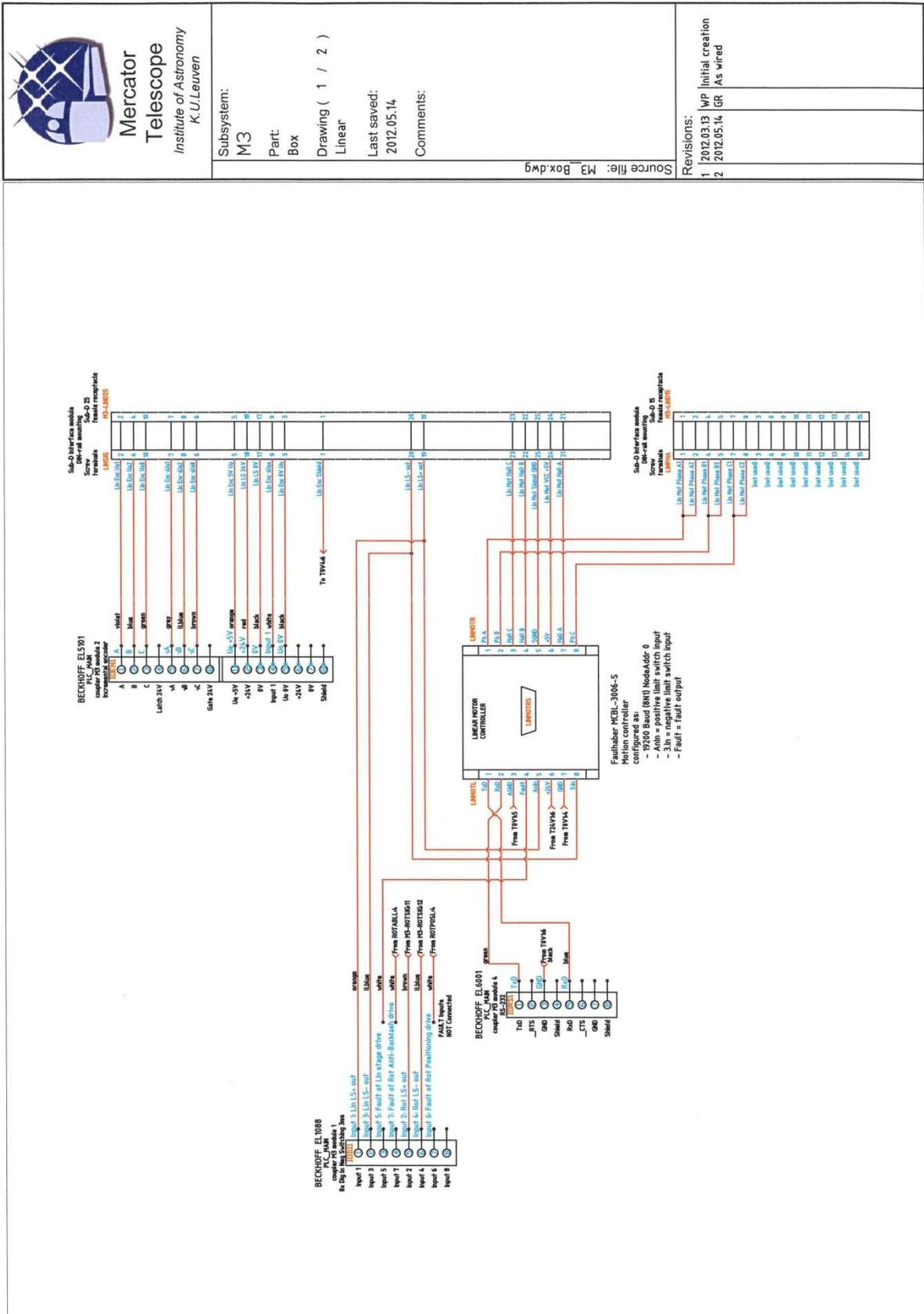


**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	109 of 130





**GENEVA
OBSERVATORY**

T4 Euler

**DEVIATEUR M3
RAPPORT ETUDE MECANIQUE**

Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
Version	1.2
Date	04.03.2020
Page	110 of 130



**Mercator
Telescope**
Institute of Astronomy
K.U.Leuven

Subsystem:
M3

Part:
Box

Drawing (2 / 2)
Rotational

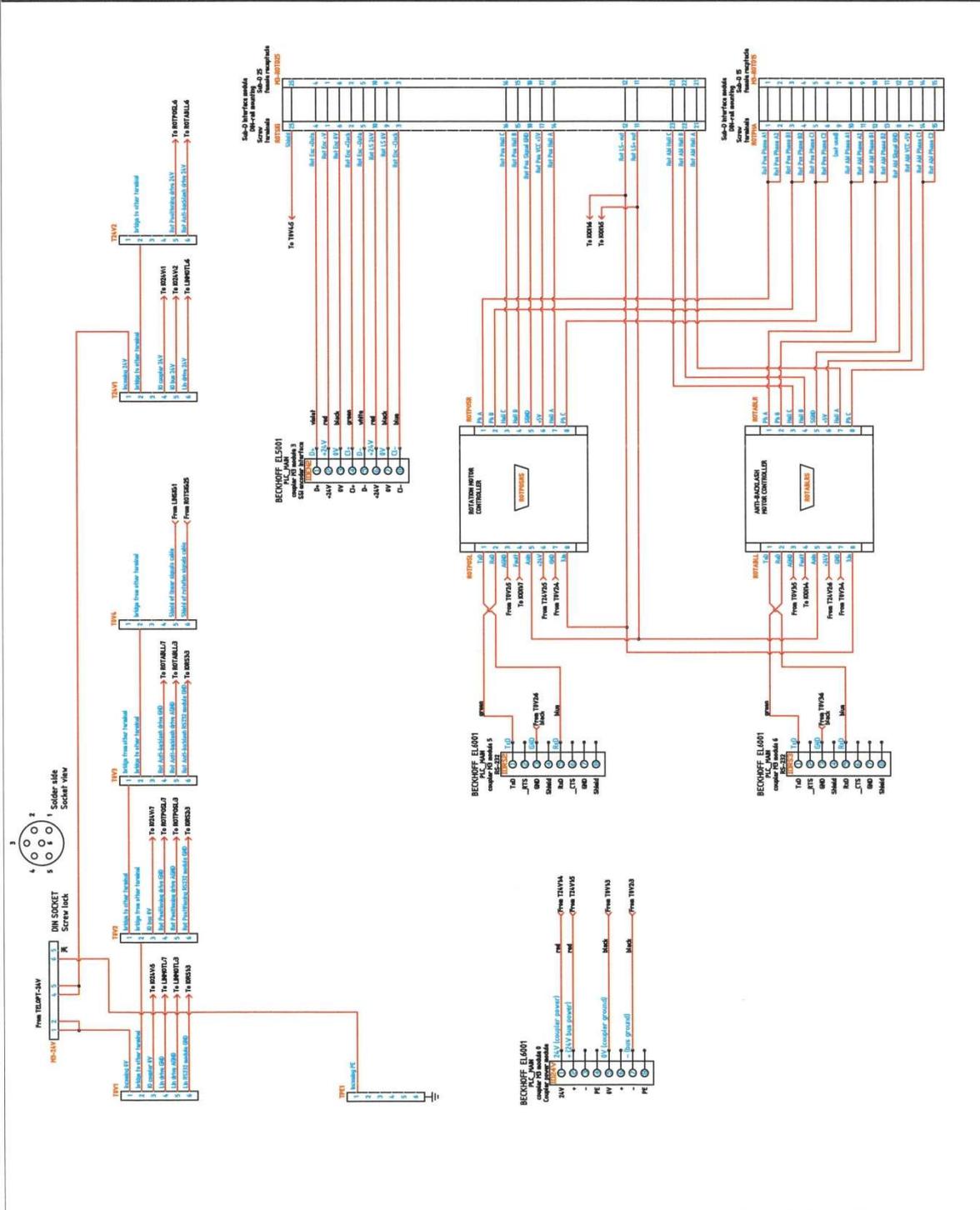
Last saved:
2012.05.14

Comments:

Source file: M3_Box.dwg

Revisions:

1	2012.03.13	WP	Initial creation
2	2012.05.14	GR	As wired



 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		111 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

17 PUBLICATIONS

A new Nasmyth mirror mechanism increases the number of focal stations of the Mercator telescope

Gert Raskin^a, René Dubosson^b, Bernard Michaud^b, Wim Pessemier^a and Hans Van Winckel^a

^aInstituut voor Sterrenkunde, Celestijnenlaan 200D, B-3001 Leuven, Belgium

^bObservatoire de Genève, Chemin des Maillettes 51, CH-1290 Sauverny, Switzerland

ABSTRACT

Originally, the Mercator telescope (Roque de Los Muchachos Observatory, La Palma) only had one Cassegrain and one Nasmyth focal station available. Both foci are currently occupied and the exploitation scheme of the Mercator telescope does not allow regular instrument changes. To accommodate our new three-channel imager MAIA and to allow flexible scheduling with rapid follow-up of transient phenomena, we have designed and built a new mechanism for the Nasmyth mirror that enables the use of the second Nasmyth focal station and of two compact intermediate foci at the front and the rear side of the telescope tube. This mechanism uses high-precision gears, bearings and optical encoders to allow for flexible and very accurate positioning of the Nasmyth mirror along the rotation and tilt axes. It is controlled by a programmable logic controller (PLC) that is the precursor of a completely new PLC and OPC-UA based telescope control system. We present the design, the construction and the performance of this new Nasmyth mirror mechanism.

Keywords: Telescope, Opto-mechanics, PLC, OPC-UA

1. INTRODUCTION

The Mercator telescope¹ is a 1.2-m telescope with Ritchey-Chretien optics, installed at the Roque De Los Muchachos Observatory on La Palma (Canary Islands, Spain). Originally, the telescope only disposed of two permanently available focal stations: Cassegrain and one Nasmyth, equipped with a direct imager (MEROPE²) and a high-resolution fiber-fed spectrograph (HERMES³), respectively. Selection between Cassegrain and Nasmyth foci was done by tilting the Nasmyth mirror (M3) with the aid of a simple ball screw mechanism and mechanical end stops. To access the second Nasmyth focus, manual rotation of the Nasmyth mirror was required. This operation involved extensive work, as the Cassegrain instrument and rotator had to be removed before gaining access to the fixture of the deviator tube that holds the M3 support. The installation of MAIA⁴, a new three-channel imager, dictated the permanent availability of a second Nasmyth focus.

