

RESUM

Aquest projecte té l'objectiu de dissenyar una màquina per realitzar assaigs de pneumàtics en el laboratori. Els assaigs es podran realitzar a pneumàtics de motocicleta o a pneumàtics de vehicle de quatre rodes i tenen per objectiu determinar les forces que pateix el pneumàtic quan aquest treballa en condicions límit d'adherència. Els pneumàtics es fixen a la màquina que fa les funcions de cub i s'assagen sobre una pista asfaltada en forma d'anell.

L'estructura de la màquina tindrà el braç i la pista de rodadura com a elements principals. En el disseny d'aquest banc d'assaig de pneumàtics s'han emprat el màxim nombre de peces estandarditzades possible, per tal de reduir el cost i facilitar els possibles canvis de peces.

Per realitzar els assaigs en aquesta màquina es poden controlar els següents aspectes de regulació:

- Velocitat del disc que fa de pista de rodadura.
- Velocitat de la roda que s'està assajant.
- Angle de deriva.
- Angle de caiguda.

La prestació més innovadora del banc és poder controlar la velocitat de roda i pista de manera independent, podent realitzar assaigs amb lliscaments positius i lliscaments negatius, simulant seqüències d'acceleració o de frenada gràcies a la incorporació de dos motors, un a la roda i l'altre al disc.





SUMARI

SUMARI	3
1. GLOSSARI	7
2. INTRODUCCIÓ	9
3. ANTECEDENTS	11
3.1. BANCS MÒBILS	12
3.2. BANCS FIXOS	14
3.2.1. Banc de cilindre rotant.....	14
3.2.2. Model de banda.....	17
3.2.3. Model de disc giratori	20
4. DISSENY DEL BANC D'ASSAIG DE PNEUMÀTICS	23
4.1. DISSENY DE LA CONSTRUCCIÓ BASE.....	26
4.2. DISSENY DEL DISC I LA BANDA DE RODADURA	28
4.2.1. DISSENY I DIMENSIONAT DE LES PECES.....	31
4.2.2. PROCÉS DE MUNTATGE.....	37
4.3. DISSENY DEL BRAÇ SUPORT DE LA RODA.....	39
4.3.1. DISSENY DEL BASTIDOR.....	41
4.3.2. DISSENY DEL SISTEMA DE CÀRREGA DE LA RODA.....	43
4.3.3. POSIBILITATS DE REGULACIÓ.....	46
4.4. DISSENY DELS SUPORTS AUXILIARS	49
4.4.1. DISSENY DELS SUPORTS INFERIORS	49
4.4.2. DISSENY DELS SUPORTS LATERALS	50
4.5. DISSENY DEL SISTEMA DE TRANSMISSIÓ DE LA RODA.....	52
4.5.1. DISSENY DEL SUPORT MOTOR.....	52
4.5.2. INTERVAL DE VELOCITATS	56
4.5.3. TRIA DEL MOTOR DE LA RODA	58
4.5.4. SISTEMA DE TRANSMISSIÓ	59
4.6. CÀLCUL DEL MOTOR Y DEL SISTEMA DE TRANSMISSIÓ PER AL MOVIMENT DE LA PLATAFORMA	61
4.7. INSTRUMENTACIÓ I ADQUISICIÓ DE DADES	63
5. MUNTATGE I INSTAL·LACIÓ DEL BANC	65
6. ESTUDI D'IMPACTE AMBIENTAL	67
6.1. FUNCIONAMENT DE LA MÀQUINA	67



6.2. TRACTAMENT DELS RESIDUS QUE GENERA.....	68
7. ESTUDI ECONÒMIC	71
7.1. DISSENY DEL BANC	71
7.1.1. Director de projecte	71
7.1.2. Enginyer.....	71
7.2. MATÈRIES PRIMES.....	72
7.3. MECANITZACIÓ DE COMPONENTS	73
7.4. INSTAL·LACIÓ I MUNTATGE	74
7.5. COST TOTAL DEL BANC	75
7.6. RENDIMENT I COST DE FUNCIONAMENT DEL BANC	75
8. CONCLUSIONS	77
9. AGRAÏMENTS	79
10. BIBLIOGRAFIA	81

SUMARI ANNEXOS

RESUM	1
ANNEX A: CÀLCULS AMB ELEMENTS FINITS	5
A.1. INTRODUCCIÓ I OBJECTIUS	5
A.1.1. DADES DE PARTIDA	5
A.1.2. HIPÒTESIS FETES.....	7
A.2. CAS 40X40 ORIGINAL.....	8
A.2.1. CÀLCUL TEÒRIC.....	8
A.2.2. CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS.....	9
A.3. CAS 80X40.....	15
A.3.1. CÀLCUL TEÒRIC.....	15
A.3.2. CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS.....	17
A.4. CAS 40X40 REFORÇAT.....	22
A.4.1. CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS.....	23
A.5. RESUM DE RESULTATS.....	28



A.6. BIBLIOGRAFIA.....	29
ANNEX B: CÀLCUL DE TENSIONS DE LA MÀQUINA	31
B.1. ESTUDI DE TENSIONS ESTÀTIQUES	31
B.1.1. PERFIL VERTICAL DEL BRAÇ.....	31
B.1.2. PERFIL HORIZONTA L DEL BRAÇ.....	33
B.1.3. PLACA VERTICAL DEL SUPORT DEL MOTOR DE LA RODA.....	35
B.1.4. EIX DE LA RODA.....	37
B.2. ESTUDI DE FATIGA.....	41
B.2.1. EIX DEL MOTOR.....	41
ANNEX C: PROPIETATS DE PNEUMÀTICS	45
C.1. INTRODUCCIÓ.....	45
C.2. LA RODA METÀL·LICA.....	46
C.2.1. RODES DE DISC.....	46
C.2.2. RODES DE RADIS.....	47
C.2.3. FORMA I CARACTERÍSTIQUES DE LES LLANDES.....	48
C.2.4. NOMENCLATURA DE LES LLANDES.....	49
C.3. COBERTES.....	50
C.3.1. CONFORMACIÓ DE LES COBERTES.....	50
C.3.2. CLASSIFICACIÓ SEGONS ELS TIPUS DE CARCASSA.....	51
C.3.3. NOMENCLATURA COMERCIAL DE LES COBERTES.....	53
C.4. PNEUMÀTICS.....	55
C.4.1. TIPUS DE PNEUMÀTICS.....	55
C.4.2. CARACTERÍSTIQUES DELS PNEUMÀTICS.....	56
C.5. BIBLIOGRAFIA.....	64
C.6. TAULES.....	65
ANNEX D: CATÀLEGS	67
D.1. CATÀLEG DE RODES DENTADES.....	67
D.2. MOTOR DEL DISC.....	75



D.3. MOTOR DE LA RODA.....	79
D.4. REDUCTOR MOTOR DISC.....	82
D.5. PERFILERIA.....	87
D.6. PAVIMENTS.....	95

ANNEX E: PLÀNOLS

E.1. BANC D'ASSAIG DE PNEUMÀTICS.....	1
E.2. BASTIDOR.....	2
E.3. CONJUNT CARGOL.....	3
E.4. PERFIL VERTICAL DEL BRAÇ.....	4
E.5. REFORÇ BRAÇ.....	5
E.6. REFORÇ PERFILS HORITZAONTALS DEL BRAÇ.....	6
E.7. SUBCONJUNT SISTEMA DE CÀRREGA DE LA RODA.....	7
E.8. PLACA SUBJECCIÓ EIX-PLACA.....	8
E.9. SUBCONJUNT DEL SUPORT DE LA RODA.....	9
E.10. EIX DE LA RODA.....	10
E.11. SUBCONJUNT SUPORT MOTOR CONTORL VECTORIAL.....	11
E.12. PLACA SUPORT RODAMENT MOTOR.....	12
E.13. DISC.....	13
E.14. PERFIL INFERIOR INTERN.....	14
E.15. PLACA BASE.....	15
E.16. RADI DEL DISC.....	16
E.17. PLACA CENTRAL DEL DISC.....	17
E.18. RODA SUPORT INFERIOR.....	18
E.19. RODA SUPORT LATERAL.....	19
E.20. CONSTRUCCIÓ AUXILIAR DE PROTECCIÓ.....	20



1. GLOSSARI

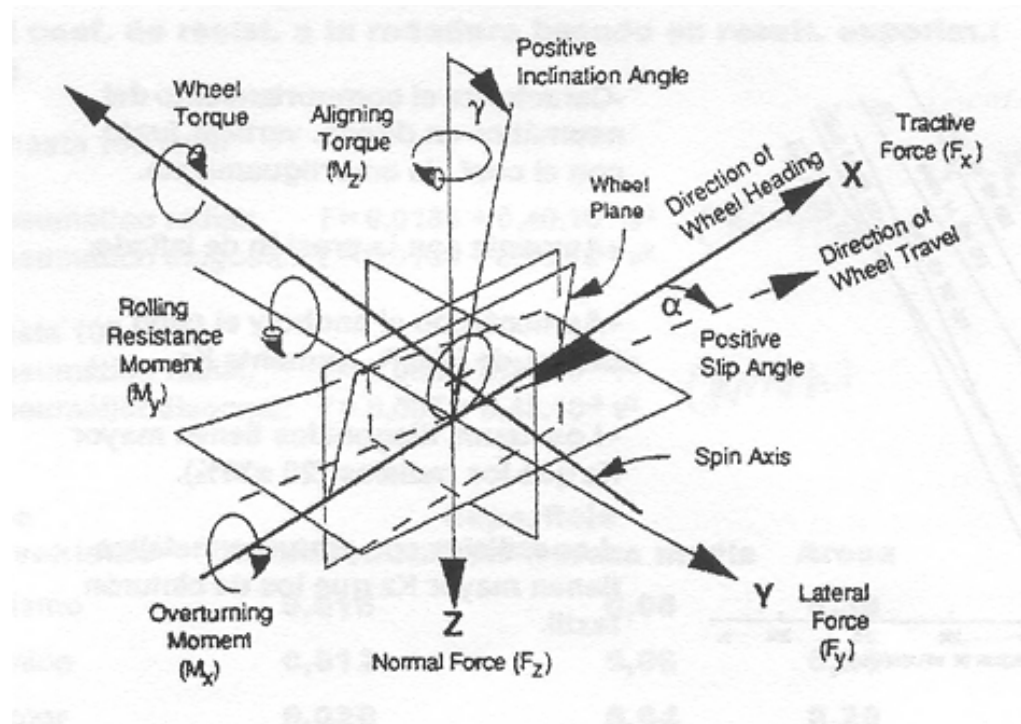


Fig. 1.1. Forces i moments sobre un pneumàtic

Angle de caiguda: Angle format entre el pla de la roda i el pla vertical; en la Fig. 1.1. s'anomena "positive inclination angle".

Angle de deriva: Angle format entre el pla mig de la roda i el pla que conté la direcció del moviment d'aquesta; en la Fig. 1.1. s'anomena "positive slip angle".

Lliscament: Desplaçament de dues superfícies en contacte, de manera que els punts de contacte de l'una tenen un moviment de translació respecte als de l'altra. En el cas concret de lliscament d'un pneumàtic amb una superfície mòbil, l'expressió utilitzada per al seu càlcul es:

$$\text{lliscament}(\%) = \frac{v_{\text{pneumatic}} - v_{\text{superficie}}}{v_{\text{pneumatic}}}$$





2. INTRODUCCIÓ

Aquest projecte s'inclou dins de la línia d'investigació encetada pel Departament d'Enginyeria Mecànica (DEM) de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona (ETSEIB), amb l'objectiu d'avançar en el coneixement del comportament dels pneumàtics en condicions límits de funcionament i arribar a determinar un model empíric d'aquest comportament.

Per a la realització d'aquest projecte s'han posat en pràctica coneixements adquirits en diverses disciplines impartides en l'esmentada escola, disciplines que van des de l'automoció fins al càlcul d'estructures, passant pel disseny mecànic. El resultat final és l'obtenció d'una màquina que serveix per a realitzar proves de pneumàtics, o el que és el mateix, un banc d'assaig de pneumàtics.

Així doncs, basant-se en la informació recopilada anteriorment pels membres del Departament d'Enginyeria Mecànica i aprofitant altres projectes realitzats prèviament en l'esmentat Departament, l'objectiu que persegueix aquest projecte és dissenyar un banc d'assaig de pneumàtics que permeti fer la més àmplia gamma de proves possibles dins el laboratori, per tal de determinar els esforços que pateix un pneumàtic durant el seu funcionament. Aquest objectiu s'assolirà mitjançant un conjunt de procediments que puguin ser simulats pel banc de manera estandarditzada per tal de poder comparar els resultats obtinguts amb els diferents tipus de pneumàtics assajats.

Per tal d'ampliar al màxim el camp de coneixement que el banc d'assaig pugui proporcionar s'ha dissenyat una màquina el més polivalent possible, capaç de treballar amb pneumàtics de turisme i pneumàtics de motocicleta. Això comporta dues maneres de realitzar els assaigs completament diferents i dotar a la màquina de més possibilitats de regulació que si es destinés a un sol tipus de pneumàtics. Per tal de poder provar ambdós tipus de pneumàtics es proporciona al banc la possibilitat de fer assaigs amb grans angles de caiguda (característica necessària per als pneumàtics de motocicleta) i/o grans angles de convergència (característica pròpia dels pneumàtics de turisme).

De totes maneres, l'abast del projecte es centra en el disseny del banc, concretament en el disseny de la pista de rodadura i el disseny de l'estructura que suporta la roda, deixant de banda els procediments esmentats anteriorment, el sistema de control del banc i la instrumentació del mateix. L'assaig d'aquests pneumàtics s'ha de dur a terme sobre una superfície adequadament preparada i que també serà un dels objectius a complir del projecte.



El banc d'assaig dissenyat permet controlar de manera independent la velocitat de la roda i la velocitat de la pista gràcies a la inclusió de dos motors, que és un tret característic d'aquest banc. Aquesta característica fa que es pugui assajar el pneumàtic amb lliscament, simulant acceleracions o frenades del vehicle.

Per la realització d'aquest projecte s'han emprat els recursos informàtics del Departament d'Enginyeria Mecànica. Pel que fa als aspectes de software, s'han emprat diferents programes informàtics com el SOLID WORKS de disseny mecànic o el programa ANSYS de resistència de materials.



3. ANTECEDENTS

Dins de la línia d'investigació esmentada en l'apartat anterior, s'ha aprofundit molt més en la tendència d'automòbils de turisme que no pas en les motocicletes. De fet, els tres camps en què es pot dividir el coneixement del comportament d'un pneumàtic es troben sintetitzats a la Taula 3.1., on s'observa quin és l'objectiu final a assolir per la línia d'investigació.

	Automòbils (angles de caiguda petits)	Motocicletes (angles de caiguda grans)
Bancs d'assaig	Experimentals Comercials	Universitat de Padova (2002)
Models analítics	Fiala (1954) Dugoff (1970)	Objectiu de la línia d'investigació del Departament d'Enginyeria Mecànica
Pacejka	Model inicial (1987) SWIFT	MC MFTyre

Taula 3.1. Models de pneumàtics i bancs d'assaig

Aquest projecte es centra en els bancs d'assaig, tenint en compte que per a l'obtenció d'un model analític calen els resultats obtinguts de l'experimentació, experimentació que es fa mitjançant assaigs en bancs.

A l'actualitat existeixen diversos tipus de banc d'assaig de pneumàtics, tant comercials com per a la investigació. Pel que fa referència als bancs comercials, el principal fabricant és MTS, fabricant holandès, mentre que els bancs destinats a la investigació presenten una major diversitat de disseny i unes procedències més heterogènies, sorgint laboratoris en diferents universitats del món. Cadascun d'aquests models presenta unes característiques concretes que n'afavoreixen la seva tria segons quines siguin les propietats del pneumàtic que es volen assajar.



Com a pas introductori a l'estudi dels diferents tipus de bancs, a continuació es presenta una petita classificació a tall esquemàtic:

- A) Bancs mòbils
- B) Bancs fixos
 - a. Model de cilindre rotant
 - b. Model de banda
 - c. Model de disc giratori

En aquest apartat es presenta una breu descripció i un petit anàlisi de les característiques d'aquells models de banc més usuals, per tal de poder escollir el disseny que més s'adeqüi als objectius prefixats en el present projecte.

No s'entrarà en qüestions econòmiques, doncs no es tenen suficients dades per comparar diferents bancs de prestacions similars. A més, alguns models són només experimentals i per tant el preu d'aquests pot sofrir moltes oscil·lacions segons el disseny i la solució constructiva implementada.

3.1. BANCS MÒBILS

Els bancs mòbils són aquells que no tenen una estructura fixa a terra, és a dir, són bancs que assagen el pneumàtic mentre es van desplaçant per una pista. Aquests bancs acostumen a estar instal·lats sobre vehicles, que incorporen la roda a assajar com a cinquena roda, tot i que també es pot utilitzar directament una de les rodes del vehicle per prendre les mesures que es desitgi.

Quan els pneumàtics es sotmeten a càrregues altes i es produeixen forces laterals elevades s'instal·len les rodes a assajar per parelles per tal de compensar aquestes forces laterals i fer que el vehicle sigui més fàcil de conduir. El vehicle que s'utilitza en aquests casos cal que tingui una elevada inèrcia i un motor potent per tal que s'aconsegueixi mantenir la velocitat constant durant l'assaig.

En les Fig. 3.1. i 3.2. s'observen imatges d'assaigs realitzats per la Universitat de Delph (Holanda, 2002) i de Cornell Aeronautical Laboratory (California, 1954)





Fig. 3.1 Banc d'assaig de pneumàtics mòbil de la Universitat de Delph (2002)

L'avantatge fonamental d'aquest tipus de banc és que permet fer un assaig que simula, d'una manera molt aproximada, les condicions reals de funcionament del pneumàtic, permetent obtenir resultats que s'ajusten a la realitat, doncs és el pneumàtic el que es desplaça sobre la superfície i no es té una superposició de moviments de pneumàtic i plataforma.



Fig. 3.2. Cornell Aeronautical Laboratory, CAL (1954)

L'inconvenient principal d'aquest tipus de banc és la difícil reproducció de l'assaig, doncs és pràcticament impossible que el pneumàtic realitzi la mateixa trajectòria i estigui sotmès a la mateixa seqüència d'esforços en dues passades per la pista de manera consecutiva. D'altra banda, per a què les forces que el pneumàtic assajat afectin el menys possible a la trajectòria i



velocitat del vehicle cal que aquest tingui una inèrcia el més gran possible; per tant, també és necessari un vehicle pesat, per a suportar els esforços laterals del pneumàtic i evitar la pèrdua de contacte de les rodes del propi vehicle amb el terra, així com una força motriu elevada, per tal d'evitar que els esforços longitudinals modifiquin la velocitat del vehicle durant l'assaig, doncs aquesta ha de romandre constant. Finalment, és necessari emprar una pista tancada per a la realització de l'assaig, doncs el paviment existent en les carreteres de la xarxa de l'estat presenta irregularitats de tipus i geomètriques, a més de que el tràfic existent dificulta la lliure realització de l'assaig a velocitat constant, representant un perill per a la resta de conductors.

3.2. BANCS FIXOS

Aquests bancs són aquells que tenen una estructura fixada a terra, de manera que és una o més parts del mateix les que tenen moviment i permeten l'assaig del pneumàtic. Aquest tipus de bancs tenen unes dimensions molt diferents, segons el tipus de pneumàtic que es vol assajar i les prestacions del banc. Tots els bancs intenten reproduir de la manera més exacta possible les condicions de treball del pneumàtic, per avaluar paràmetres estàtics i dinàmics d'aquest.

Els tres tipus de bancs d'assaig fixos són el banc de cilindre rotant o tambor, amb la possibilitat de posar el pneumàtic a l'interior o a l'exterior, el banc de banda i el banc de disc giratori. Cadascun d'ells presenta unes característiques diferents i tenen problemes concrets que fan que l'assaig s'adeqüi o no a les condicions reals de funcionament dels pneumàtics o es presentin dificultats constructives i de posta a punt del banc.

3.2.1. Banc de cilindre rotant

Aquest model està format per un cilindre rotant que fa de pista per al pneumàtic. El pneumàtic pot col·locar-se al interior o a l'exterior del cilindre, segons l'espai de què es disposi. A la Fig. 3.3. es presenta un esquema simplificat d'aquest tipus de banc, on hi apareixen els elements més significatius que el componen.



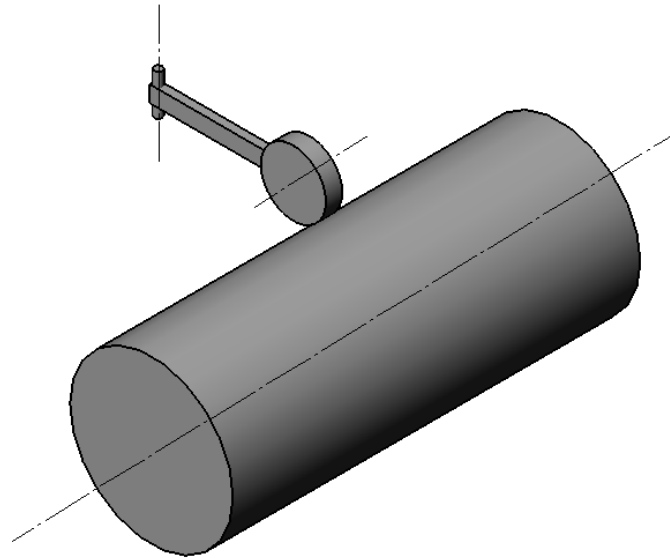


Fig. 3.3. Esquema del model de cilindre rotant amb configuració exterior

Els avantatges que té aquest sistema són els següents:

- Posicionament senzill, ja que es disposa d'una línia de contacte roda – cilindre, on les variables dinàmiques són constants. Aquesta línia es correspon amb una generatriu del cilindre que fa de superfície de contacte.
- Facilitat de controlar la velocitat d'ambdós elements de manera independent al ser elements rígids no deformables.
- Existeix la possibilitat de simular el comportament del pneumàtic en trajectòries rectilínies.

Els inconvenients d'aquest sistema són:

- Forma de la petjada del pneumàtic, la superfície de contacte del pneumàtic no és plana i existeix un contacte superior al real en la zona central de la petjada i un contacte al real en la perifèria de l'el·lipse (punts davanters i posteriors d'aquesta).
- Volum del conjunt elevat, si es pretén que la petjada obtinguda s'acosti més a la real, a mesura que s'augmenta el radi del cilindre que fa de superfície de recolzament.
- Transitori d'arrancada elevat, doncs el conjunt té una inèrcia important.



- En cas d'optar per la opció de roda interior, hi ha la dificultat de posicionar i desplaçar la roda, ja que només es disposa de les tapes del cilindre per passar el braç que la suportarà. Si es té en compte que una tapa queda ocupada amb la transmissió del tambor, només en queda una de lliure per al braç, per tant, aquest braç treballarà en voladís.

A les Fig. 3.4. i 3.5. es presenten il·lustracions d'aquest tipus de banc d'assaig de pneumàtics, situats a la Universitat de Delft (Holanda, 2002). El banc de la Fig. 3.4. és un banc preparat per fer test de yaw i el banc de la Fig. 3.5. és un banc preparat per fer un test pendular.

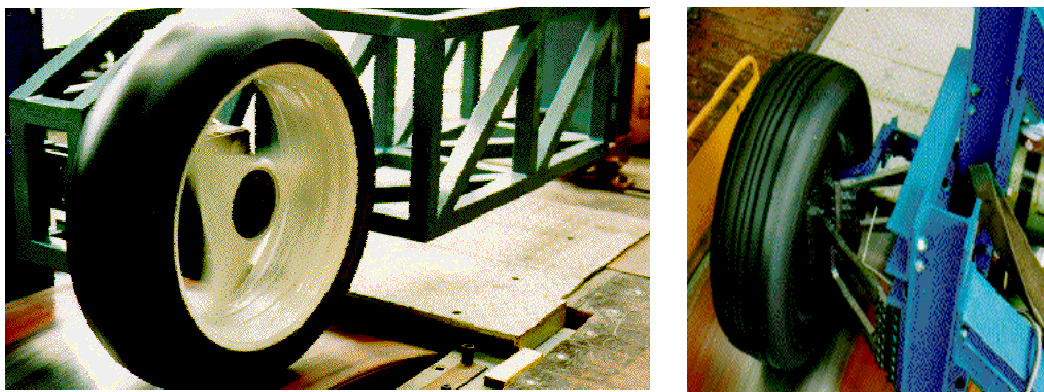


Fig. 3.4 i 3.5.: Vistes dels bancs de cilindre rotant de la Universitat de Delft (Holanda, 2002) preparats per realitzar un test de yaw i un test pendular respectivament.

Finalment, a la Fig. 3.6. es mostra un banc de cilindre rotant, també de configuració exterior, de la Universitat d'Ankara

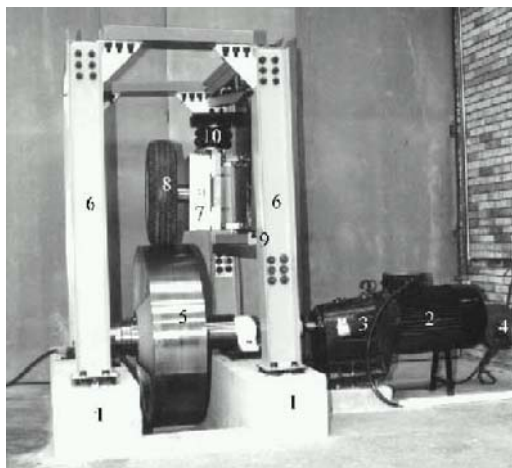


Fig. 3.6.: Vista del banc de cilindre rotant de la Universitat d'Ankara (Turquia)



3.2.2. Model de banda

Aquest model de banc d'assaig té com a superfície de contacte una superfície flexible, ja que ha de deformar-se al passar pels cilindres conductor i conduit. Aquest element flexible és una banda, el comportament de la qual pot assimilar-se al d'una corretja estàndard (bé sigui de polímer o metàl·lica), utilitzada com a element de transmissió.

A la Fig. 3.7. es mostra l'aspecte que presenta aquest model de banc a nivell esquemàtic:

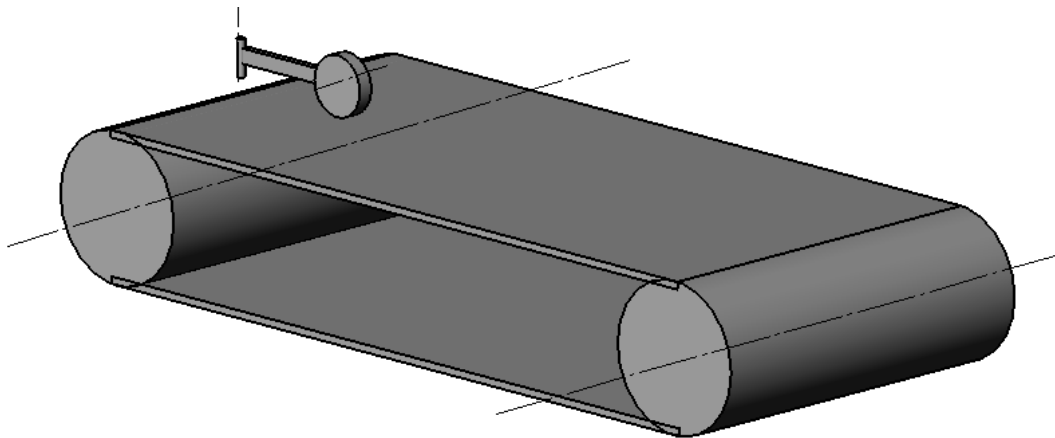


Fig. 3.7.: Esquema del model de banda de banc d'assaig de pneumàtics

Els avantatges d'aquest sistema són:

- Facilitat de posicionar la roda, doncs es disposa de tota una superfície de contacte amb les mateixes característiques dinàmiques.
- Sistema amb inèrcia petita, que permet tenir un transitori curt d'arrancada.
- Sistema amb un volum petit, per tant, fàcil de manipular i d'ubicar.
- S'obté una petjada aproximada del pneumàtic molt real.
- Presenta la possibilitat de fer simulacions de trajectòries rectilínies del pneumàtic.

Els inconvenients del sistema són:

- Dificultat de construir la banda, tant pel que fa als materials com pel que fa a la dificultat de simular diverses superfícies de contacte per poder experimentar amb diferents coeficients de freg, ja que només es pot fabricar de material flexible, donades



les forces tracció - compressió que sofreix al passar pels tambors. Un clar exemple d'aquesta dificultat és asfaltar la banda.