Moreover, the nature of the observing programs at the Mercator telescope require regular switching between instruments during the night. Hence, a clear need existed for a facility to switch between the various focal stations in an fully automatic, rapid and reliable way. Therefore, we designed and built a new mechanism that now automates both degrees of freedom of the Nasmyth mirror: rotation and tilting in or out of the beam coming from the secondary mirror (M2). Additionally, the mirror rotation now also offers access to two folded Cassegrain foci, lying on an axis perpendicularly to the the elevation axis of the telescope, at the front and rear part of the telescope tube. These secondary foci can only carry a limited load but are nevertheless very useful for the rapid installation of small instruments.

The design and construction of the new M3 mechanism was a joint effort, carried out by the technical staff of the Geneva Observatory (Switzerland) and the Institute of Astronomy of the KU Leuven (Belgium). The project was kicked off in October 2010. Installation and commissioning took place in May 2012.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	112 of 130

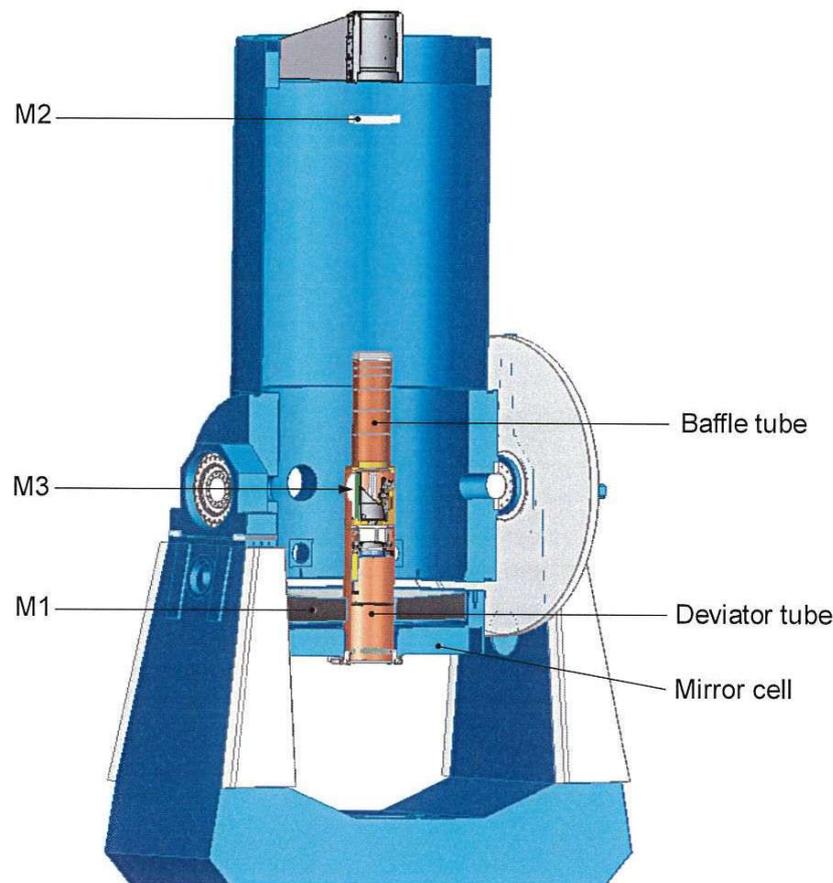


Figure 1. Mercator telescope with a section view of the telescope tube. The deviator tube, mounted in the center of the mirror cell, holds the Nasmyth mirror (M3, in Cassegrain position) mechanism and centers this mirror on the elevation axis. A tube with a series of baffles is mounted on top of it.

2. REQUIREMENTS

2.1 General

With the new Nasmyth mirror mechanism, it should be possible to deviate the telescope beam towards both Nasmyth and both folded Cassegrain foci, as well as folding the mirror away for accessing the Cassegrain focus. Switching between focal stations should be no more than a simple 'push-button' operation that can be completed in less than two minutes.

The original tilt mechanism was mounted on a tube (deviator tube), fixed at the bottom side of the primary mirror cell. To avoid on-site machining and to simplify the installation of the new mechanism, this deviator tube should be reused without major modifications. Furthermore, the new mechanism should accommodate the existing Nasmyth mirror and the extended baffle that was mounted on top of it. Figure 1 illustrates how the deviator tube is mounted in the mirror cell and centered in the telescope tube.

One of the most constraining requirements for the mechanical design is that mechanisms, motors and cabling should fit within the tight space that is available in the deviator tube. Obviously, neither should these components

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		113 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

interfere with the telescope beam. The internal diameter of the tube is 282 mm, while the diameter of the beam at the level of M3 amounts to 170 mm. Hence, the space envelope for installing both tilt and rotation mechanisms and a cable wrap, corresponds with a ring that is only 56 mm wide.

2.2 Positioning accuracy

The pointing accuracy of the Mercator telescope is approximately 2 arcsec root mean square (RMS) over the major part of the sky. The Nasmyth mirror positioning should not have a substantial impact on this pointing performance figure. Requiring an absolute positioning accuracy for the Nasmyth mechanism of ± 2 arcsec on the sky leads to an RMS value of approximately 0.67 arcsec. This would degrade the overall telescope pointing accuracy by a perfectly acceptable value of not more than 5%.

The Mercator telescope has a plate scale of 70 arcsec/mm. Hence, an on-sky positioning accuracy of ± 2 arcsec corresponds with ± 0.140 mm accuracy in the focal plane of the telescope.

Rotation accuracy The distance between the Nasmyth mirror and the telescope focal plane is 1282 mm. The rotational positioning accuracy requirement of the Nasmyth mirror is then:

$$\arctan \frac{\pm 0.140 \text{ mm}}{1282 \text{ mm}} = \pm 23 \text{ arcsec.}$$

For a gear wheel with a pitch diameter of 200 mm, this corresponds with an accuracy of $11 \mu\text{m}$ along the pitch circle.

Tilt accuracy The reflection along the tilt direction doubles the positioning error and this effectively halves the required accuracy for the mirror tilt to ± 11.5 arcsec. In case we drive the mirror tilt with a linear stage, actuating with a lever arm of 100 mm long, the linear accuracy becomes:

$$100 \text{ mm} \tan \pm 11.5 \text{ arcsec} = \pm 5.6 \mu\text{m.}$$

3. TILT DRIVE MECHANISM

To tilt the Nasmyth mirror for selecting between Cassegrain and Nasmyth foci, the mirror is mounted on a cut-off tube that rotates around an axis perpendicular to the optical axis of the telescope (Figure 2). This tube is supported by a pair of angular contact bearings. At one side the bearing is rigidly fixed, while at the other side, the bearing can slide axially to compensate for thermal expansion.

The actuator for this mirror rocker is a linear stage, shown in the left part of figure 2. It consists of a carriage that is driven by a planetary roller screw and guided by two precision caged-ball-bearing rails. A brushless DC servo motor (Faulhaber 2057S) with a planetary gear head (43:1 reduction) drives this lead screw. A split gear, preloaded by springs between the gear halves, eliminates all backlash between screw and motor pinion. A hinged rod links the mirror support with the actuator carriage. The planetary roller screw–nut system has a 1 mm/rev pitch and is completely irreversible. This irreversibility, together with the preload of the nut, allow to completely power off the drive motor after positioning. The pinion shaft is equipped with a torque limiter, preset at 0.60 Nm. This torque limiter is a slip coupling, consisting of a bronze and a steel disc that are clamped together with a series of 10 Schnorr "K" disc springs.

The linear stage also holds two inductive limit switches and a linear encoder (Heindenhein LIP471). This encoder is an optical encoder with built-in interpolation and digitizing circuitry. It has a resolution of $0.1 \mu\text{m}$ and a homing reference mark in the center of its 120-mm range. However, upon installation we were unable to detect this reference mark in a reliable way. Therefore, we now use the mechanical end stop of the linear stage as homing reference. At reduced speed and current limit, the electrical limit switch can be overpassed without any risk for damage and without activating the mechanical torque limiter. When using this initialization method, we obtain a positioning accuracy and repeatability well below $1 \mu\text{m}$ or better than 0.35 arcsec on sky.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		114 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

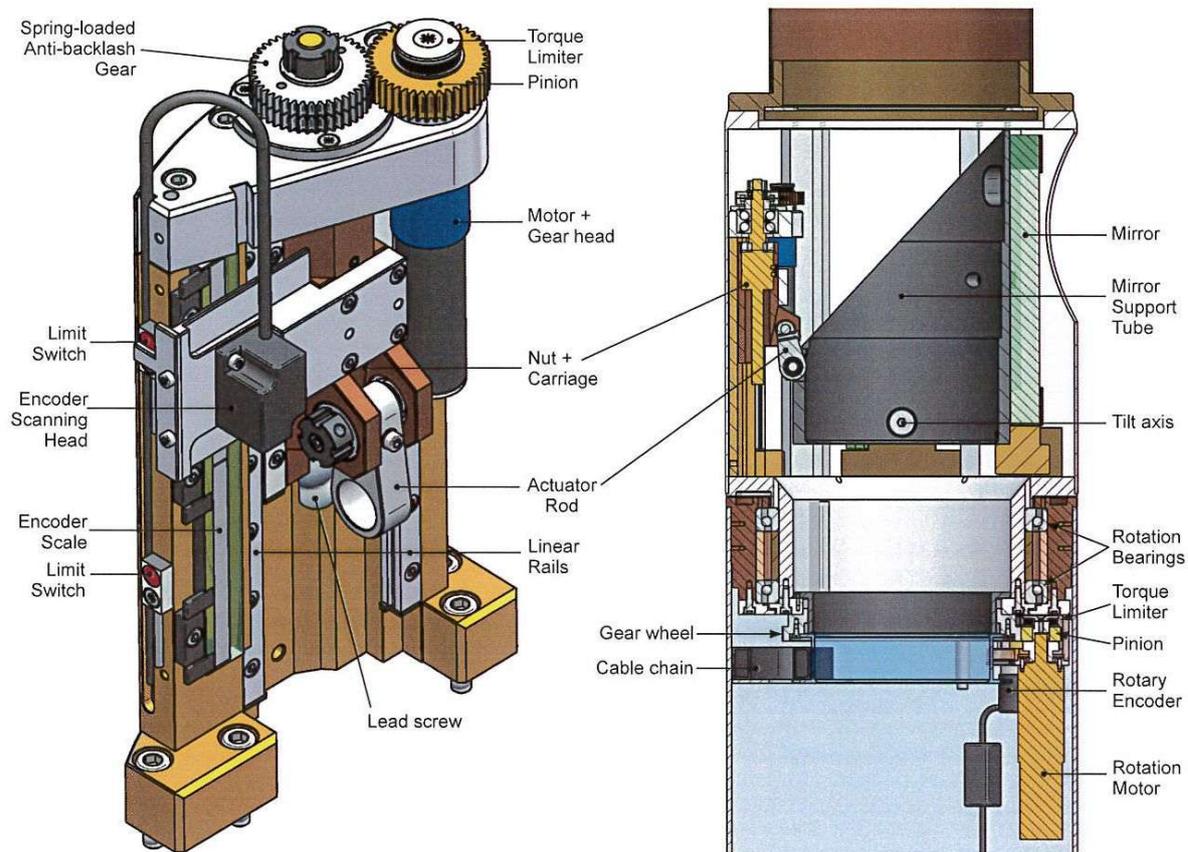


Figure 2. Left: linear stage that actuates the mirror tilt mechanism. Right: section view of both tilt and rotation mechanisms.