- Sistema per sostenir la zona de contacte banda - pneumàtic i evitar que la banda flecti, per tal que la petjada no quedi deformada. Aquest sistema ha de presentar la menor fricció possible entre la banda i l'element escollit per fer de suport, per evitar augments de temperatura, degradació prematura del elements i un augment de la resistència que faria que la potència a instal·lar en el conjunt s'elevés de manera considerable.
- Dificil control de la velocitat de la banda. Poden donar-se dos casos:
 - o Amb banda plana hi ha un lliscament de la banda en el tambor.
 - o Amb banda dentada, les estries transversals dificulten el recolzament en el punt de contacte amb el pneumàtic.
- És necessari un sistema de tensat per a poder desplaçar algun dels dos cilindres o afegir algun dispositiu de corró flotant per tal de poder fer el tensat inicial o bé canviar la banda.
- Dificultat de compensar els esforços transversals que provoca el pneumàtic al variar l'angle de caiguda i l'angle de convergència, que farien que la banda s'anés desplaçant lateralment fins a perdre la superfície de contacte amb els corrons a no ser que es compensin els esforços. Aquests esforços podrien ser compensats per un desplaçament dels corrons, variant l'angle que aquests tenen respecte la banda i provocant una component transversal en la força de tensió de la banda, però introdueixen una gran dificultat en el sistema de control del banc.

A les Fig. 3.8. i 3.9. es mostren diverses imatges del banc d'assaig de pneumàtics de la Universitat de Torí , on utilitzen el model de banc de pneumàtics de banda, i a la Fig. 3.10 i 3.11. es mostren imatges d'altres bancs d'aquest tipus. Aquest tipus de banc d'assaig de pneumàtics és el que comercialitza l'enginyeria MTS (Fig. 3.11.), on es mostra un banc d'assaig per a pneumàtics de F1.



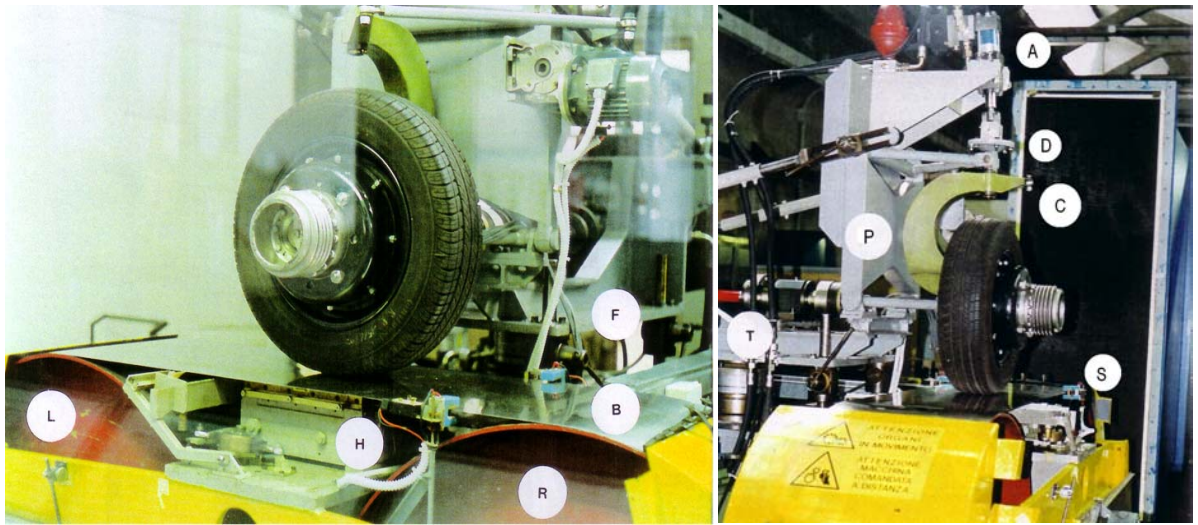


Fig. 3.8. i 3.9.: Imatges del banc d'assaig de pneumàtics de banda de la Universitat de Torí

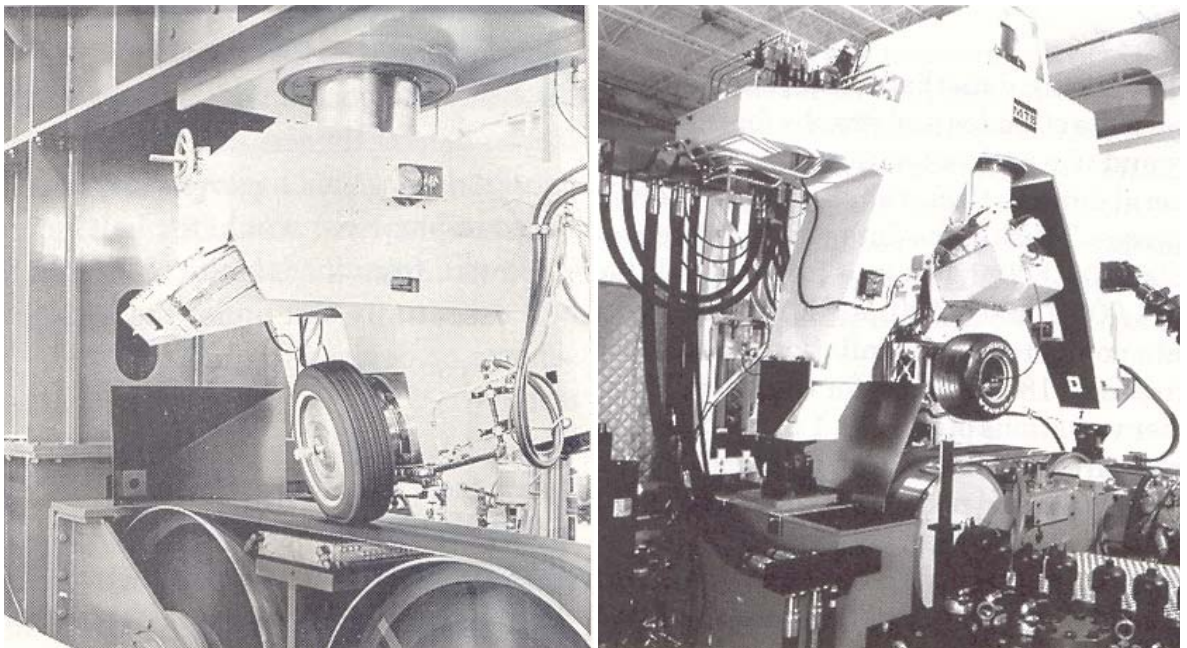


Fig. 3.10.: Tire Research Facilities
(1967)

Fig. 3.11.: Imatge del banc de MTS
(2004)



3.2.3. Model de disc giratori

Aquest model té com a superfície de contacte del pneumàtic un disc giratori, deixant la roda en una posició fixada per un braç exterior. Aquest disc giratori presenta una superfície plana de contacte amb el pneumàtic.

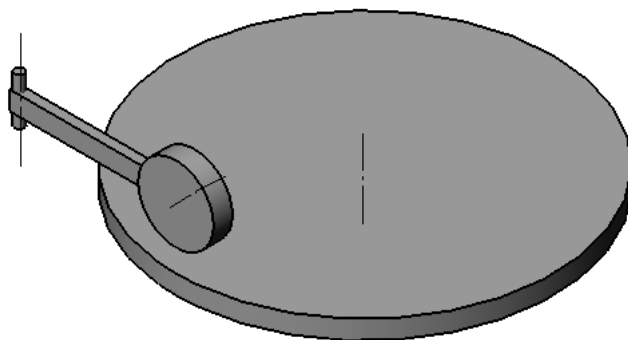


Fig. 3.12.: Esquema del model de disc de banc d'assaig de pneumàtics

El model de disc giratori presenta els següents avantatges o punts a favor:

- Superfície de contacte plana entre la banda de rodadura del disc i el pneumàtic.
- Facilitat per simular diverses superfícies de contacte y per tant diferents coeficients de freg, només cal canviar la banda de rodadura que es col·loca sobre el disc.

En canvi, els inconvenients d'aquest model de banc són:

- Cada punt del disc sobre un radi té una velocitat diferent, per tant, per repetir assaigs, s'ha de tenir un sistema de posicionament del pneumàtic precís i col·locar el pneumàtic a la mateixa distància del centre del disc.
- No es poden simular trajectòries rectilínies amb aquest model, doncs els diferents punts dins l'el·lipse de contacte del pneumàtic tenen velocitats relatives diferents, com si el pneumàtic estigués traçant una corba de manera contínua.
- Volum i inèrcia del conjunt elevat, ja que necessita un espai considerable per a la seva instal·lació i uns motors grans per a minimitzar el llarg transitori d'arrancada, doncs per



a disminuir l'efecte de curvatura del disc s'augmenta el radi al màxim possible, cosa que n'augmenta les dues variables abans esmentades.

A la Fig. 3.13 es mostra una imatge del primer banc d'assaig de pneumàtics de disc de la Universitat de Pàdua. A les Fig. 3.14 i 3.15 es mostren imatges de la segona versió d'aquest banc d'assaig de la Universitat de Pàdua.



Fig. 3.13.: Primer banc d'assaig de pneumàtics de la Universitat de Pàdua

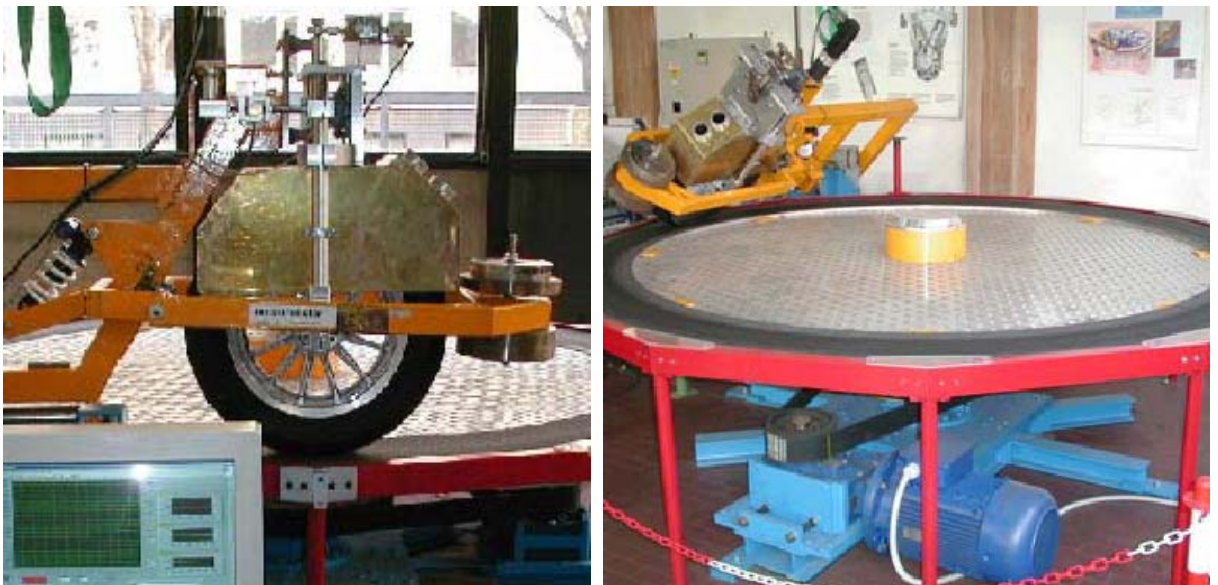


Fig. 3.14 i 3.15: Segona versió del banc d'assaig de la Universitat de Pàdua





4. DISSENY DEL BANC D'ASSAIG DE PNEUMÀTICS

En aquest apartat d'aquesta obra es fa una descripció de la màquina dissenyada, passant per cadascun dels subconjunts de què està composta.

Primerament, cal aclarir quines són les especificacions o prestacions que es demanen a la màquina:

- Possibilitat d'assajar pneumàtics de motocicleta i d'automòbils de turisme.
- Regulació de l'angle de caiguda en un ampli interval (des de -60° a 60°).
- Regulació de l'angle de convergència en un interval ampli (des de -15° a 15°).
- Control independent de la velocitat de la roda i de la plataforma.
- Velocitat màxima de la plataforma de 15 m/s.
- Assajar amb diferents superfícies de contacte i coeficients de fricció.
- Aplicar càrregues constants al pneumàtic durant l'assaig.
- Possibilitat de realitzar assaigs amb petites modificacions d'angles de convergència i/o caiguda, així com condicions de càrrega variable.

Després de l'apartat d'antecedents, on es mostraven els diferents tipus de bancs d'assaig de pneumàtics, s'ha decidit dissenyar un model de disc giratori. A la Fig. 4.1. es mostra una vista general de la màquina.



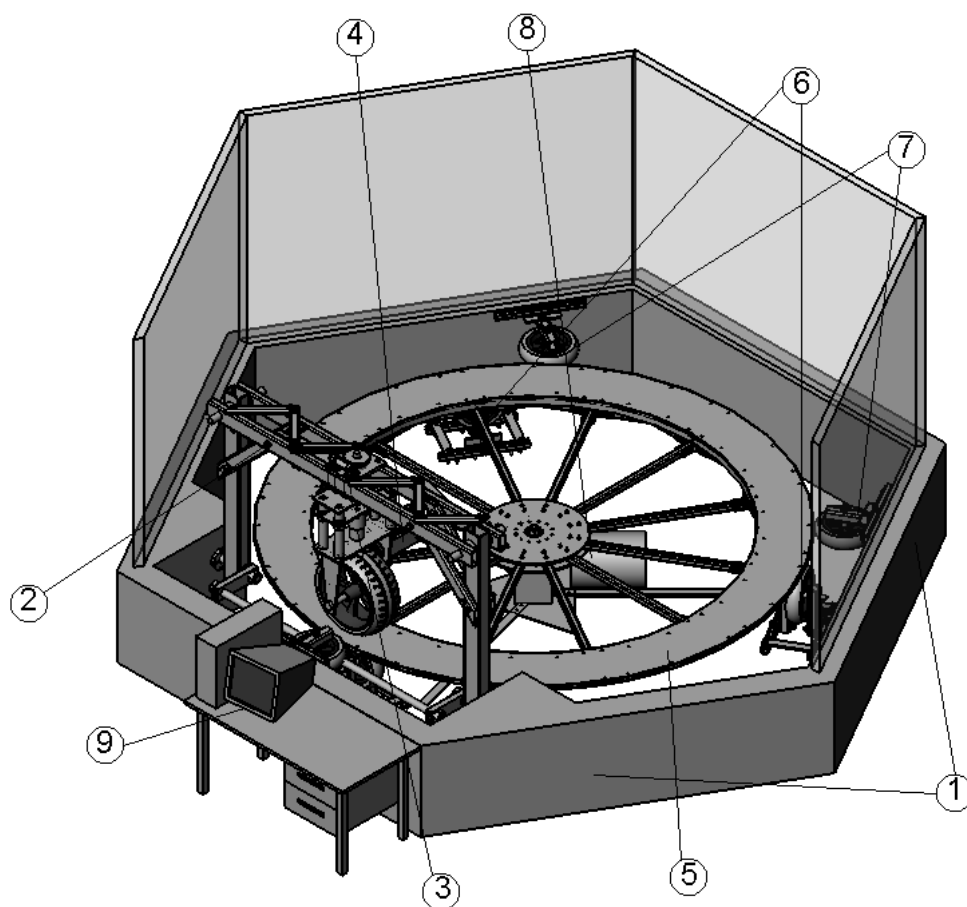


Fig. 4.1.: Vista general en perspectiva del banc d'assaig de pneumàtics dissenyat

El banc d'assaig de pneumàtics dissenyat té com a subsistemes principals:

- La construcció auxiliar de protecció (1).
- El braç de suport de la roda, que és l'encarregat de mantenir el pneumàtic en la posició desitjada durant la realització de l'assaig (2).
- El sistema de càrrega de la roda, que permet simular la força vertical que el pneumàtic rep del vehicle en les seves condicions de treball (3).
- El suport del motor de la roda (4), que conté el motor i la transmissió triada.
- La plataforma i la banda de rodadura, que és la superfície sobre la que s'assaja el pneumàtic (5).



- Els pneumàtics inferiors (6), que suporten part del pes del disc.
- Els pneumàtics laterals (7), que complementen els elements de protecció.
- El sistema de transmissió, que permet la transferència de potència des de l'element motor al disc (8).
- La instrumentació del banc, que permet obtenir dades de l'assaig realitzat (9).



4.1. DISSENY DE LA CONSTRUCCIÓ BASE

S'entén per construcció base el conjunt d'elements que suporta el banc, tant en condicions d'aturada com en condicions de marxa. En el banc dissenyat, aquesta construcció base està constituïda pel mur (1), que envolta la plataforma de rodadura del pneumàtic i que limita l'espai que la màquina ocupa, i per les plaques laterals (2), que aïllen l'interior de l'exterior del recinte.

A la Fig. 4.2. es mostra una vista d'aquesta construcció:

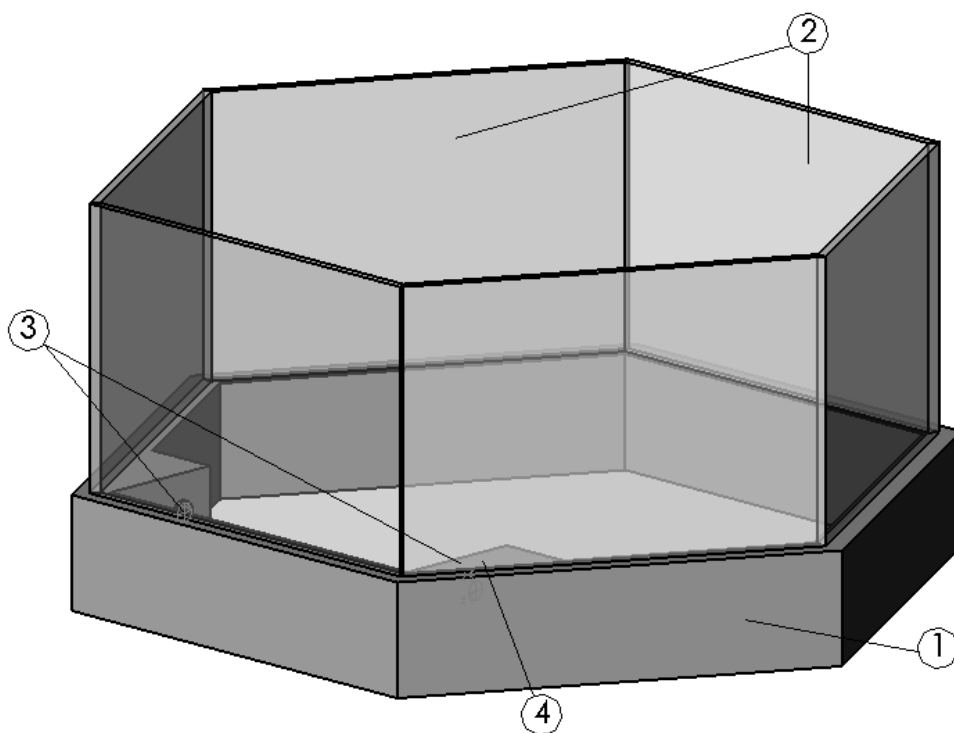


Fig. 4.2.: Vista en perspectiva dels elements constructius

Aquest mur té una geometria hexagonal. Aquesta geometria permet disposar de parets interiors planes i una major facilitat per veure la disposició de les rodes laterals de seguretat, que es disposen en forma de triangle. Aquest mur s'aprofita també per augmentar la seguretat de l'usuari durant el període en què es realitzen assaigs i per fixar el braç que aguanta la roda durant l'assaig mitjançant els dos suports laterals (3). Al seu



interior està ubicat el mecanisme de vis sens fi (4) que permet el gir del braç que subjecta la roda i variar així l'angle de caiguda del pneumàtic.

El mur està construït amb formigó armat sobre terra pla. Ocupa una àrea de total de 13,75 m², té una alçada de 600 mm i un gruix de 200 mm. Aquesta alçada permet que la plataforma quedi una mica més baixa que la superfície plana superior del disc deixant sota aquesta plataforma espai suficient per situar-hi els elements de la transmissió i els pneumàtics auxiliars. Hi ha una cara interior diferent amb l'objectiu de situar els suports del braç (3), augmentant l'amplada del mur per tal que pugui suportar millor els esforços a què estigui sotmès.

Les plaques laterals tenen la missió d'aïllar el volum interior del banc, per tal de poder purificar l'aire de les partícules alliberades pel pneumàtic durant l'assaig. Aquestes plaques són transparents, permetent que l'operari tingui una bona visió del conjunt mentre s'executa l'assaig, i estan dotades d'accessos a l'interior del recinte amb dos objectius:

- Permetre un fàcil manteniment de la màquina i uns temps petits de canvi de peces en cas d'averies.
- Poder modificar paràmetres del banc durant l'assaig, com l'angle d'inclinació o l'angle de convergència, així com permetre un canvi àgil de la roda que s'assaja.

Aquests accessos estan disposats estratègicament en les plaques laterals. En primer lloc es disposa d'un accés al mecanisme (4) que varia l'angle de caiguda del pneumàtic. També es disposa d'un altre accés en la placa frontal per tal de poder accedir al mecanisme de variació de l'angle de convergència del pneumàtic. També en la placa frontal es disposa d'un accés de dimensions més grans, que permet el canvi de pneumàtic a assajar en el banc. Finalment, es disposa d'un accés global a la part posterior, que permet l'entrada de l'operari al recinte tancat per les plaques, situat a la part posterior del recinte per evitar qualsevol estretor amb els elements del braç que es pogués ocasionar si es posés en les plaques davanteres. Els accessos als mecanismes que permeten canvis en l'assaig poden desaparèixer si es col·loquen dispositius que fan aquesta tasca mitjançant un comandament extern, com per exemple motor i polsador, i s'evita així que l'operari hagi de fer un accionament manual.



4.2. DISSENY DEL DISC I LA BANDA DE RODADURA

La plataforma del banc d'assaig està formada pel conjunt d'elements que suporten la banda de rodadura, sobre la qual s'assajarà el pneumàtic. Sigui quin sigui el disseny de la plataforma cal tenir en compte que s'haurà d'afegir una capa de material amb un coeficient d'adherència concret, per tal que el contacte pneumàtic – superfície sigui aproximat al contacte que es dona en condicions reals.

Hi ha diversos paràmetres molt representatius de les diferències constructives que pot presentar aquesta plataforma, segons sigui el disseny definitiu del banc d'assaig. Aquests paràmetres són:

- El radi de la banda de rodadura, doncs a mesura que el radi augmenta la petjada del pneumàtic pateix una deformació angular menor, deguda a la diferència de trajectòria dels diferents punts que formen l'el·lipse de contacte entre pneumàtic i terra. Un augment del radi representa també un augment de la massa de la banda de rodadura del banc (suposant una amplada de la banda constant) i per tant, un augment de la inèrcia quan aquesta pista està en moviment.
- La velocitat a què es realitzin els assaigs, doncs la velocitat de gir de la banda de rodadura és proporcional a l'esforç que pateixen els elements degut a la força centrífuga. La velocitat de gir de la banda de rodadura també és un factor a tenir molt en compte en l'estudi de les vibracions del banc, doncs aquest és difícil d'equilibrar degut a la seva mida i l'heterogeneïtat d'alguns dels seus elements.
- La massa de les parts mòbils del banc, doncs a mesura que la massa augmenta també augmenta la inèrcia així com la rigidesa del conjunt, factor a tenir present quan es realitzi l'estudi de vibracions del banc.

Un cop presentades les variables que més influeixen en la determinació del disseny concret del model de disc de banc d'assaig es mostren les diferents alternatives de disseny valorades, així com una descripció més exhaustiva de la opció triada. Aquestes alternatives són:

- Disc giratori massís



- Anell sencer giratori
- Anell giratori format per peces de xapa tallada i muntades

a) Disc massís giratori

La primera opció a comentar és la de fabricar un disc massís, bé sigui de xapa amb un esquelet inferior per augmentar-ne la rigidesa o bé sigui un disc amb gruix sense necessitat d'esquelet. Per a la fabricació d'aquest disc calen diverses operacions com soldar, fer un tractament tèrmic per eliminar tensions residuals i mecanitzar. Aquest conjunt d'operacions fa necessari disposar d'una màquina gran (ja que la mida del disc és d'aproximadament 3 metres) i de moltes hores de màquina, cosa que n'encareix el seu preu.

El procés de fabricació esmentat amb anterioritat es descompon en les següents operacions. Primerament, cal soldar diferents làmines de material per aconseguir així un bloc de mida suficient per tal d'obtenir un disc de les dimensions descrites anteriorment després de mecanitzar. Al soldar, s'introdueixen tensions internes que cal eliminar fent un tractament tèrmic adequat, com bé podria ser un revingut. Un cop establitzada la peça cal mecanitzar-la, per tal d'ajustar la mida, aconseguir la planitud demanada i fer els forats necessaris per unir altres peces. Finalment, cal fabricar la banda de rodadura sobre el disc, essent necessari la fixació de dues parets laterals sortints o bé mecanitzar un rebaix anular a l'extrem de la superfície del disc. En aquesta cavitat s'abocarà el material que servirà de banda de rodadura, la superfície superior de la qual deurà ser anivellada.

b) Anell sencer giratori

El material de partida per la construcció de l'anell és el mateix per la construcció del disc descrita en l'apartat anterior. La diferència entre ambdós processos és que en aquest cal fer un forat en el centre per tal que la peça quedi com un anell. També cal preveure els punt d'unió d'aquest anell amb els radis que s'instal·lin per a transmetre el parell motor a la banda de rodadura.

c) Anell giratori format per peces de xapa tallada i muntades

Per a la construcció d'un anell format per diferents peces es pot partir directament de xapa d'amplada estàndard. D'aquesta xapa s'obtenen les diferents peces que formaran totes les cares i superfícies, que un cop muntades donaran lloc a l'anell. Per aconseguir aquest



anell cal dissenyar un procés de muntatge inequívoc i es presenta la necessitat que totes les peces encaixin perfectament per evitar discontinuïtats i heterogeneïtats del en diferents zones del disc final. Finalment, per donar rigidesa al conjunt fa falta muntar un esquelet que suporti les peces de xapa.

Per tant, la millor opció de les proposades inicialment és la opció de fabricar un anell mitjançant la unió de diferents peces, doncs el banc presenta els següents avantatges respecte els altres models:

- Menor pes, ja que els elements tenen un gruix petit i la resistència ve donada per un esquelet constituït per perfils estàndards.
- Major facilitat de moviments, doncs la superfície de rodadura, que és l'element més gran del banc, arriba desmuntada.
- Menor preu, doncs tots els elements necessaris per a la seva construcció són estàndards o de reduït cost de fabricar.
- El menor preu de la banda de rodadura del banc fa més viable la possibilitat de tenir diferents bandes de rodadura per a assajar altres superfícies amb diferents coeficients de fricció.
- La menor massa de la pista disminueix la seva inèrcia, per tant, es poden assolir velocitats més elevades, si els elements dels altres subsistemes del banc permeten arribar a la velocitat.

Així doncs, l'anell giratori estarà format per diferents peces de xapa tallades i encaixades entre si. Per prendre la decisió de dimensionar els radis s'han completat els càlculs teòrics amb una simulació amb un programa d'elements finits (veure Annex A d'aquest projecte).



4.2.1. DISSENY I DIMENSIONAT DE LES PECES

Un cop estudiats els avantatges i inconvenients de cadascun dels dissenys possibles i d'haver fet la tria d'una opció, es passa a descriure de manera concreta el disseny implementat. Primerament es fa una descripció dels components que formen el subconjunt per posteriorment passar al muntatge de les peces.

En les Fig. 4.3. i 4.4. es pot veure l'aspecte de la pista de rodadura completament acabada, tant des de la part superior com des de la part inferior, on es pot veure amb més detall el conjunt final.

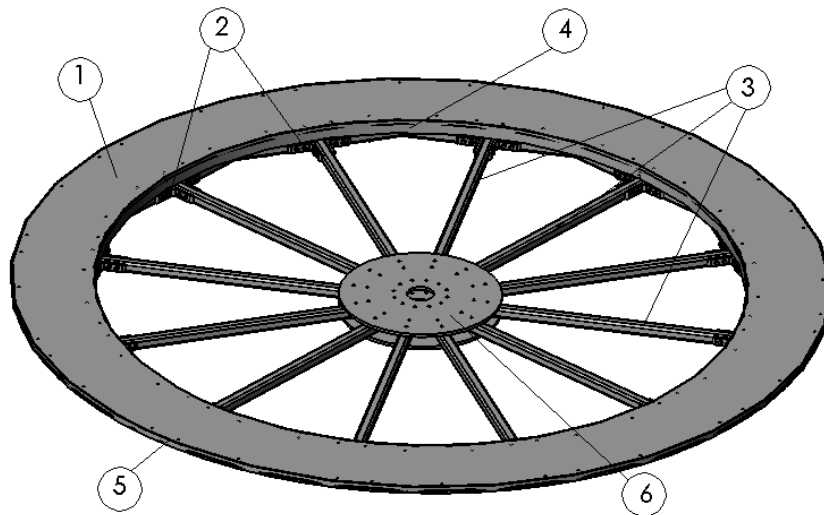


Fig. 4.3.: Vista en perspectiva superior del disc del banc d'assaig

En la Fig. 4.3. es poden apreciar els radis (3), els perfils laterals, tant l'interior (4) com l'exterior (5) i que creen la cavitat en forma de U per abocar-hi l'asfalt al final, i les esquadres (2) que uneixen els radis amb els perfils inferiors interns que es veuen en la Fig. 4.4. (7). A més, també s'incorporen els elements de subjecció central dels radis (6) i la capa final d'asfalt (1).