4. ROTATION DRIVE MECHANISM

The Nasmyth mirror, together with the tilt mechanism, can rotate around the telescope axis to select between both Nasmyth and both folded Cassegrain foci. Therefore, the tilt mechanism is mounted on two slim angular contact bearings with a large free internal diameter to accommodate the telescope beam when using Cassegrain focus (right part of figure 2). A large gear wheel is fixed around the rotating part. This gear is driven by a bronze pinion, mounted on the shaft of a brushless DC servo motor (Faulhaber 3564) with a planetary gear head with large reduction (1600:1). The pinion-gearhead combination gives an extra 6:1 reduction to the drive system. The pinion fixture is equipped with a similar type torque limiter as the linear stage, now preset at 7 Nm. Because the positioning accuracy is quite high, a very smooth and predictable movement is required. Therefore, we paid special attention to the regularity and the contact surface quality of the gear teeth, and to the quality of both bearings.

An second identical servo motor is also coupled to the rotation gear wheel through a permanent magnetic synchronous clutch (Gerwah MKD4), transmitting a maximum torque of 2.5 Nm. This clutch provides a quasi-constant torque that eliminates all backlash in both the gear head and between pinion and gear wheel. At the same time, this magnetic clutch also functions as a torque limiter. The maximum torque can be changed by modifying the submergence of the hub in the external part of the clutch. Due to the very large reduction factor, the gear heads are completely irreversible. This means that also the rotation motors can be powered off after positioning.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		115 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

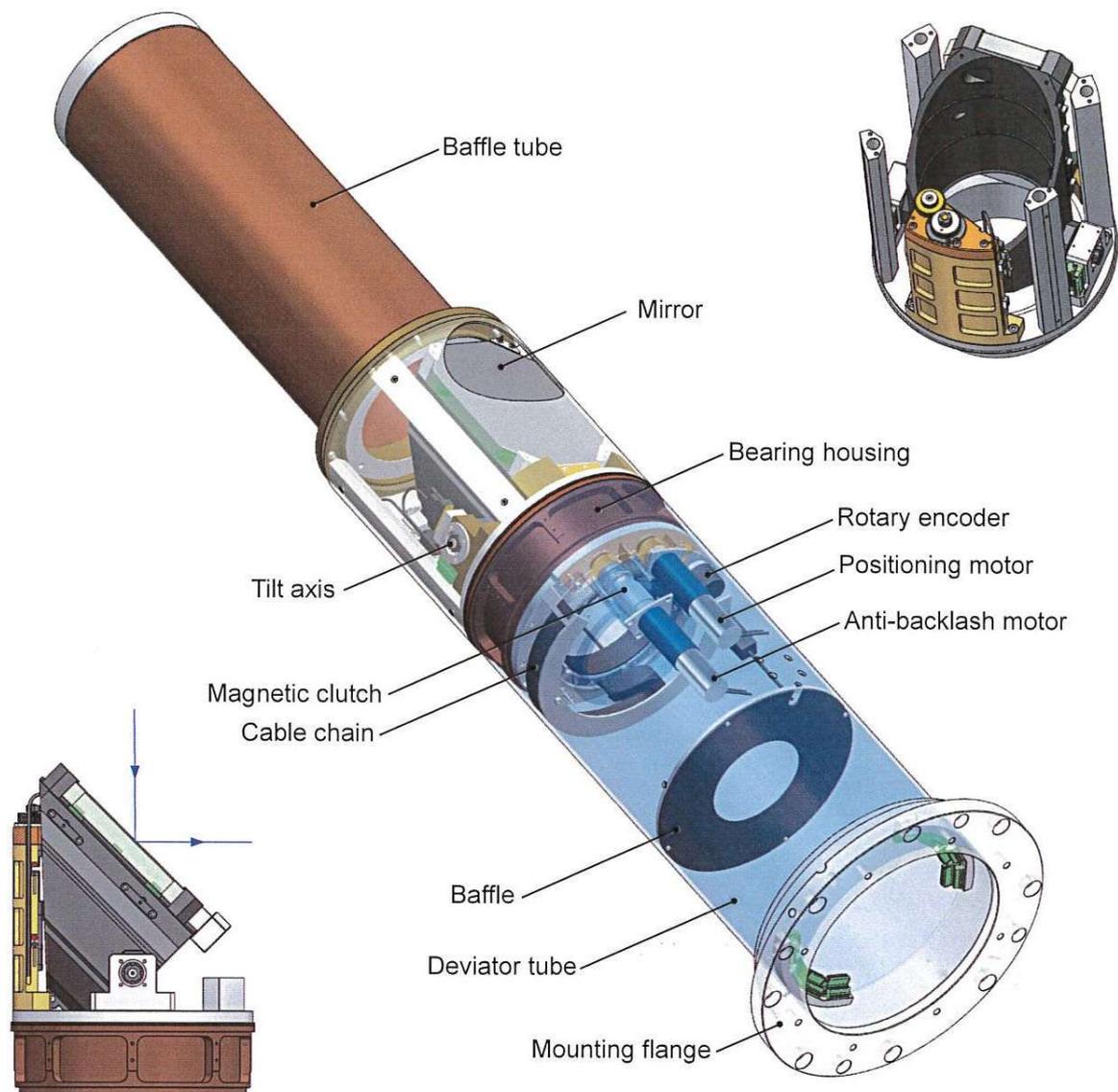


Figure 3. Nasmyth mirror with tilt and rotation mechanisms, mounted in the deviator tube. Top right and bottom left: tilt mechanism in Cassegrain and Nasmyth position, respectively.

A multi-turn absolute rotary encoder (Kübler Sendix F3663) with a single-turn resolution of 17 bits provides accurate feedback about the rotation angle. The resolution of this encoder corresponds with 0.14 arcsec on sky. To avoid backlash, the encoder is driven by the same spring-loaded split gear as the lead screw of the linear stage. The various components of the rotation mechanism are illustrated in figure 3

To obtain accurate positioning, we use the following procedure: 1) The anti-backlash motor rotates until its pinion is aligned with the positioning motor's pinion. At this point, the torque exerted by magnetic clutch is zero. 2) Both motors move synchronously to a new position plus a small offset (2.5°). During traveling, the anti-backlash motor acts as a slave to the positioning motor. 3) Finally, only the positioning motor accurately moves to the requested position. The 2.5° offset of the anti-backlash motor is not corrected and this creates

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		116 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

an anti-backlash torque. 4) Both motors are powered off but the position is still monitored through the rotary encoder.

To obtain an adequate anti-backlash torque, it is important that the relative positions of the positioning and anti-backlash motors are well known. Figure 4 shows how the measured torque of the magnetic clutch is a function of the relative position of both sides of the clutch. The torque curves exhibit a 60° period because of the periodic alignment of the permanent magnets. At 0°, the two motors are synchronized and thus both sides of the clutch are perfectly aligned. Hence, the magnetic torque is zero. When rotating in negative direction (blue crosses), both the magnetic torque and the torque due to gravity increase, and the total torque is maximized around 15°. After 30°, the magnetic torque changes sign. This leads to a much smaller overall torque because the magnetic torque is now counteracted by gravity. The optimum anti-backlash torque can be reached by detecting the magnetic zero point and subsequently, a negative rotation of the positioning motor by 15°. Due to the 6:1 reduction, this corresponds with the rotation offset of 2.5° for the mirror mechanism, already mentioned in the previous paragraph.

Additional weight was added to the Nasmyth mirror support and selected materials were used to balance the mass of the rotating part of the mechanism. However, because of the very limited space envelope inside the deviator tube, a perfect balance could not be obtained. This explains the higher maximum torque for a rotation in negative direction. After a 180° rotation of the Nasmyth mirror, the gravity load on the mechanism changes sign and the curves of figure 4 become inverted.

The rotation mechanism has a traveling range of 270° + 2 x 3° margins, sufficient to reach all four focal stations circumfering the telescope tube. A flexible cable chain safely guides the cables for the linear stage towards the rotating part of the mechanism.

5. CONTROL ELECTRONICS

Currently, the Mercator telescope control system (TCS) is in the process of being upgraded to a system that is fully based on programmable-logic-controller (PLC) technology⁵. Herewith, we rely as much as possible on industrial hard- and software. OPC-UA, the emerging follow-up Unified Architecture standard of the original OPC (Object Linking and Embedding for Process Control), is used as communication technology to link all components of the TCS. Compared to the traditional approach of a Linux PC with custom-made control software and a variety of I/O hardware, this industrial solution increases reliability, facilitates maintenance and strongly reduces the development effort. The Nasmyth mirror mechanism is the first telescope component that deploys this technology in a successful way.

The M3 control software runs on a Beckhoff C6325 industrial "cabinet" PC that is free of any moving parts (passively cooled, Compact Flash disk instead of hard disk drive). This PC is connected via EtherCAT to the control electronics that are mounted on the telescope tube (figure 5). Beckhoff input/output modules are used to interface directly with the linear (quadrature TTL) and rotary (SSI) encoders. Beckhoff RS-232 modules are used to interface the PLC to the three four-quadrant PWM motion controllers (Faulhaber MCBL3003/S) that drive the servo motors.

6. CONCLUSION

We have designed and built a new mechanism for the Nasmyth mirror of the Mercator telescope. This mechanism is fully compliant with the stringent positioning requirements. Both in mirror tilt and rotation, we achieve an absolute positioning accuracy that is better than ±0.5 arcsec on sky, largely below the specified ±2 arcsec or 0.67 arcsec RMS. Hence, the telescope pointing accuracy is not in the least affected by the addition of this new mechanism.

This telescope upgrade opens up three additional focal stations for new instrumentation. Switching between various instruments is now done fully automatically and completes in less than two minutes. Consequently, the versatility of the Mercator telescope is strongly increased. The possibility of extending the instrumentation suite with new permanently-available instruments improves the long-term prospects of the Mercator project.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		117 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

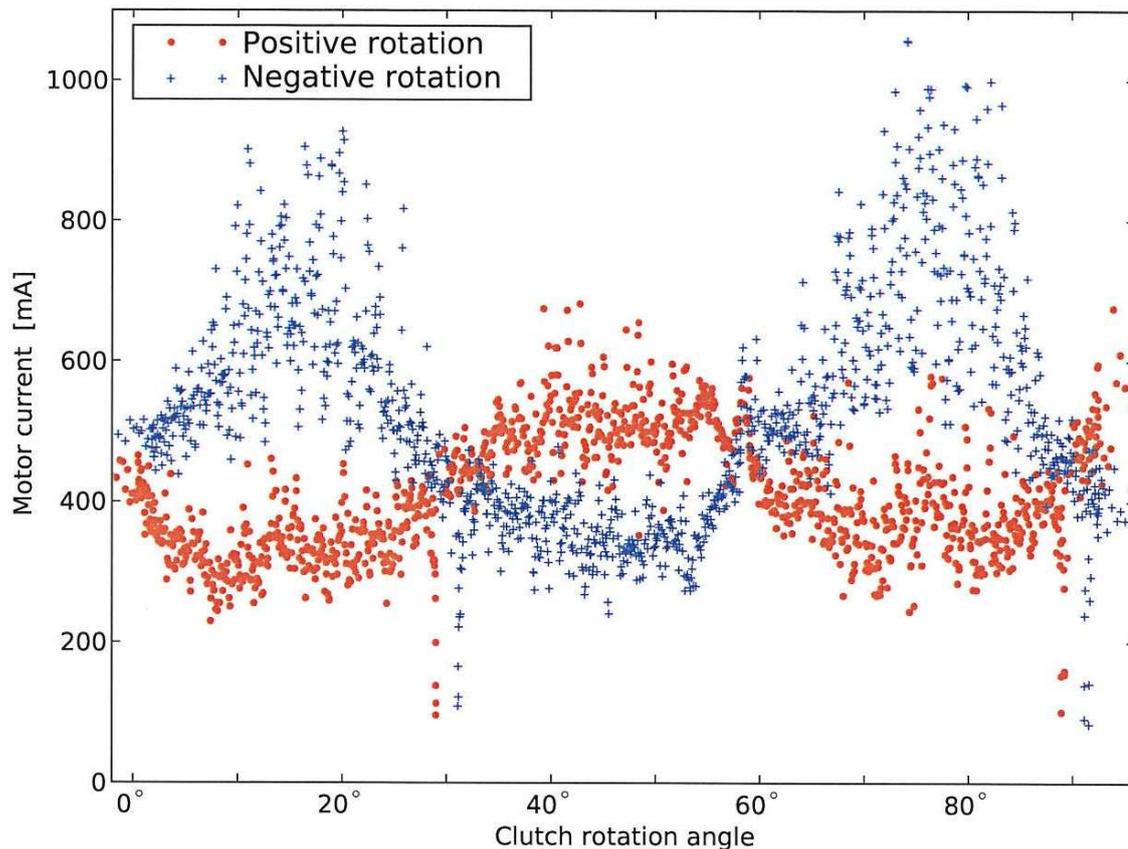


Figure 4. Torque (proportional to motor current) exerted by the positioning motor as a function of the rotation angle of the magnetic clutch for both rotation directions.

ACKNOWLEDGMENTS

The research leading to these results has received funding from the European Research Council under the European Community's Seventh Framework Programme (FP7/2007–2013)/ERC grant agreement n°227224 (PROSPERITY) and from the Fund for Scientific Research of Flanders (FWO), Belgium, under the Big Science program G.0703.08.

REFERENCES

- [1] G. Raskin, G. Burki, M. Burnet, G. Davignon, R. Dubosson, E. Ischi, M. George, M. Grenon, C. Maire, H. Van Winckel, C. Waelkens, and L. Weber, "Mercator and the P7-2000 photometer," in *Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) Conference Series*, A. F. M. Moorwood and M. Iye, eds., **5492**, p. 830, Sept. 2004.
- [2] G. Davignon, A. Blecha, G. Burki, F. Carrier, M. Groenewegen, C. Maire, G. Raskin, H. Van Winckel, and L. Weber, "CCD camera and automatic data reduction pipeline for the Mercator telescope on La Palma," in *Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) Conference Series*, A. F. M. Moorwood & M. Iye, ed., **5492**, p. 871, Sept. 2004.
- [3] G. Raskin, H. van Winckel, H. Hensberge, A. Jorissen, H. Lehmann, C. Waelkens, G. Avila, J. de Cuyper, P. Degroote, R. Dubosson, L. Dumortier, Y. Frémat, U. Laux, B. Michaud, J. Morren, J. Perez Padilla,

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	118 of 130

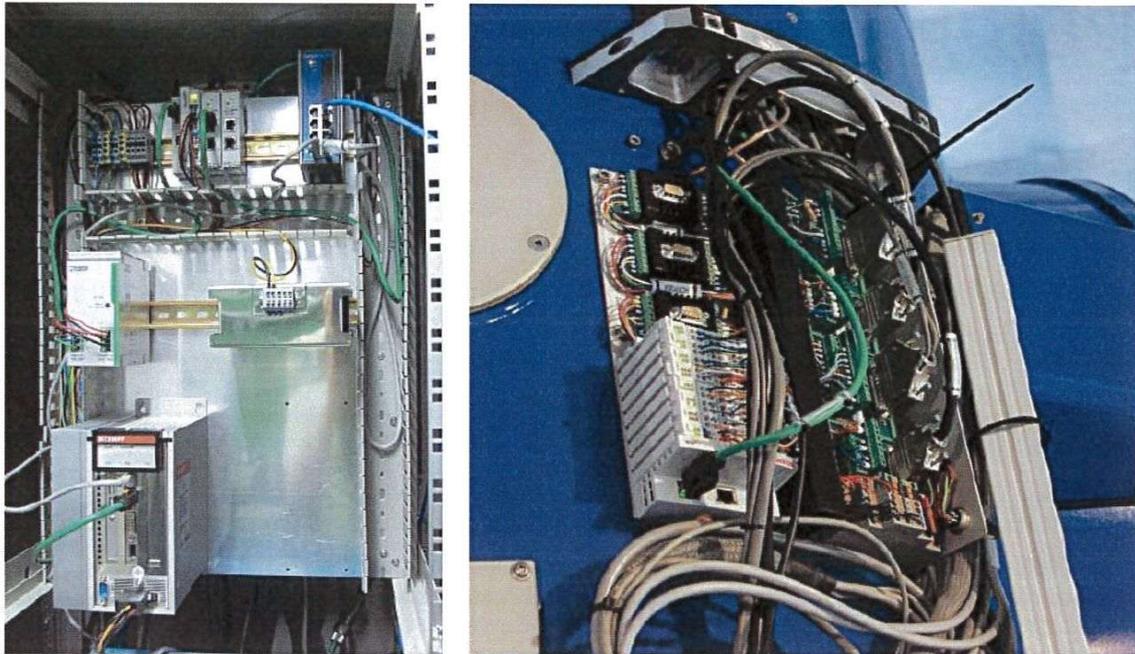


Figure 5. Left: TCS rack under construction with Beckhoff industrial PC at the bottom-left. Right: Nasmyth mirror control electronics mounted on the telescope tube and connected through EtherCAT (green cable).

- W. Pessemier, S. Prins, K. Smolders, S. van Eck, and J. Winkler, “HERMES: a high-resolution fibre-fed spectrograph for the Mercator telescope,” *Astronomy&Astrophysics* **526**, pp. A69+, Feb. 2011.
- [4] J. Vandersteen, G. Raskin, T. Agócs, J. Morren, R. H. Østensen, W. Pessemier, S. Prins, J. Swevers, S. M. Tulloch, H. van Winckel, and C. Aerts, “MAIA: a rapid three-channel photometry CCD instrument for asteroseismology observations,” in *Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) Conference Series*, **7735**, July 2010.
- [5] W. Pessemier, G. Raskin, G. Deconinck, P. Sacy, and H. Van Winckel, “Design and first commissioning results of plc-based control systems for the mercator telescope,” in *Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) Conference Series*, **8451**, 2012.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		119 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

Design and First Commissioning Results of PLC-based Control Systems at the Mercator Telescope

Wim Pessemier^a, Geert Deconinck^b, Gert Raskin^a, Philippe Saey^{b,c} and Hans Van Winckel^a

^aInstitute of Astronomy, KULeuven, Leuven, Belgium;

^bESAT - dept. of Electrical Engineering, KULeuven, Leuven, Belgium;

^cE & A - Energy & Automation, KAHO St.-Lieven, Gent, Belgium

ABSTRACT

The 1.2m optical Mercator Telescope (based at the Roque de Los Muchachos Observatory at La Palma) is currently in the commissioning phase of a third permanently installed instrument called MAIA (Mercator Advanced Imager for Asteroseismology), a three-channel frame-transfer imager optimized for rapid photometry. Despite having three cryostats, MAIA is designed as a highly compact and portable instrument by using small Stirling-type cryocoolers, and a single PLC in charge of all temperature control loops, cryocooler interaction, telemetry acquisition and other instrument control related tasks. To accommodate MAIA at the Nasmyth B focal station of the telescope, a new mechanism for the tertiary mirror had to be built since the former mechanism only allowed motor controlled access to the Cassegrain and Nasmyth A focal stations. A second PLC has been installed in order to control the two degrees of freedom of this mirror mechanism by interfacing with its motor controllers, high-precision optical encoders, and limit switches. This PLC is not dedicated to the tertiary mirror control but will serve as a general purpose controller for various tasks related to the telescope and the observatory, as part of a new Telescope Control System primarily based on PLCs and OPC UA communication technology. Due to the central location of the PLC inside the observatory, the position control loops of the mirror mechanism are distributed using EtherCAT as the communication fieldbus. In this paper we present the design and the first commissioning results of both the MAIA instrument control and the tertiary mirror control.