En la Fig. 4.4., on es veu una vista del conjunt des de la part inferior, s'observen, a més dels perfils inferiors interns esmentats anteriorment i que donen rigidesa al conjunt, les plaques base (9) que són la base de la U que contindrà l'asfalt i els perfils inferiors externs (8) que serviran de base de recolzament als topalls col·locats sota la pista.



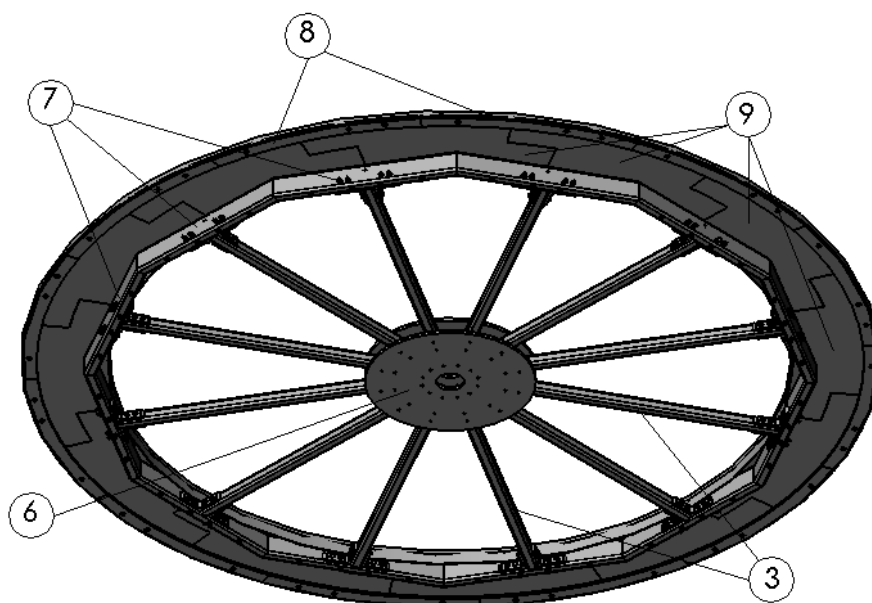


Fig. 4.4.: Vista en perspectiva inferior del disc del banc d'assaig

A continuació es fa una breu descripció de cadascuna de les peces esmentades anteriorment.

4.2.1.1. Capa d'asfalt (1)

La capa d'asfalt s'aplica un cop muntades totes les peces que formen el disc sencer. S'aplica sobre les plaques planes base, les quals han estat gravades amb un xorrejat mitjà per afavorir l'adherència de l'asfalt. L'asfalt s'abocarà dins de la cavitat que formen les plaques planes i els perfils laterals, deixant una secció en forma de U.

L'espessor d'asfalt és de 15 mm, doncs el pes que s'aplicarà a sobre serà petit i no hi haurà interacció d'aquesta capa amb elements que la puguin malmetre, sinó que només interaccionarà amb el pneumàtic.

4.2.1.2. Esquadres (2)

Les esquadres són perfils normalitzat d'acer i uneixen els radis amb els perfils inferiors interns. La grandària de les arestes d'aquests angles ha de ser important per dues raons:

- Cal una superfície de contacte entre esquadra i perfil inferior intern el més gran possible, per garantir la transmissió del parell motor.



- La superfície de contacte entre esquadra i radi ha de ser elevada per tenir una bona superfície d'empenta al transmetre el parell i evitar tensions a flexió puntuals a l'extrem del perfil.

El perfil d'aquestes esquadres és un perfil en L de 100x100x10 i una amplada de 30 mm cadascuna. Com que es disposen 24 esquadres en total, seran necessaris 720 mm d'aquest perfil. A cada esquadra s'han de mecanitzar 4 forats passants de 9 mm de diàmetre per tal de col·locar els 4 cargols de M8x1,25 que fixaran els perfils inferiors interns i els radis. A la Fig. 4.5 es veu una d'aquestes esquadres amb detall.

4.2.1.3. Radis (3)

Els radis són perfils estàndards d'acer i estan units a l'estructura de perfils inferiors mitjançant les esquadres descrites anteriorment per una banda i a les plaques centrals per l'altra. Aquests perfils són els encarregats de transmetre el parell motor a la pista de rodadura i de suportar part del pes del disc, ja que les rodes disposades sota la plataforma en suportaran una altra part. De totes maneres, els càlculs relacionats amb la resistència d'aquests perfils s'han realitzat sense tenir en compte aquests pneumàtics per donar major seguretat i robustesa al disseny.

Els perfils triats són d'acer de 40x80x4 mm. Cada radi té una longitud de 1050 mm i 4 forats passants mecanitzats, 2 per col·locar els cargols que els uniran a les esquadres (de M8) i 2 per col·locar els cargols que els uniran als discs centrals (de M10). A la Fig. 4.6. s'aprecia un d'aquests radis amb més detall.

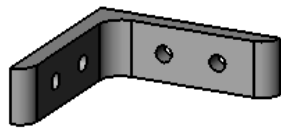


Fig. 4.5.: Esquadra

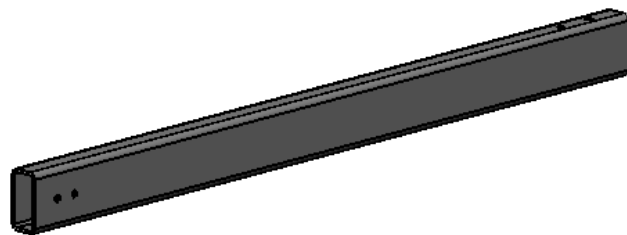


Fig. 4.6.: Radi



4.2.1.4. Perfil laterals (4)

Els perfils laterals són peces de xapa llargues, ja que tot el perímetre format per les xapes planes un cop muntades es recobrirà d'aquest perfil d'una sola peça. Aquests perfils es collaran als perfils inferiors i seran els encarregats de fer una secció en U juntament amb les xapes planes.

El perfil interior i exterior només es diferencien en la seva longitud i en la seva amplada. La xapa del perfil interior és més curta que la xapa del perfil exterior ja que les seves longituds són proporcionals al radi de les circumferències que descriuen. Per a la fabricació del perfil interior serà necessària una xapa de 7521 mm i per a la fabricació del perfil exterior faran falta 9456 mm de xapa.

L'amplada de la xapa del perfil interior és superior a la del perfil exterior, 55 mm del primer i 25 mm del segon. Això és degut a la diferència de cantell dels perfils que conformen l'esquelet interior i exterior de l'anell, que possibilita una àrea de contacte superior en el cas del perfil interior.

4.2.1.5. Perfil inferior intern (5)

Aquest perfil és l'encarregat de donar rigidesa vertical a les planxes i servir com a base per a muntar tot l'anell. A aquest perfil s'agafaran els radis interiors, per on es transmetrà el parell motor per a moure la banda de rodadura. Com s'aprecia a la Fig. 4.7, es disposen a la part superior del perfil els forats d'unió amb les plaques base (1) i en els laterals estan situats els forats que corresponen a la unió amb les esquadres (2) i els radis i el perfil de xapa lateral interior (3), que juntament amb el perfil de xapa exterior i les plaques base formaran una U, vist en secció, a l'interior de la qual es posarà el material de la banda de rodadura.

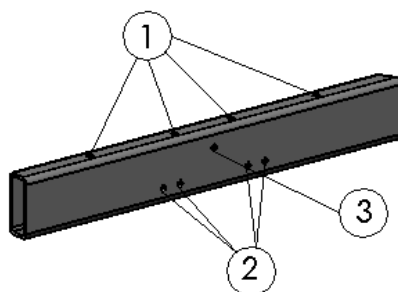


Fig. 4.7.: Perfil inferior intern



Aquests perfils són d'acer i tenen unes mides de 40x80x4 mm, igual que les mides dels radis. Tenen una longitud de partida de 664,5 mm i s'ha de mecanitzar la inclinació de les cares i els forats per fixar-hi els 9 cargols en total, són de M8x1,25 els laterals i de M10x1,5 els superiors.

A la Fig. 4.7. també es veu que el perfil té disposats els forats d'unió a les plaques base de manera no simètrica, per tal que el muntatge sigui inequívoc i només hi hagi una manera possible de realitzar-lo, evitant així possibles errors per part del operari.

4.2.1.6. Perfil inferior extern (6)

El perfil inferior extern (veure Fig. 4.8.) té les funcions de donar rigidesa a la part exterior de la banda de rodadura i de servir com a guia de les rodes inferiors i laterals, que es col·locaran com a mesura de seguretat.

En aquest cas, aquesta peça es mostra des de la part inferior, per tal de poder veure els xamfrans que amagaran els caps dels cargols que fixen aquestes peces a les xapes planes de base, disposant així d'una superfície de contacte per les rodes guia plana sense que es presentin sortints en el seu recorregut que provocaria vibracions en el banc i un desgast prematur de les rodes.

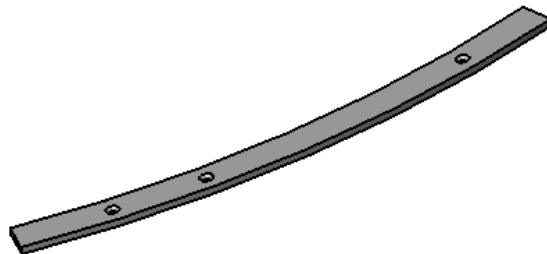


Fig. 4.8.: Perfil inferior exterior del disc

Els forats mecanitzats també estan col·locats de forma asimètrica per evitar errors de muntatge i que les peces només encaixin d'una sola manera. El xamfrà dels cargols serveix també per determinar la cara que ha d'estar amb contacte amb la xapa plana. L'espessor de la planxa és de 10 mm i els radis interior i exterior dels arcs que componen la secció en planta són 1450 mm i 1500 mm respectivament.



4.2.1.7. Placa base (7)

La placa base és la peça plana que farà les funcions de base de l'anell, sobre la qual es fixarà la banda de rodadura amb el material que es cregui adequat. Per tal que l'adherència de la superfície que es fixarà a sobre augmenti, és necessari augmentar la superfície de contacte entre ambdós materials. Per aconseguir-ho, es fa un xorrejat de grau mig a la cara superior de les peces, deixant-la gravada.

Les unions entre peces planes no tenen una forma recta, per augmentar l'efecte d'encaix i evitar desviacions en el muntatge consecutiu. En la Fig. 4.9. es representa una d'aquestes peces.

Aquesta planxa plana disposa de diferents forats per tal de poder ser fixada als perfils inferiors (veure Fig. 4.7. i 4.8.), que són els encarregats de donar rigidesa a les planxes.

La mida de les planxes és una característica a considerar:

- A major nombre de planxes més dificultats de muntatge i més possibilitats de pèrdua d'alguna de les peces
- A menor nombre de planxes es necessitarà una planxa de base de major amplada i més dificultat de transport i manejabilitat.

Així doncs, es considera un nombre intermedi de 12 planxes per tal de no accentuar cap de les dificultats exposades anteriorment.

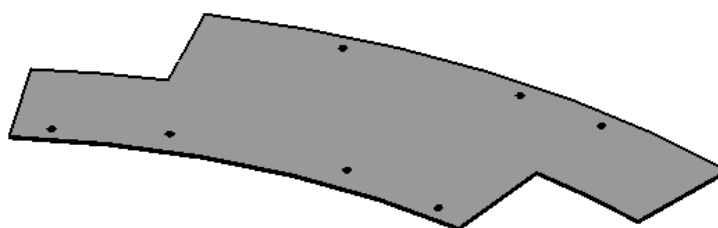


Fig. 4.9.: Placa base del disc



4.2.2. PROCÉS DE MUNTATGE

El muntatge de tots els elements descrits en els apartats anteriors ha de ser una operació precisa, doncs a menors errors de muntatge i a millor encaixin les peces menys desequilibri tindrà el disc muntat i millor estanqueïtat tindrà el volum a l'hora de fixar el material que farà de superfície de rodadura. Per a augmentar la probabilitat d'èxit en el muntatge de les diferents peces s'ha efectuat un disseny que només permet una única posició d'aquestes per muntar el conjunt, de tal manera que només cal seguir les instruccions de muntatge donades.

El nombre de planxes és de 12, cadascuna cobrint un angle de 30° de l'anell. Per tant, el nombre de perfils inferiors interns, de perfils inferiors externs i de radis és també de 12, mentre que el nombre d'esquadres és de 24, 2 per cada radi.

Per començar amb el muntatge del disc es disposarà d'una placa base (9), un perfil inferior intern (7) i un perfil inferior extern (8). Es fixaran aquests elements mitjançant les unions cargolades que pertocuen i s'aniran afegint peces, de manera alternativa per anar tancant la geometria circular del conjunt. Els primers passos d'aquest procés de muntatge s'aprecien en la Fig. 4.10., on s'aprecia l'aspecte del disc després d'haver muntat 3 perfils inferiors interns (7), 3 perfils inferiors externs (8) i dues plaques (9). A més, l'esquema també visualitza 6 esquadres (2) i 3 radis (3), per tal de poder apreciar quin seria l'aspecte amb aquests elements incorporats.

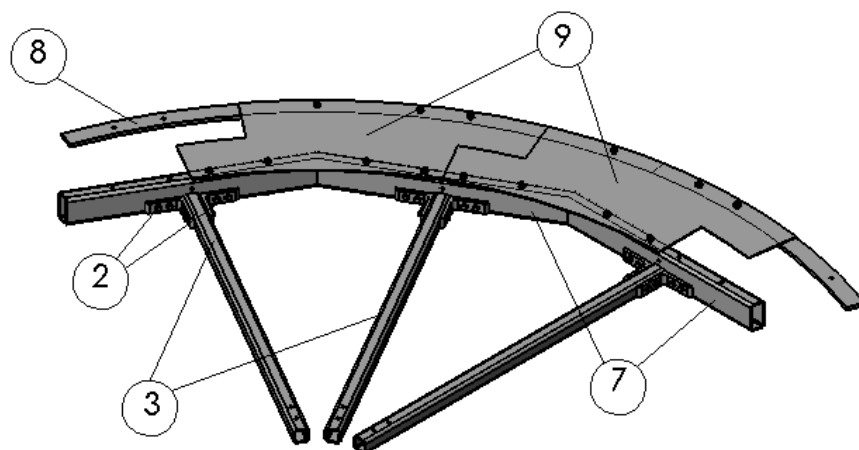


Fig. 4.10.: Representació del procés de muntatge dels elements del disc



La seqüència de muntatge acaba quan el disc es tanca. En aquest moment s'incorporen les orelles laterals (per a tenir el perfil en U) i les esquadres. Totes aquestes unions es realitzen amb cargols, per evitar possibles deformacions al soldar o la necessitat de fabricar útils per a subjectar els elements.