Keywords: PLC, Instrument Control, OPC UA, UAF, Model Driven Development

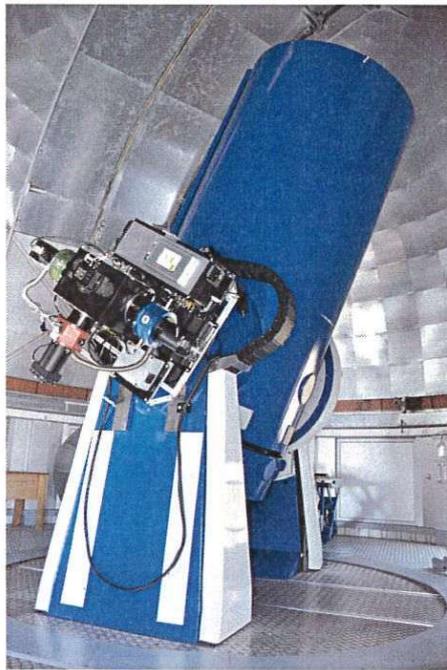
1. INTRODUCTION

As the Mercator Advanced Imager for Asteroseismology (MAIA) is currently undergoing its commissioning phase, new scientific opportunities will become available to its community in the coming months. At the time of writing this paper, the beginning of June 2012, MAIA's three 2x3K frame-transfer detectors have just seen first light, 4 years after they were supposed to be launched into space as part of the canceled Eddington ESA mission (see acknowledgments). MAIA allows for simultaneous photometry in the SDSS u , g and $r+i$ bands by using dichroics to split the beam, and additional filters to increase the cut-off accuracy. Wavelengths at the z band are directed towards a commercial grade SBIG camera used for autoguiding.

Since the entire instrument must fit on one of the rotating Nasmyth interfaces of the Mercator Telescope, and since MAIA needs to be portable to other telescopes as well, strong constraints are imposed on the mechanical and electrical designs. MAIA must be compact, must be able to function autonomously and reliably, and must be easy to operate and to maintain. Instead of following the "well-trodden path" involving dedicated temperature controllers and control software written in a popular programming language running on a Linux-equipped PC, we chose an industrial PLC (Programmable Logic Controller) as the main instrument control platform. A Beckhoff CX5020 embedded PC running the TwinCAT PLC software was selected based on the following considerations:

- **Hardware dependability:** the selected device is rugged and contains no moving parts, and is therefore well adapted to the environmental conditions at the telescope site and to the mechanical stresses imposed by the field derotator.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		120 of 130	
<i>T4 Euler</i>			



(a) MAIA and the Mercator Telescope



(b) M3

Figure 1. MAIA and M3 during the commissioning phase in May 2012.

- **Software dependability:** the PLC is programmed in a set of domain-specific languages (standardized as IEC61131-3) which results in very efficient programming, while the PLC run-time system ensures reliable execution of the code in real-time and offers straight-forward debugging to the developer.
- **Compactness:** the selected PLC is small and can be fit with high-density I/O modules, offering considerable space saving inside the electronics box attached to the instrument.
- **Operator-friendliness:** a Human Machine Interface (HMI) can easily be programmed and displayed via an industrial touch panel, allowing maintenance and operation without the need for an external PC or even network connection.
- **All-in-one solution:** the PLC executes the control logic in real-time and offers the remaining CPU time to the operating system, the HMI application, and an OPC UA communication server.
- **Cost savings:** we estimated the required manpower to be considerably less compared to the “well-trodden path” approach as mentioned before because the PLC comes with an extensive development environment (which allows to develop control and HMI applications in a very short time frame), and because maintenance of the hardware and software platform is effectively outsourced to the PLC manufacturer.

A comparable analysis has led to the decision to control the tertiary mirror (M3) of the Mercator Telescope (and other subsystems in the future) on a similar platform. This mirror was previously only able to be tilted in one degree of freedom, in order to let the beam coming from M2 either pass through to the Cassegrain focal station, or reflect towards one of the Nasmyth focal stations. Since MAIA is installed on the second Nasmyth station, a new mechanical support for M3 had to be developed in order to accommodate the additional degree of freedom. The PLC in control of the motion of M3 will in the future also take care of other telescope subsystems (such as the dome control, the pneumatic support of M1, the hydrostatic bearing of the telescope, etc.) and thus will serve as a “general purpose” controller for the telescope. Because this controller is installed in a cabinet on the ground floor, compactness is not an issue here so we opted for an industrial PC without backplane, running

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		121 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

the same PLC run-time environment (TwinCAT) as the embedded controller of MAIA. All I/O is connected via the real-time EtherCAT protocol transported by a dedicated ethernet network. Reliability should be similar to the embedded controller of MAIA (as the PC does also not contain moving parts, is also equipped with an Uninterruptible Power Supply (UPS), etc.) but performance is much higher. The increased performance may better accommodate a soon-to-be-released update of the PLC software environment¹ which may allow us to conveniently compile a C++ pointing kernel on the same platform, execute it in real-time, and distribute its output via the EtherCAT protocol (also in real-time) and via the OPC UA communication server (in non real-time).

2. HARDWARE OVERVIEW

Models of the MAIA and M3 control systems are displayed in Fig. 2 and Fig. 3 respectively. Only two kinds of relationships are shown: aggregation, and dependencies between the actuators/sensors and the PLC I/O modules. The latter relationships illustrate the important role of the PLC: nearly all hardware devices related to the control system are directly or indirectly depending on the PLC to fulfill their role. In the next subsections we will describe the depicted hardware components and their relationships to the PLC more in depth.

2.1 The MAIA control system

Due to the previously mentioned mechanical constraints, the MAIA instrument has been fit with a densely populated 60x40x30 cm aluminum box containing most electrical hardware. A careful design was needed to fit all power supplies, cryocooler controllers, the PLC, I/O and some custom electronics in the limited available space while ensuring sufficient airflow and some space for future additional I/O modules or other hardware.

2.1.1 Power supply and distribution

A single 230VAC power cable can be plugged into the box in order to power the whole instrument. Due to the limited power consumption of the Stirling coolers, a 24VDC 30 Amps power budget is sufficient to power everything but the CCD controller electronics (requiring a dedicated power supply). Five power supplies in total are installed in the box in order to provide 24V, 12V and 6V to the various devices. Power distribution, including 230VAC for spare outlets and for the dedicated power supply of the CCD controller electronics, is also fully integrated within the compact aluminum box.

2.1.2 Instrument control and human machine interfacing

A Beckhoff CX5020 embedded PC (1.6GHz x86 CPU) with an EtherCAT backplane controls the instrument. In the original design however a more compact and less powerful CX9020 with 533Mhz ARM CPU had been chosen, but this proved to be insufficient to run all software smoothly since we noticed hiccups of the OPC UA server running on the same device. A one-second uninterruptible power supply (UPS) is integrated within the embedded PC in order to avoid data corruption when power is suddenly lost while the PC is writing persistent data to the Compact Flash disk. An industrial touch panel is mounted on the cover of the electronics box and is connected via USB and DVI interfaces to the embedded PC. A small push button is installed just next to the HMI and allows operators to switch on/off the backlight of the HMI on-site. The button is wired to the I/O of the PLC since the latter controls the backlight of the HMI by software (allowing both local and remote control).

2.1.3 Signal conditioning and shutter electronics

Two small custom printed circuit boards (PCBs) are also installed in the electronics box. One of them contains the signal conditioning electronics in order to smoothen the electrical current flowing to the CCD heaters, and to divide the voltages of the power supplies in order to be able to measure them with standard 0-10V analog input modules. Another PCB converts the pulses coming from the CCD controller into appropriate power signals for the shutters of the cryostats.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		122 of 130	

T4 Euler

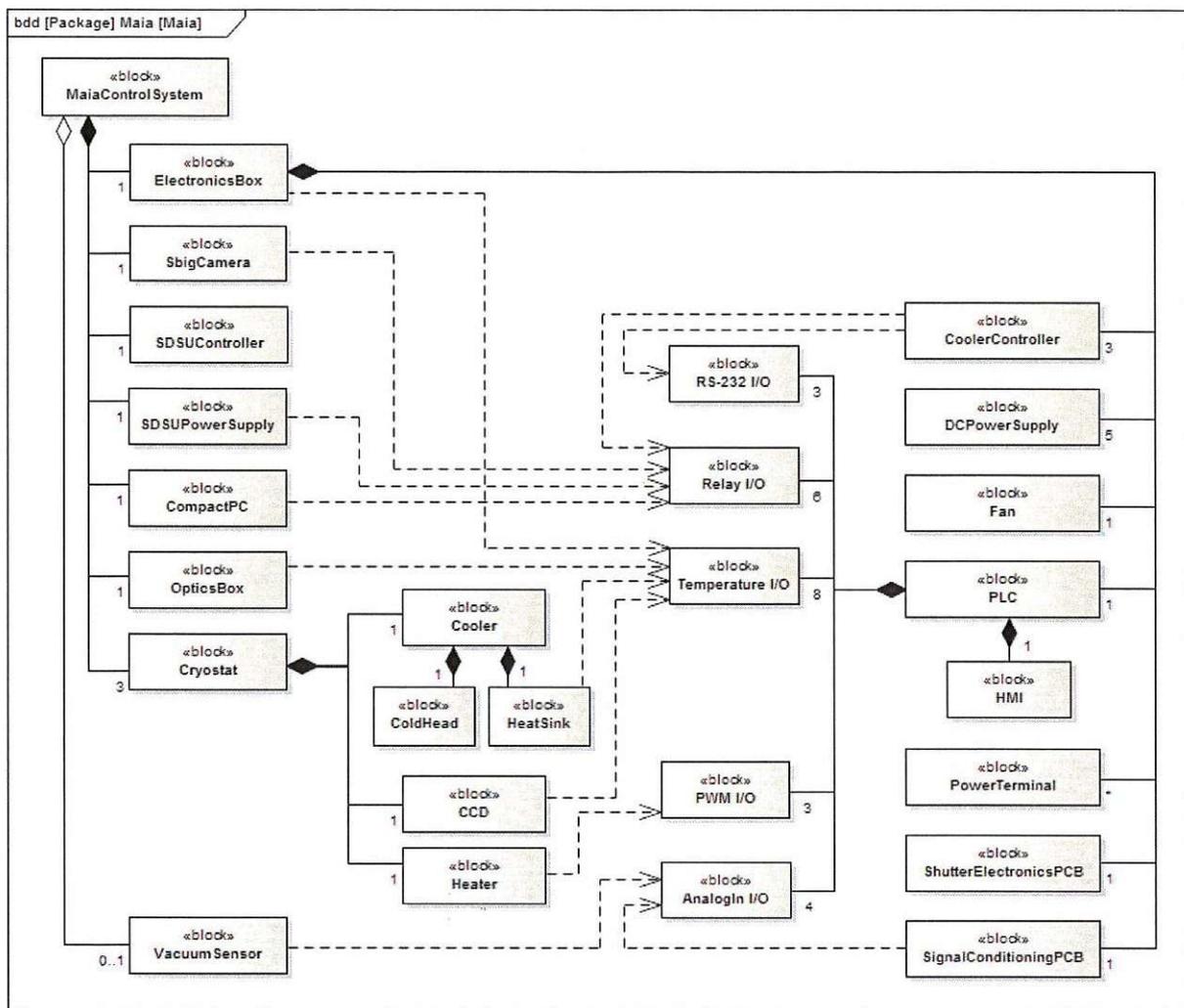


Figure 2. MAIA control system model.

2.1.4 Cooling and heating

Due to the previously described challenging mechanical constraints of MAIA, a compact cooling solution with simple mechanical interface was a primary design requirement. Early tests indicated that stacked Peltier elements were only capable of cooling the 2048 x 6144 pixels of the CCD to around 200 K, while Stirling coolers attained a much better result² (80 K with an effective cooling power of 5 W). The disadvantage of this type of coolers is that they introduce vibrations into the system. At the time of writing this paper, the image degradation caused by these vibrations is still significant, so this mechanical problem must still be solved. Each cryostat has been fitted with a Sunpower CryoTel MT cooler which is connected to the controller electronics of the same manufacturer. The CryoTel controllers are equipped with an RS-232 interface (with simple ASCII protocol) and could therefore easily be interfaced to the PLC by suitable serial I/O modules. Additional inputs of the cooler electronics could be connected conveniently to relay outputs of the PLC I/O in order to switch on/off each controller. We found the CryoTel electronics suitable to stabilize the cold head of the the coolers to approx. 80K +/- 0.5. More accurate temperature stabilization of +/- 0.01K of the CCDs around 160K is implemented on the PLC by a simple PI control loop. For each cryostat a 16-bit EL3202-0010 I/O module measures the

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		123 of 130	

T4 Euler

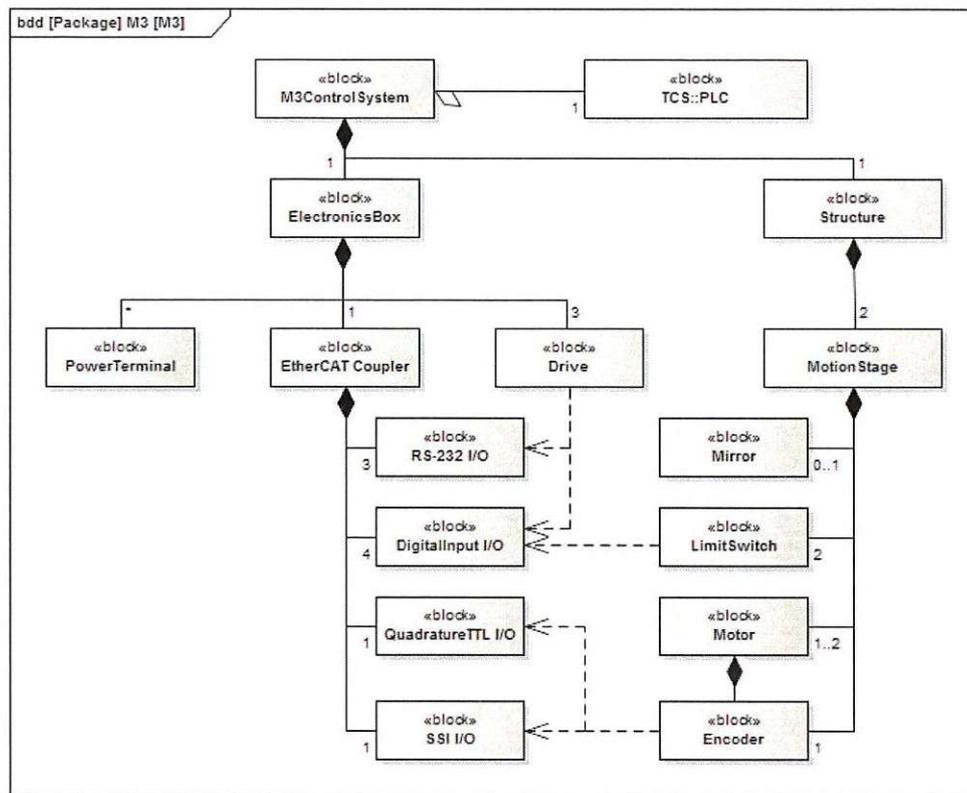


Figure 3. M3 control system model.

CCD temperature, while the EL2502 pulse width modulation (PWM) output module is connected via the signal conditioning electronics to a heating resistor.

2.1.5 Condition monitoring

Apart from the cold head temperatures of each cryostat (which are acquired by the CryoTel electronics and can thus easily be queried over the serial interfaces), all other Pt-100 temperature sensors are connected directly to 16-bit EL3202-0010 I/O modules. These include temperature sensors for the CCDs, heat sinks of the Stirling coolers, the optics box and the electronics box. A connector for a Pfeiffer PKR 251 vacuum sensor is also wired to a 16-bit analog input module. This vacuum sensor can thus be connected to the PLC without any interfacing electronics, and its output can be displayed and logged as soon as the PLC senses its presence.

2.1.6 Scientific and guiding data acquisition

A small fanless industrial PC is also attached to the instrument. It hosts the standard environment of the Mercator Observatory Control System (MOCS)³ on a SuSE Linux operating system (soon to be replaced by Scientific Linux). While the UAF⁴ or Unified Automation Framework already provides an OPC UA client interface to the MOCS, it does not yet include OPC UA server functionality. This means that the detector software interface is currently still exposed to the network via the custom encoding and information model defined by the MOCS framework, instead of an OPC UA interface (which includes a meta-model, standardized data access and alarming, support for name spaces, etc.).

2.2 The M3 control system

Even though the number of involved electric components is limited, we found the M3 control system a particularly good test case for future PLC-based motion control solutions at the Mercator Telescope because:

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		124 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

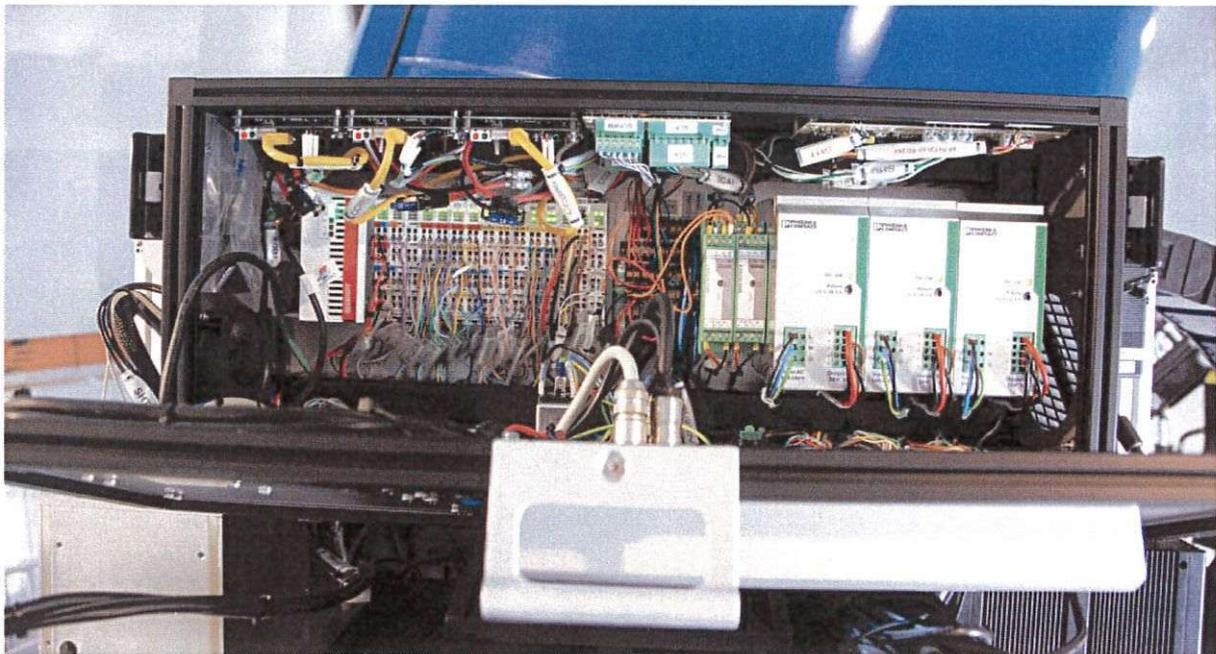


Figure 4. Densely populated (but all inclusive) control electronics box of MAIA.

- the required absolute accuracy of the mirror support is quite high (see further);
- interaction is needed between a master motor and a slave anti-backlash motor;
- a variety of hardware is used such as an absolute and an incremental encoder, and a translating and a rotating mechanism;
- despite the proprietary serial protocol of the miniature drives, a full PLCopen compliant software solution could be developed.

The software in control of M3 is running on a Beckhoff C6325 industrial “cabinet” PC, which is installed in one of the electronics cabinets located centrally in the telescope building. This PC is larger, heavier and more powerful than the embedded PC of M3, but similarly it does not contain moving parts since it is cooled passively and it contains a Compact Flash disk instead of a classic hard drive. The PC is connected via an industrial grade ethernet network to a small electronics box attached to the telescope, close to the tertiary mirror. The network passes a few EtherCAT junction points in order to be able to easily branch off more EtherCAT segments in the future.