Un cop es tenen muntades totes aquestes peces es fixa el material de la banda de rodadura. Com s'ha comentat anteriorment, les xapes planes que serveixen com a base per a aquest material estan gravades per augmentar la superfície de contacte entre xapa i material, augmentant així l'adherència entre ambdós. En primera instància, aquest material és asfalt, tot i que podria ser ciment, formigó o qualsevol altre material que pugui assimilar-se a una superfície de carretera. En aquest cas, s'omplirà la U formada pels perfils, passant una regla per sobre de les peces que fan d'orelles per a retirar l'excés de material, deixant una superfície completament anivellada i plana.

S'ha de tenir en compte que un cop que s'aplica la capa d'asfalt els elements queden fixats en la seva posició i per desmuntar el conjunt s'ha de perforar la capa d'asfalt, doncs aquest agafa els cargols en la posició que estaven abans d'aplicar la capa. Per tant, tots els elements han d'estar ben fixats en la seva posició. En cas de que es vulgui assajar el pneumàtic en altres tipus de superfícies, s'ha de cobrir aquesta capa d'asfalt amb l'altre material o bé repetir el procés de fabricació i muntatge del disc, però emprant un material diferent com a recobriment superficial.

Per finalitzar el muntatge de l'anell només caldrà incorporar els radis i fixar aquests a les dues plaques centrals, que fan de nexa entre el disc i el sistema de transmissió. Un d'aquests elements s'observa a la Fig. 4.11., amb tots els forats mecanitzats per fixar els radis.

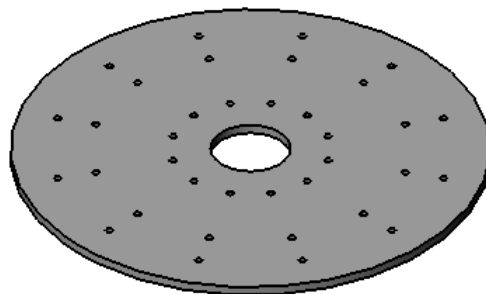


Fig. 4.11.: Placa central del disc



4.3. DISSENY DEL BRAÇ SUPORT DE LA RODA

En el banc dissenyat en aquest projecte es poden muntar diferents tipus de pneumàtics, cadascun amb les seves mides corresponents. Això, juntament amb la diferent inclinació i direcció que es pot donar al pneumàtic, ens indica les possibilitats de regulació de la posició de la roda en el banc, possibilitats que satisfarà el braç dissenyat i que es comentarà més endavant. Es considera que l'única mida del pneumàtic que pot afectar al col·locar la roda en el banc és el seu diàmetre, doncs si és massa gran no es podrà posar i si és massa petita no tocarà a la superfície del disc quan aquesta estigui fixada a la brida. Així doncs, cal incorporar un reglatge vertical al braç.

A la Fig. 4.12 es presenta una vista general del braç dissenyat:

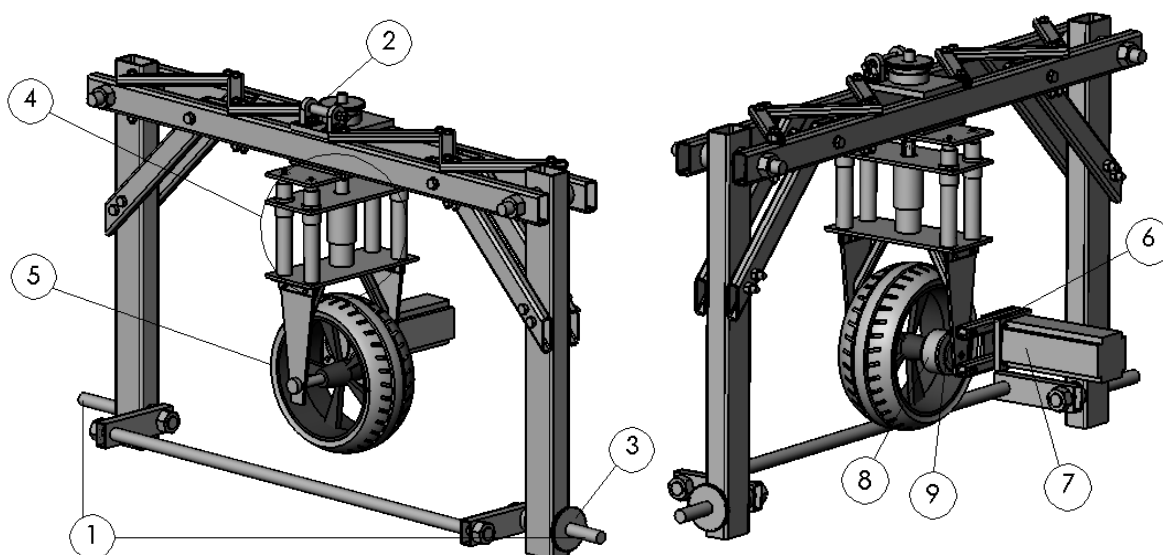


Fig. 4.12.: Vista general en perspectiva del braç del banc d'assaig

El braç dissenyat està format per dos suports (1) que fixen el braç al mur de formigó, descrit en l'apartat 4.1. d'aquest mateix projecte, de manera que només es permet la inclinació de l'estructura, per simular els angles de caiguda grans a què es veuen sotmesos els pneumàtics de motocicleta. El gir de l'estructura s'aconsegueix mitjançant un mecanisme de vis sense fi, format per un cargol (on s'acoblarà una manovella per permetre l'accionament manual, i que està fixat a l'estructura exterior de formigó) i un engranatge (3) fixat a una de les barres verticals de l'estructura. Aquest mecanisme té un angle



d'inclinació de les dents tal que fa que el mecanisme sigui irreversible, i per tant que la posició de l'estructura respecte la construcció exterior de formigó quedi fixada quan la manovella deixa de ser accionada.

El braç té una configuració de quadrilàter, construït a base de perfils d'acer estandarditzats. S'han afegit reforços per a fer l'estructura més rígida i evitar flexions o torsions en algun dels seus components, que es detallaran en el següent apartat. A la part superior, s'han col·locat dues barres transversals per tal de fixar la placa que subjecta el sistema de càrrega de la roda (4) i el suport de la roda pròpiament dit (5). La unió d'aquests dos perfils als perfils verticals es fa mitjançant barres cilíndriques i uns separadors per posicionar correctament tots els elements. També s'han afegit una sèrie de perfils per tal de reforçar l'estructura contra torsió (els perfils ubicats sobre les dues barres transversals) i contra flexió (els perfils ubicats sobre les barres longitudinals i els perfils inclinats que uneixen les barres longitudinals amb les barres verticals).

La variació de l'angle de convergència de la roda s'aconsegueix mitjançant l'accionament d'un segons vis sens fi (2) col·locat a la part superior de l'estructura i que permet el gir del sistema de càrrega i del suport complet de la roda. El mecanisme pot accionar-se de manera manual o de manera automàtica incloent-hi un motor. Òbviament, el mecanisme és irreversible i fixa l'angle un cop es deixa d'actuar sobre el cargol.

El sistema de càrrega fa de nexa entre l'estructura de pòrtic del braç i el conjunt que subjecta la roda amb el suport del motor d'aquesta. El suport de la roda està reforçat amb uns perfils d'acer per evitar que l'esforç lateral provoqui un vinclament de les plaques. Aquest suport permet muntar i desmuntar la roda assajada de manera fàcil i ràpida, sense necessitat de desmuntar gaires elements.

El muntatge dels perfils d'acer que formen l'estructura principal es realitza mitjançant unions cargolades. Això implica un procés de mecanització dels forats passants en els perfils, la posició dels quals ha de ser precisa per tal que totes les peces encaixin. Donat que aquesta estructura està sotmesa a vibracions, les femelles que es col·locaran seran autoblocants com a mesura de seguretat.



4.3.1. DISSENY DEL BASTIDOR

Per bastidor s'entén l'estructura de perfils que forma el quadrilàter rígid del braç. Com s'ha comentat en els apartats anterior, aquests perfils són d'acer i tenen una mida estandarditzada, cosa que en disminueix els costos de materials. En la Fig. 4.13. es presenta una imatge d'aquest bastidor dissenyat:

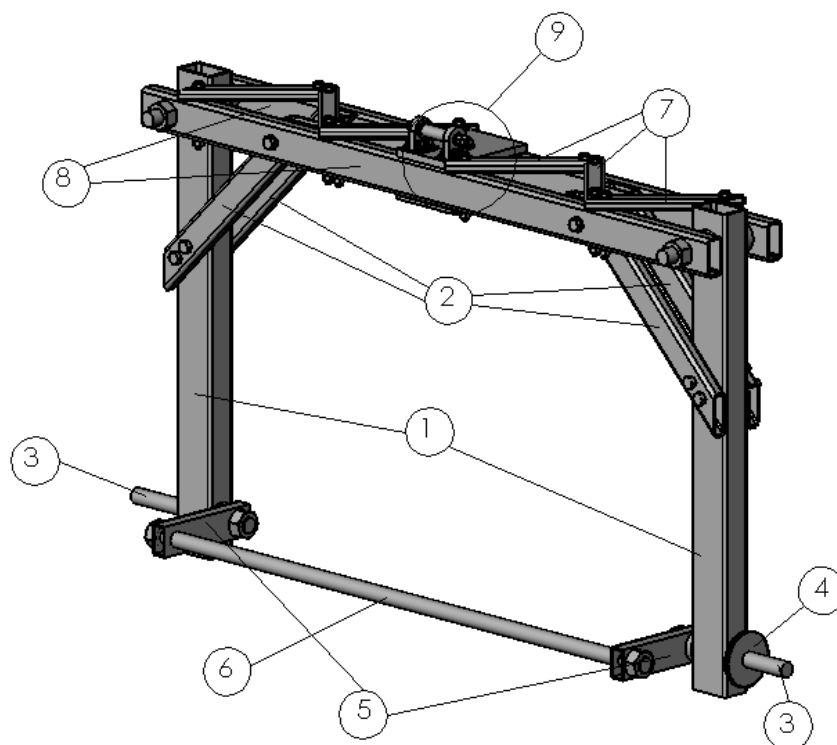


Fig. 4.13.: Vista general en perspectiva del bastidor del banc d'assaig

L'estructura principal d'aquest bastidor està formada per unes barres verticals (1) que són perfils d'acer laminat en fred de 120x80x8 mm, d'una longitud de 1250 mm i unes barres horitzontals (8) que són també perfils d'acer laminat en fred de 100x50x5 mm i d'una longitud de 2 m. Aquestes barres estan unides amb barres cilíndriques (10) i fixades mitjançant separadors interiors (11) i femelles autoblocants que n'eviten la separació dels elements (veure Fig. 4.14). Aquestes barres que serveixen per fixar la posició relativa entre les peces tenen un diàmetre de 40 mm i una longitud de 400 mm. Els separadors tenen un diàmetre interior de 42 mm, suficient per tal de que la barra entri sense problemes, i una llargada de 40 mm.



Per rigiditzar l'estructura s'han afegit unes barres (2) que fan les funcions de tirants i que uneixen les barres verticals (1) i les barres horitzontals (8) anteriorment esmentades, essent perfils d'acer de 80x40x5 mm, mecanitzats a partir d'un perfil d'una longitud de 750 mm. Els extrems d'aquest perfil es tallen a 45° per evitar que sobresurtin els extrems dels perfils i estan fixats mitjançant unions cargolades.

A la Fig. 4.14 es mostra el muntatge de les barres horitzontals, verticals i tirants esmentat anteriorment.

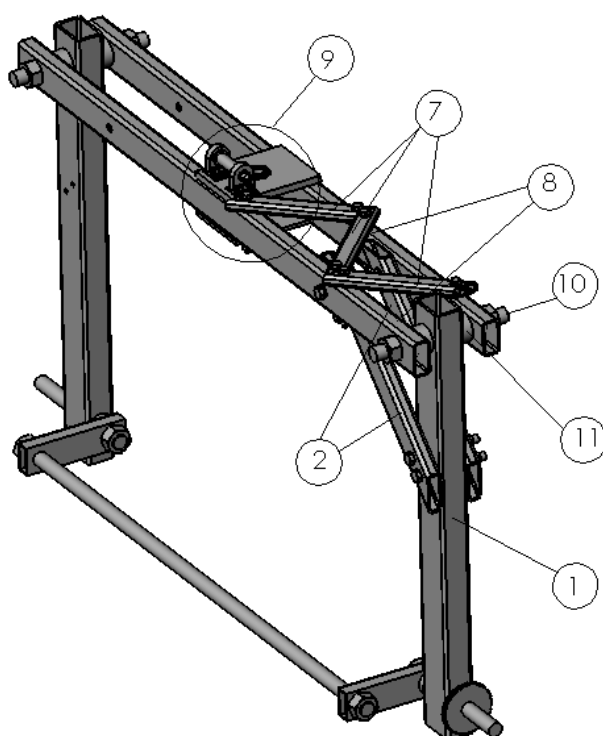


Fig. 4.14.: Vista en perspectiva del bastidor del banc d'assaig, detallant la unió de les barres horitzontals, verticals i els tirants

A la part superior de l'estructura de bastidor s'incorporen unes barres (7) que arriostren les dues barres horitzontals, per tal d'augmentar la resistència a la torsió d'aquestes, torsió que pot ser elevada quan es realitzen assaig amb angles de caiguda elevats. Aquestes perfils són d'acer i tenen unes mides de 50x30x4 mm i es necessita una longitud de 400 mm per extreure cadascuna de les barres finals. La fixació a l'estructura es fa mitjançant unions cargolades a les barres horitzontals del pòrtic i es col·loquen un total de 6 barres.