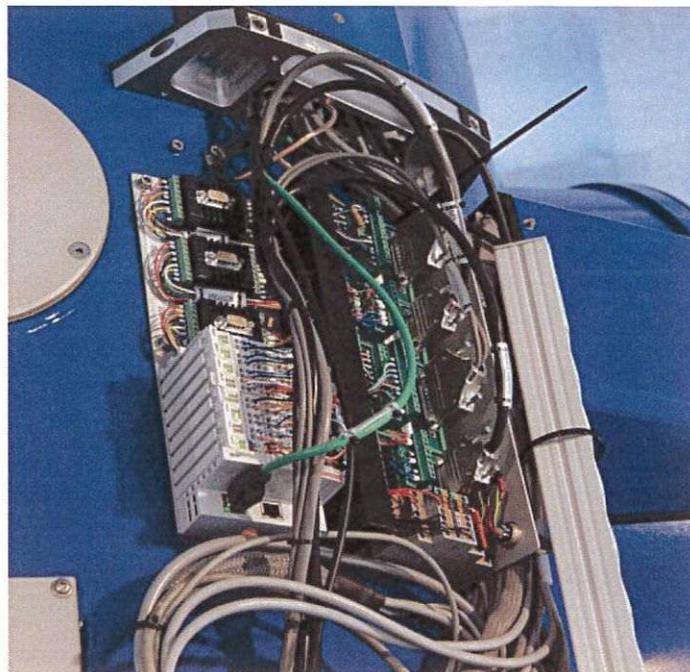
2.2.1 Translation stage

The translation stage contains a worm drive and a Heidenhain LIP471 linear encoder with an absolute accuracy of $\pm 1 \mu\text{m}$. This encoder has built-in interpolation and digitizing electronics and can therefore directly be connected to a Beckhoff EL5101 encoder interface. A single home-mark in the middle of the encoder range is available for absolute referencing via the same interface, but during the commissioning phase we were unable to have the encoder electronics produce the homing pulse (possibly because we did not have access to a suitable encoder calibration device from Heidenhain). While this problem remains to be solved, we currently reference the encoder by having the worm gear pass the electrical limit switches and run slowly into the mechanical stop. Repeatability proved to be better than $1 \mu\text{m}$, and there is no risk for mechanical damage since the current limit of the motor is lowered during the initialization algorithm, and since an additional mechanical slip coupling protects

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		125 of 130	
<i>T4 Euler</i>			



(a) One of the TCS electronics racks



(b) M3 electronics connected by EtherCAT

Figure 5. M3 electronics during the commissioning phase in May 2012.

the mechanism. Due to the sufficiently high accuracy and non-reversibility of the worm drive, no anti-backlash measures have to be taken for the translation stage, so a single Faulhaber 2057S synchronous servomotor can drive the whole mechanism. The motor is controlled by a Faulhaber MCBL3003/S motion controller, which is interfaced to the PLC via RS-232 I/O modules.

2.2.2 Rotation stage

The rotation stage carrying the mirror holder consists of a large gear wheel driven by two Faulhaber 3564 synchronous servomotors, each of them equipped with a large irreversible 1:1600 planetary reduction. One of the motors is responsible for the precise positioning and is therefore connected directly to the large gear. The other motor is connected via a magnetic clutch in order to provide a constant torque (thereby eliminating the backlash) even when the drives are powered off. A Kübler Sendix F3663 absolute encoder with an absolute accuracy of 33 arcseconds (according to the manufacturer) is used for accurately positioning the rotation stage. This encoder is continuously read by the PLC via the Synchronous Serial Interface (SSI) protocol.

3. SOFTWARE

As advocated by our paper on the Unified Architecture Framework,⁴ we believe that the first and foremost requirement for the PLC software of MAIA and M3 is its capability to be integrated into the higher level Mercator Observatory Control System in a consistent, future-proof and straight-forward way. OPC UA plays an important role in that quest because it supports a rich data model and because client and server implementations are available for many platforms, including PLCs. Furthermore, the growing support from industry implies that more OPC UA enabled COTS products (such as HMI or SCADA software) may become available in the future, thereby expanding the available range of interoperable products.

In order to expose the address space of the MAIA and M3 PLCs, we therefore opted to install the TwinCAT OPC UA server software package on each of them. This effectively converts each PLC with nearly no effort into a full blown OPC UA server offering standardized data access, secure communication, a meta-model, etc. The

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		126 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

OPC UA server automatically maps programs, function blocks and variables to their standard representation as defined by the OPC UA specifications.⁵

3.1 Structural controller code

Since the data model as exposed by the OPC UA server is tightly coupled to the structure of the IEC61131-3 application code, we need to be careful not to model our software too much to the PLC platform particularities. Doing so would violate our goal to create an evolvable control system that can easily be integrated into the higher level system. Instead, we have developed a methodology to apply a much more generic and “OPC UA friendly” model-driven development approach to the (non object-oriented and cyclically executed) IEC61131-3 PLC software. This methodology is described in Appendix A. It involves the transformation of a Platform Independent Model (PIM) to a Platform Specific Model (PSM) according to a custom defined mapping. The same CASE (Computer Aided Software Engineering) tool that performed the transformation can then automatically generate IEC61131-3 compliant code, and finally the PLC development environment can import this code and expose the PSM via OPC UA. Since the conversion from the PIM to the PSM is reversible, a client (or an intermediary server) can perform this inverse mapping on-the-fly and thereby interact transparently with the PIM. While we have not (yet) developed such a client with the reverse mapping implementation, we do have a working implementation of the forward transformation from PIM to PSM, and the associated IEC61131-3 code generation. We have conveniently implemented this transformation and code-generation using the template editor of Enterprise Architect by Sparx Systems. The PIMs that we have developed for MAIA and M3 are shown in Fig. 7 and 8 respectively. The resulting PSM for the tertiary mirror control as viewed by a generic OPC UA client, can be seen in Fig. 10.

The methodology as mentioned in the previous paragraph is based on the principle that structural code and behavioral code can cleanly be separated by applying the so-called “visitor” paradigm. Because the structural code generated from the PSM is not well suited to include the behavioral code, it is up to the application programmer to create functional code that “visits” the structural code during each PLC scan in order to perform its role. This behavioral code will be elaborated in the next section.

3.2 Behavioral controller code

Most of the “visiting” behavioral code for MAIA and M3 is written in Ladder Diagram (LD), Sequential Function Chart (SFC) and Structured Text (ST). Besides the standard function block library as provided by the PLC programming environment, we also required an additional library for the RS-232 communication to the CryoTel cryocooler controllers (in the case of MAIA) and the Faulhaber miniature drives (in the case of M3). We also obtained the TwinCAT Controller Toolbox in order to conveniently control the MAIA CCD temperatures (via PI controller function blocks) and to filter sensor signals (via appropriate moving average function blocks).

As can be seen on the PIMs of Fig. 7 and 8, the configuration and initialization interfaces of MAIA and M3 are very similar. Three configurations are assigned to each subsystem: a currently active configuration (`currentConfiguration`), a locally stored configuration (`localConfiguration`) and a remotely editable configuration (`remoteConfiguration`). The local configuration is stored persistently on the PLC (for instance via the `RETAINED` keyword of IEC61131-3) and is copied to the currently active configuration at start up. Depending on the contents of the configuration, the subsystem may already start to perform several tasks if needed, even before an initialization command is given. For instance, MAIA is configured to start the temperature control loops automatically after a reboot (e.g. induced by a power failure), while M3 is configured to wait for the initialization command before the homing of the axes takes place. In order to modify the currently active configuration externally (e.g. via OPC UA), one may modify this configuration directly, or indirectly via the `remoteConfiguration`. The latter will only take effect as soon as the `loadRemoteConfiguration()` operation is called, in order to allow a consistent modification of several configuration parameters at once.

While the TwinCAT PLC environment is sufficient to control MAIA, for M3 we chose to use the TwinCAT NC PTP (Numerical Control, Point-To-Point) edition. This expansion of TwinCAT PLC includes several software modules to control the positioning of axes. Even though our Faulhaber motor controllers were not supported out-of-the-box by TwinCAT, we were able to setup the basic communication between the NC interface and the motor controllers. The result is that we were able to conveniently commission the axes using the TwinCAT

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		127 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

built-in front-end for axis control, and that we could develop our motion control software using the standard PLCopen motion control function blocks. More advanced motion profiles were therefore particularly easy to implement. For instance, to put a minimal strain on the rotation stage gear mechanism during positioning, we make sure the anti-backlash torque is first lifted (by moving only the anti-backlash motor equipped with the magnetic clutch), then both motors are coupled in a master-slave configuration and are moved synchronously, and afterwards the anti-backlash torque is restored and the precise positioning is performed. Since the drives are configured in velocity control mode and the position loops are closed by the NC task, much freedom is given to the PLC application developer to configure and control the axes.

3.3 Higher level software integration

Integration of the new PLC systems into the Mercator Observatory Control Software (MOCS) is currently still limited since MAIA and M3 do not require much interaction, and since we're in the process of assessing a commercial software package (WinCC OA by Siemens/ETM) to become the main SCADA system for our telescope control system. This commercial software package supports OPC UA and thus offers a nearly "plug-and-play" interface to our PLC back-ends. Until the assessment is finished, we control M3 with a provisional GUI which has been quickly developed using Python/Qt and UAF,⁴ the Unified Architecture Framework. The latter software package we have developed in-house as an abstraction layer between a commercial OPC UA Software Development Kit (SDK) and user applications written in C++ and Python. The UAF takes care of many technical concerns, which allowed us to quickly and with minimal effort create a graphical OPC UA client for controlling M3, and a non-graphical OPC UA client to read telemetry data from MAIA and store this data in the central database of the Mercator observatory. Both clients use the simplified Python API of UAF to create monitored items on the PLC side, and therefore benefit from the efficient asynchronous data delivery defined by OPC UA. Currently only the OPC UA client side is supported by UAF, but this is sufficient for controlling M3 and reading telemetry data from MAIA because the OPC UA server side is running directly on the PLCs. Until we have finished the assessment of WinCC OA, we control MAIA by simply capturing the screen of the TwinCAT HMI via a free graphical desktop-sharing application running on Scientific Linux via Windows emulation software. Both the M3 Python/Qt/UAF application and the MAIA HMI can be seen in Fig. 9.

4. CONCLUSIONS

In this paper we presented the hardware and software solutions for the control of the MAIA instrument and the tertiary mirror support of the Mercator telescope. Since the end of May 2012, both control systems have been commissioned and are now fully operational at the observatory at La Palma. While their stability remains to be evaluated in the coming months, we expect little or no problems with these systems since they have proven to work very reliably for the last months already during the integration tests in Belgium. We are convinced that the choice for PLCs over the "well-trodden path" of Linux PCs and software written in popular programming languages, already helped us to deliver a reliable, economical, and time-saving solution. In the future we expect to gain even more due to the inherent dependability and maintainability characteristics of these industrial devices. A cornerstone in our setup is the choice for OPC UA as the means to integrate the MAIA and M3 control systems into the observatory-wide control system, because it allows us to expose a rich information model in a platform-independent way to both custom clients (via UAF, the Unified Architecture Framework) and OPC UA enabled COTS client software packages.

5. ACKNOWLEDGMENTS

The development of this system has received funding from the European Research Council under the European Community's Seventh Framework Programme (FP7/2007-2013)/ERC grant agreement n°227224 (PROSPERITY) and from the Fund for Scientific Research of Flanders (G.0332.06).

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
Page		128 of 130	
<i>T4 Euler</i>			

APPENDIX A. MODEL-DRIVEN DEVELOPMENT OF IEC61131-3 SOFTWARE

PLC software is based on a different programming model compared to object-oriented software as commonly written in languages such as C++, Python or Java. First of all, PLC software is executed as part of a cycle typically consisting of four phases: operating system tasks (including the handling of remote communication), a scan of the inputs (sensor values and those set by external communication), the execution of the user program logic, and an output scan to copy the updated values of the process image to the I/O modules and to the operating system. Secondly, PLC software according to the mainstream IEC61131-3 standard is based on three kinds of so-called Program Organization Units (POU): Programs (PRG), Function Blocks (FB) and Functions (F). Programs are executed cyclically and are made up of stateless Functions and stateful Function Block instances, which are connected to each other via inputs and outputs.

While Function blocks share some of the characteristics of object-oriented “objects”, they are inherently different, which means that a model-driven design methodology is difficult to apply to IEC61131-3 projects. A number of papers exist that try to work around this problem,⁶ but to our knowledge none of them considers how the resulting address space will look like when exposed to the network, in particular via OPC UA. Since the integration of PLCs into the higher level system is of primary importance to us, it is our goal to expose a clean “object-oriented-like” model down to the PLC level. This implies that the software running on the PLC should be structured similarly to the object hierarchy it tries to represent

While the behavior of Function Blocks clearly differs from behavior of classes in object-oriented design, their structural characteristics (i.e. their outside appearance) is actually very similar. Both entities can be instantiated, and contain data members that can be private or public. From the same point of view, functions are also structurally similar to Function Blocks since both contain input and output parameters, and both can be members of classes resp. other Function Blocks. So apart from their behavioral aspects, a simple mapping can be developed between them.

The behavioral differences between object-oriented classes and methods on the one hand, and Function Blocks on the other hand, are more difficult to resolve. Interestingly though, the behavior of these entities does not have to be tied to the entities themselves. According to the “visitor pattern”,⁷ an algorithm may be decoupled from the object structure on which it operates. In our case, we can map classes and methods to Function Blocks, while implementing the behavior of the classes and methods inside other externally “visiting” Function Blocks.

This is exemplified in Fig. 6. As one can see, all classes and functions from the object-oriented model are transformed into a structurally similar IEC61131-3 model. The latter model can then be exported easily to IEC61131-3 code, which can be imported into the PLC programming environment.

Also noticeable in the Fig. 6 is the addition of variables such as `_objCmd`, `_metCmd`, `TRIGGER`, etc.. These members are not part of the source model, but have been added by the model-to-model transformation. They are included because the structural code not only requires additional functional behavior (via visiting external Function Blocks) but also technical behavior. For instance, Function Blocks that mimic methods can be “called” by first changing their input parameters and then setting their `TRIGGER` flag to `True`. The PLC can now check this trigger each cycle, and modify the `diagnostics` information in order to notify the visiting Function Blocks that implement the functional concerns. Since the PLC has to repetitively and recursively execute this technical behavior, we decided to include it in the automatically generated structural code.

Due to the “industrial” nature of the control system, software alarms are also considered as one of the technical concerns, which explains why their handling code is also produced by the code generator. This means that the PLC can recursively update all alarms at the start and the end of each execution cycle. These alarms are modeled by transforming the OPC UA Alarms information model (including alarm objects with methods) into our previously described IEC61131-3 model. Some PLCs (including our Beckhoff ones) also support standard OPC UA alarms, but since we prefer to have full control over the alarms, we have chosen to expose them as Function Blocks. As can be seen in the PIMs of MAIA and M3, the code generator interprets the standard OPC UA `HasCondition` relationship to inform the PLC which variable can trigger the alarm.

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4-TO-RO1
		Version	1.2
<i>T4 Euler</i>		Date	04.03.2020
		Page	129 of 130

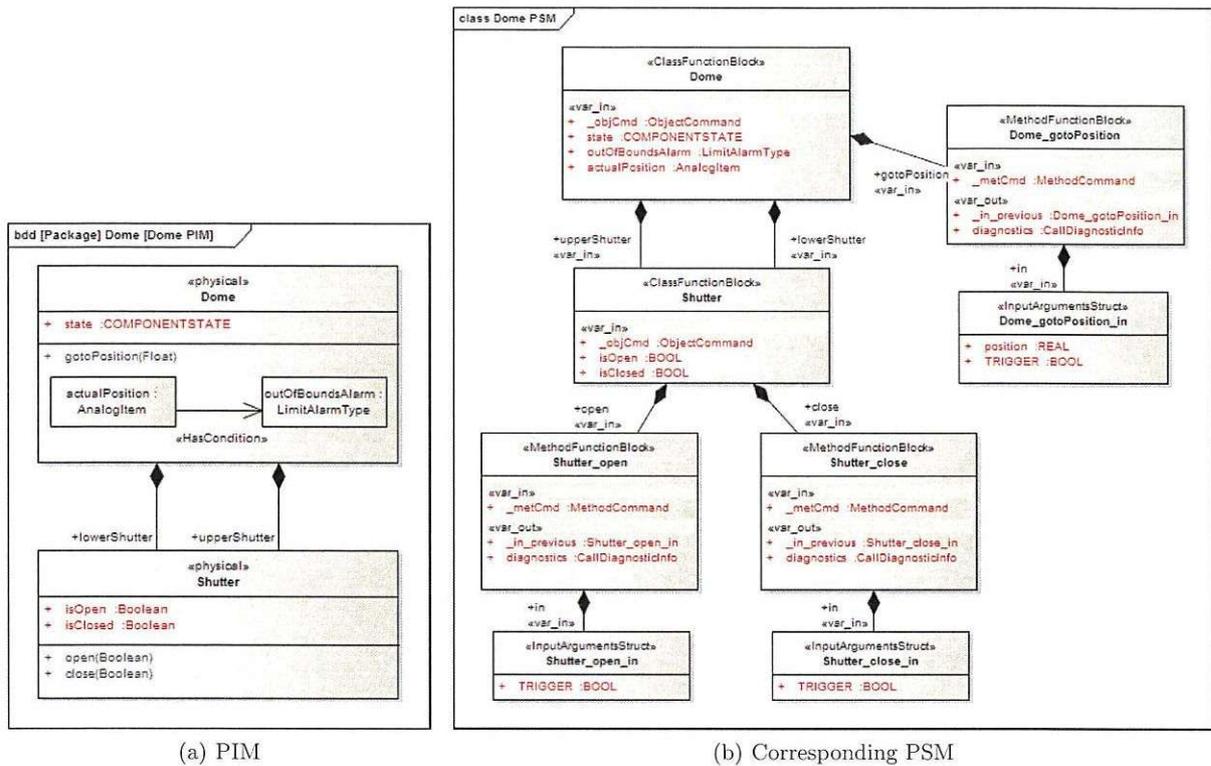


Figure 6. Example of a transformation from a PIM to an IEC61131-3 PSM.

REFERENCES

- [1] Beckhoff, "Twincat 3 - extended automation," (2012). <http://www.beckhoff.com/english/twincat/twincat-3.htm>.
- [2] Vandersteen, J., Raskin, G., Aerts, C., Bloemen, S., Merges, F., Morren, J., stensen, R. H., Padilla, J. P., Pessemier, W., Prins, S., Swevers, J., and Van Winckel, H., "Maia - the mercator advanced imager for asteroseismology: performance verification and first test result," in [*Ground-based and Airborne Instrumentation for Astronomy IV*], *Proc. SPIE* **8446** (2012).
- [3] Pessemier, W., Raskin, G., Prins, S., Merges, F., Padilla, J. P., Van Winckel, H., and Waelkens, C., "Towards a new mercator observatory control system," in [*Software and Cyberinfrastructure for Astronomy*], *Proc. SPIE* **7740**, 77403B (2010).
- [4] Pessemier, W., Deconinck, G., Raskin, G., Saey, P., and Van Winckel, H., "Uaf: a generic opc unified architecture framework," in [*Software and Cyberinfrastructure for Astronomy II: Technology Advancements*], *Proc. SPIE* **8451** (2012).
- [5] OPC Foundation and PLCopen, "OPC UA Information Model for IEC 61131-3, v1.00," (2010).
- [6] Vogel-Heuser, B., Witsch, D., and Katzke, U., "Automatic code generation from a uml model to icc 61131-3 and system configuration tools," *International Conference on Control and Automation* **2**, 1034 – 1039 (2005).
- [7] Gamma, E., Helm, R., Johnson, R., and Vlissides, J., [*Design Patterns: Elements of Reusable Object-Oriented Software*], Addison-Wesley (1994).

 GENEVA OBSERVATORY	DEVIATEUR M3 RAPPORT ETUDE MECANIQUE	Doc. N°	OBSGE-T4- TO-RO1
		Version	1.2
Date		04.03.2020	
<i>T4 Euler</i>		Page	130 of 130