Finalment, sobre les barres horitzontals del pòrtic es fixa el mecanisme (9) que permet variar l'angle de deriva dels pneumàtics. A aquestes barres es fixen dues plaques i el cargol del vis sens fi, així com l'accionament, que pot realitzar-se tant manualment o incloent-hi un motor elèctric.

Tota aquesta estructura s'uneix a la construcció exterior de formigó amb els dos suports (3) de la part inferior del pòrtic. En una de les barres verticals es fixa l'engranatge (4) que pertany al mecanisme que permet variar l'angle d'inclinació del pòrtic, que es recorda que és un vis sens fi.

El conjunt de barres de la part inferior del pòrtic s'afegeix per augmentar la resistència del pòrtic i evitar una fallada per deformació de l'estructura. Aquest conjunt està format per una barra cilíndrica (6) i les dues peces (5) que uneixen la barra cilíndrica amb els dos segments d'eix que fixen el pòrtic a la construcció de formigó. La barra cilíndrica té un diàmetre de 40 mm i una longitud de 2400 mm.

4.3.2. DISSENY DEL SISTEMA DE CÀRREGA DE LA RODA

El banc d'assaig de pneumàtics dissenyat en aquest projecte inclou un sistema que permet l'aplicació de càrregues al pneumàtic per realitzar els assaigs. Aquest sistema permet variar la càrrega a voluntat, en funció del tipus de pneumàtic que s'estigui assajant o dels requeriments que es vulguin imposar.

Així doncs, les prestacions que se li demanen al sistema de càrrega del banc de pneumàtics són:

- Mantenir una càrrega constant durant la realització de tot l'assaig.
- Possibilitat de modificar l'alçada relativa entre eix del pneumàtic i el pont, per tal de poder assajar diferents mides de pneumàtics (regulació de posicionament vertical).
- Possibilitat de modificar la càrrega que se li està aplicant al pneumàtic.

El disseny que es proposa per a aquest sistema en el present document és el que es mostra a la Fig. 4.15, on està muntat a les barres horitzontals superiors del bastidor:



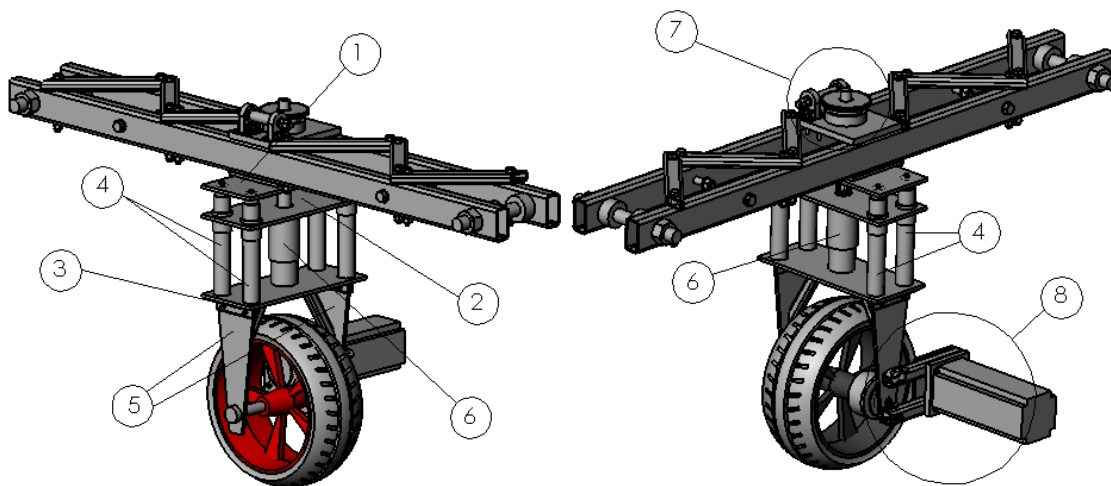


Fig. 4.15.: Vista en perspectiva del sistema de càrrega del banc d'assaig completament muntat, vist per la part de davant i per la part de darrera.

El sistema de càrrega va fixat a les barres horitzontals que pertanyen a l'estructura del pòrtic descrita anteriorment mitjançant les dues plaques de la part superior (10) i (11) (veure Fig. 4.16) i a les quals es fixa el cargol del mecanisme de vis sense fi (7) que permet variar l'angle de convergència. Aquest sistema uneix l'estructura de pòrtic amb el suport de la roda pròpiament dit i el suport del motor de la roda (8).

Aquest sistema de càrrega té com a elements principals 3 plaques d'acer (1), (2) i (3), una molla (6) i un sistema de cargol (19) i (2) per variar la distància entre plaques i augmentar la càrrega que la molla fa sobre el pneumàtic. Els components que són específicament del sistema de càrrega es veuen de manera més detallada a les Fig. 4.16 i 4.17.

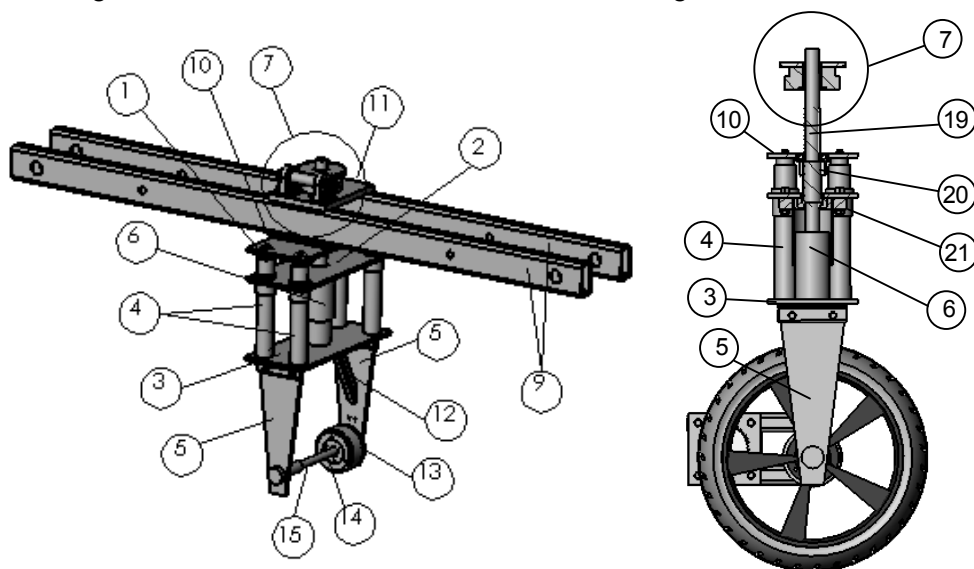


Fig. 4.16.: Vista en perspectiva i secció del sistema de càrrega del banc d'assaig



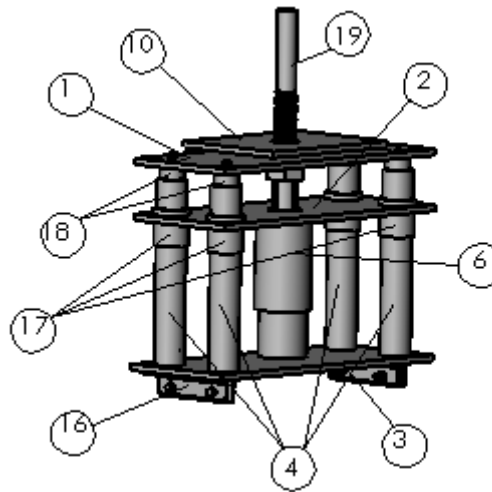


Fig. 4.17.: Vista en perspectiva del sistema de càrrega del banc d'assaig, amb detall del sistema de cargol per tensar la molla.

A les Fig. 4.16. i 4.17. s'aprecia el sistema d'accionament de la femella (20) que ataca sobre l'eix (19) i que permet variar la càrrega que aplica la molla (6) al pneumàtic. A la part superior d'aquest eix està fixat l'engranatge del sistema de variació de l'angle de convergència del pneumàtic. La placa inferior de l'estructura del pòrtic (10) és el punt de partida del sistema de càrrega, i és l'element que transmet tot l'esforç cap a l'estructura de pòrtic i que té la posició relativa fixada amb aquesta estructura, doncs aquest element no gira. La placa superior del sistema de càrrega (1) és l'element que transmet la força a la placa (10) i la placa intermèdia (2) és la placa que fa de topall per a l'eix. La molla actua entre la placa intermèdia i la placa inferior del sistema de càrrega (3). L'accionament de la femella (20) provoca un desplaçament de l'eix (19) que fa variar en primer lloc l'alçada del suport de la roda i quan aquesta ja està sobre la superfície de rodadura fa augmentar la força que fa la molla. L'eix (19) es recolza amb la placa (21), que evita que l'eix baixés sense que la resta del sistema de càrrega l'acompanyés en el moviment.

Per tal que les plaques estiguin paral·leles en tot moment, s'ha col·locat un sistema de barres circulars que actuen com a guies. Cadascuna de les guies està formada per un perfil exterior i un perfil interior, el primer amb un diàmetre interior de 38.5 mm i el segon amb un diàmetre exterior de 38 mm. Aquesta diferència de diàmetres és per tal que el fregament no augmenti massa quan les barres es desplacen i per tal d'augmentar la compressió de la molla s'hagi de



vèncer la pròpia força de la molla més la força del frec. A més, hi ha una peça a cadascun dels forats de la placa intermèdia per augmentar la superfície de contacte i evitar que el desplaçament relatiu entre placa i guia sigui perpendicular i que es produeixi falcament amb facilitat.

A la Fig. 4.16. també s'aprecia amb detall el suport dissenyat per fixar la roda. Aquest suport està fixat a la placa inferior (3) del sistema de càrrega de la roda i format per dues plaques laterals (5) fixades a la placa inferior (3) mitjançant unes esquadres i unions cargolades. Per tal que les plaques laterals (5) no vinclin s'afegeixen dos perfils d'acer (12). A la part inferior de les plaques (5) és on es fixa l'eix de la roda (15) on s'incorporen la corona dentada que fa de transmissió del motor de la roda i el sensor de càrrega (13) que proporciona els valors de les 3 forces i els 3 parells que pateix el pneumàtic durant la realització de l'assaig així com la brida (14) per fixar la llanda de la roda.

4.3.3. POSIBILITATS DE REGULACIÓ

A continuació es descriuen les diferents possibilitats de regulació d'aquest braç de suport dissenyat.

4.3.3.1. SISTEMA DE POSICIONAMENT VERTICAL

Aquest posicionament permet assajar pneumàtics de diferents mides. Consisteix en un eix roscat (1) i una femella (2) col·locada en el sistema de càrrega. Al actuar sobre la femella es provoca un desplaçament de l'eix i del conjunt del suport, doncs la placa (3) fixa la posició d'aquest i la placa intermitja del sistema de càrrega, tal i com s'aprecia en la Fig. 4.18.

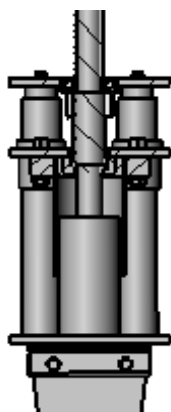


Fig. 4.18.: Sistema de posicionament vertical



4.3.3.2. SISTEMA D'ESFORÇ VERTICAL

Aquest sistema permet aplicar la càrrega desitjada al pneumàtic mitjançant l'actuació sobre una molla. L'accionament es fa mitjançant el mateix mecanisme de la Fig. 4.18. quan la roda ja toca sobre el disc.

4.3.3.3. SISTEMA DE GUIAT

Aquest sistema de guiat està format per 4 dobles columnes, encarregades de guiar el posicionament vertical i de suportar els esforços tallants que es produeixen quan el pneumàtic s'assaja amb un angle de caiguda no nul. A la Fig. 4.17. s'aprecien els seus elements, que són el perfil tubular exterior (4), la barra cilíndrica interior (18) i les 4 peces (17) subjectades a la placa intermitja.

4.3.3.4. SISTEMA DE REGULACIÓ DE L'ANGLE DE CAIGUDA

La regulació de l'angle de caiguda es realitza mitjançant un vis sens fi fixat a la construcció auxiliar de protecció i a un dels perfils verticals del banc. Aquest sistema de vis sens fi és irreversible per les condicions de càrrega màximes que pot suportar el banc i per tant, queda fixat durant l'assaig. D'altra banda, s'ha deixat espai suficient per instal·lar un motor i permetre petites variacions de l'angle durant la realització de l'assaig del pneumàtic. Aquest mecanisme es mostra a la Fig. 4.19.

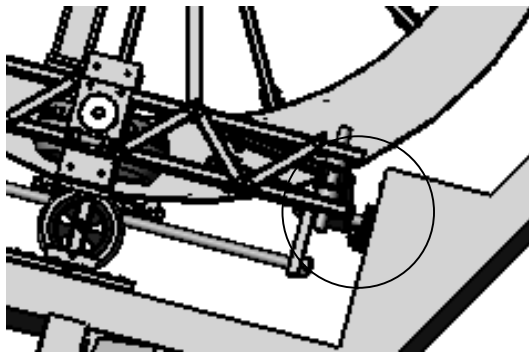


Fig. 4.19.: Sistema de regulació de l'angle de caiguda del pneumàtic

4.3.3.5. SISTEMA DE REGULACIÓ DE L'ANGLE DE CONVERGENCIA

De manera similar a la regulació de l'angle de caiguda, la regulació de l'angle de convergència del pneumàtic es realitza mitjançant un mecanisme de vis sense fi, situat a la part superior de l'estructura del braç i irreversible per les condicions de càrrega màxima que ha de suportar la màquina. Anàlogament al cas anterior, també es disposa d'espai suficient per instal·lar-hi un



motor i poder fer petites modificacions de l'angle durant la realització de l'assaig. Aquest mecanisme (7) es mostra a la Fig. 4.20.

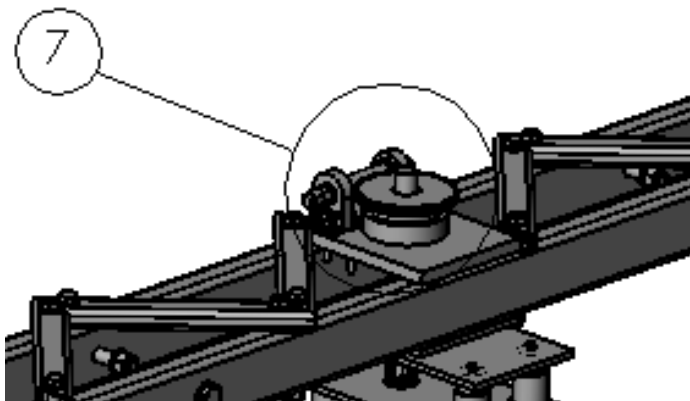


Fig. 4.20.: Sistema de regulació de l'angle de convergència del pneumàtic



4.4. DISSENY DELS SUPORTS AUXILIARS

4.4.1. DISSENY DELS SUPORTS INFERIORS

Aquests suports auxiliars són components que ajuden a mantenir el disc pla, i disminuir les tensions que haurien de patir els radis d'aquest, doncs treballarien completament en voladís.

Es col·loquen tres suports auxiliars sota la superfície del disc, repartits en tres dels sis costats de la vista en planta en forma d'hexàgon que presenta la construcció auxiliar de protecció. El disc descansa sobre aquests suports, concretament sobre el pneumàtic que munten a l'extrem. Hi ha dos tipus de suports, amb la mateixa finalitat:

- Un suport on s'acobla un pneumàtic de cotxe i que va col·locat sota el pneumàtic que s'està assajant. D'aquesta manera, s'assegura la seva resistència en aquells casos que s'assaja pneumàtic de cotxe com pneumàtic de motocicleta.
- Els altres dos suports munten pneumàtics de motocicleta, doncs no estan sotmesos a una càrrega tan important en cap situació i són més econòmics, reduint d'aquesta manera els costos de manteniment del banc. A la Fig. 4.21. es presenta una vista d'un suport muntat, tot i que es mostra sense les unions cargolades ni els rodaments incorporats.

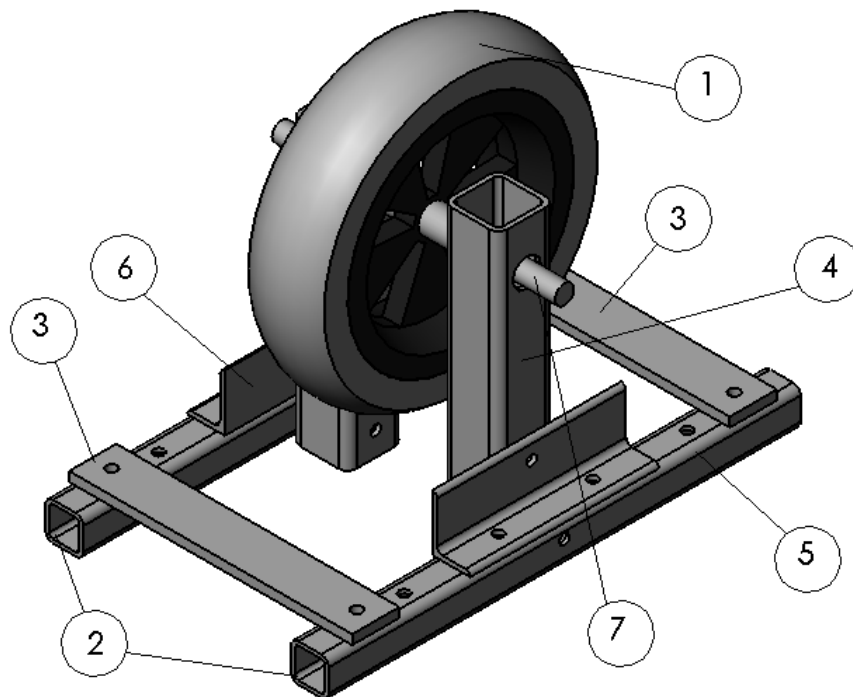


Fig. 4.21.: Suport auxiliar inferior



Aquests pneumàtics (1) fan contacte en la part inferior del disc, concretament amb la peça anomenada perfil inferior extern, de forma circular i amb les unions cargolades amagades gràcies al cap avellanat. Això fa que els pneumàtics no pateixin desperfectes durant el funcionament del banc i la rotació del disc es faci de manera regular.

Aquesta petita estructura està formada per un parell de perfils longitudinals (2) units per dos travessers (3) mitjançant unions cargolades. Aquest conjunt es una estructura rígida i amb molt bona base, que impedeix una possible bolcada del conjunt en cas de càrrega desviada. Aquesta estructura també es fixa a terra mitjançant unions cargolades. Tots aquests cargols són de M10x1,5 i els forats mecanitzats en els perfils són de diàmetre 11, doncs aquests són forats passants. Per a poder fer un suport correcte per l'eix del pneumàtic s'han emprat dos perfils estàndard d'acer en forma de L (6) i dos perfils quadrats de 60x60x5 mm, col·locats verticalment (4) que contindran els rodaments de l'eix (7) de la roda de suport. Els perfils en L s'agafen mitjançant cargols de M10x1,5 al perfil que fa de base i amb el mateix tipus de cargols als perfils verticals. Els perfils verticals tenen dos punts de fixació, un al perfil que fa de base i l'altre al perfil en L, per tal d'evitar possibles girs del perfil en casos que hi haguessin forces desviades.

4.4.2. DISSENY DELS SUPORTS LATERALS

Aquests suports laterals parteixen de la base del disseny dels suports vistos en l'apartat anterior, doncs aprofiten la majoria de peces. En aquest cas, aquests subconjunts van muntats en la paret del mur auxiliar de protecció, en aquelles cares de l'hexàgon lliures de suports de rodes inferiors.

Aquests suports tenen una funció de seguretat, doncs són els encarregats de mantenir l'eix de gir del disc en cas que aquest es desequilibri o es trenqui. Els pneumàtics d'aquests suports fan contacte en la xapa col·locada a la part exterior del disc, però no suporten cap esforç.

A la Fig. 4.22. es mostra el disseny d'un d'aquests suports, sense les unions cargolades entre les peces ni els rodaments que portaria l'eix de la roda, en aquest cas, ambdós col·locats en el mateix perfil.



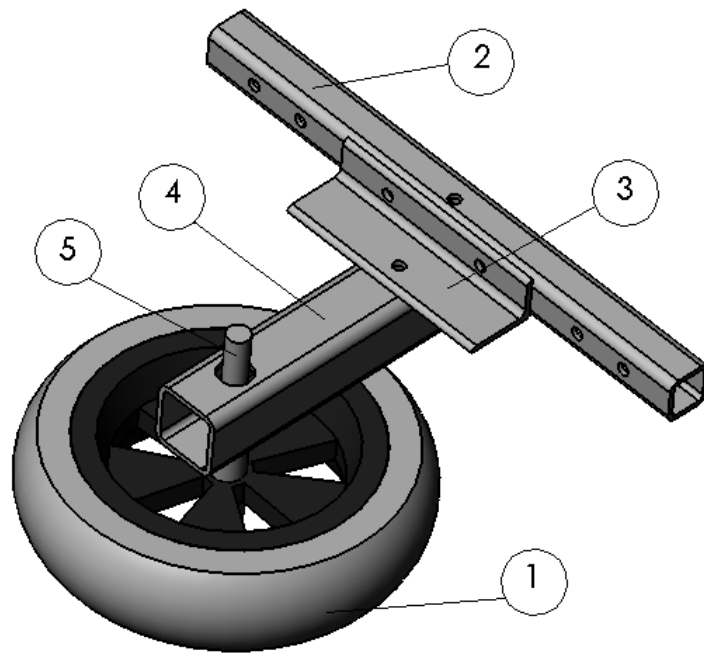


Fig. 4.22.: Suport auxiliar lateral

En aquest cas, s'aprofiten del disseny anterior un dels perfils que fan de base (2) i que es fixa al mur lateral de protecció mitjançant unions cargolades, també de M10x1,5, el perfil en L (3), que es fixa al perfil de base i al perfil estàndard quadrat (4) que subjecta l'eix de la roda (5). Aquest eix té un disseny diferents al dels suports anteriors, doncs s'introdueix per la part superior i és roscat a la inferior per col·locar femella i contrafemella i mantenir la roda la posició vertical fixada.



4.5. DISSENY DEL SISTEMA DE TRANSMISSIÓ DE LA RODA

Aquest model de banc d'assaig de pneumàtics té la característica de poder controlar de manera independent la velocitat del disc i del pneumàtic dins d'un cert rang de velocitats. Aquest rang de velocitats està limitat per la potència que el motor és capaç de subministrar, ja que segons la potència es podrà imposar un lliscament màxim en funció de la velocitat a què giri la banda de rodadura. Amb la inclusió d'aquest segon motor en el banc es poden assajar situacions en què es simula que el pneumàtic llisca accelerant a més de la situació en què el pneumàtic llisca frenant, ja que per assajar només aquesta última situació n'hi hauria prou amb afegir un fre que disminuís la velocitat del pneumàtic respecte l'anell.

Abans de passar al disseny del suport del motor i de la transmissió escollida es presenten els càlculs que s'han realitzat per determinar el motor escollit a partir de les especificacions de partida.

4.5.1. DISSENY DEL SUPORT MOTOR

Una vegada analitzades les prestacions que el motor pot oferir cal detallar el disseny triat per aquest subconjunt del banc. En aquest apartat només s'estudia el disseny de les parts mecàniques del subconjunt, sense entrar en aspectes d'instrumentació i adquisició de dades necessaris, que no són objecte d'aquest projecte.

El suport del motor de la roda ha d'estar rígidament unit al braç que la suporta. Com s'ha vist anteriorment, aquest braç és un pont i d'on hi penja el sistema de càrrega de la roda. Abans de definir el disseny definitiu d'aquest subconjunt és necessari discutir algunes qüestions fonamentals:

- Tipus de motor escollit.
- Punt de subjecció del conjunt suport - motor al braç de la roda.
- Posició del motor respecte la roda.
- Facilitat de desmuntatge i muntatge d'un pneumàtic que es vulgui assajar.



El motor i l'estructura que l'aguanta han d'estar fixats a un punt solidari al sistema de càrrega del pneumàtic, doncs és la part del banc que té lliures els mateixos moviments que la roda (excepte el gir respecte l'eix del pneumàtic).

La posició del motor respecte de la roda ha de ser tal que no es produeixi cap interferència sigui quina sigui la posició en què s'assagi la roda. S'ha de tenir en consideració que els pneumàtics de motocicleta poden experimentar angles de caiguda grans i que per tant s'ha de comprovar que el motor no impacti contra la superfície de rodadura durant l'assaig. En el disseny implementat del suport del motor de la roda, aquest es fixa a un dels suports de l'eix de la roda, de tal manera que queda col·locat lateralment. En aquesta posició els eixos de motor i roda són paral·lels però no coincidents, per tant, cal recórrer a un sistema de transmissió, com es veurà més endavant.

El conjunt de motor i transmissió ha de dissenyar-se de tal manera que la roda pugui intercanviar-se fàcilment, evitant així feixucs muntatges i desmuntatges cada vegada que es vulgui assajar un pneumàtic diferent.

Un cop comentats tots aquests aspectes a tenir en compte es pot passar a detallar el disseny triat per a aquest conjunt. En primer lloc es dona una vista general d'aquest conjunt a la Fig. 4.23. (tant aïllat com acoblat a la roda), per entrar posteriorment en més en detall.

La placa (1) que uneix el sistema de càrrega del banc d'assaig amb el suport de la roda és l'element al qual es fixen les plaques laterals (5) que donen forma de U al suport. Per augmentar la resistència d'aquestes plaques s'han afegit dos perfils estàndards d'acer (4) que treballen a compressió i flexió. A la Fig. 4.24 es veu amb més detall la composició d'aquest suport.



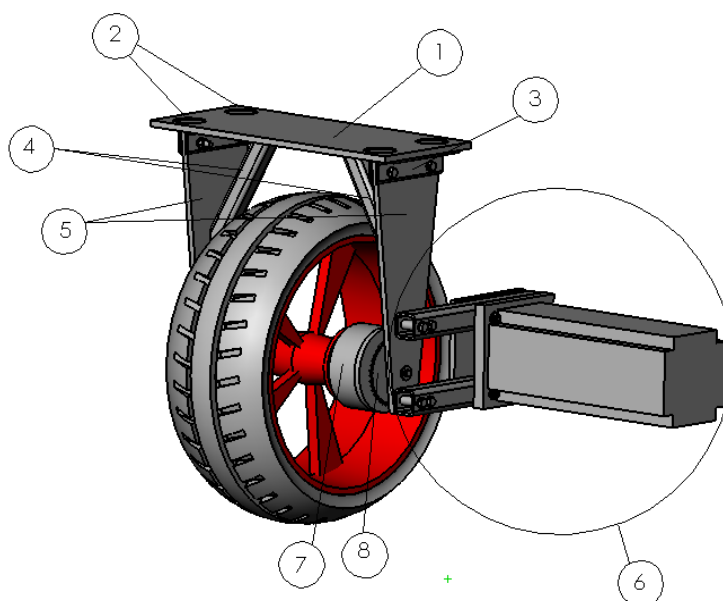


Fig. 4.23.: Disseny del suport de la roda

La unió entre la placa vertical (5) i la placa horitzontal del sistema de càrrega s'ha fet també mitjançant unions cargolades i un perfil estàndard en forma de L, que es fa servir com a esquadra. S'ha triat aquest tipus d'unió per evitar soldadures que provoquessin deformacions a les plaques i que introduïrien la necessitat de realitzar un mecanitzat després de soldar per tornar la planitud a aquestes plaques.

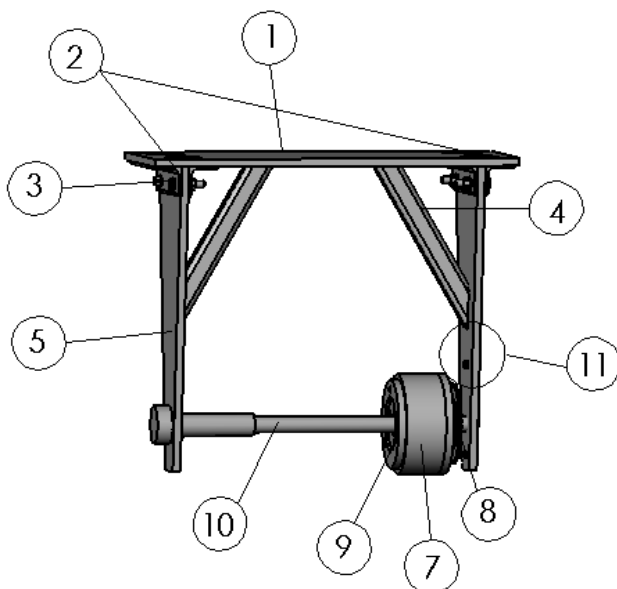


Fig. 4.24.: Vista del suport de la roda



A les plaques verticals s'han mecanitzats els forats per fixar els rodaments que suportaran l'eix de la roda (10). Aquest eix pot treure's amb facilitat mitjançant el procediment que s'explica tot seguit. La placa que conté els forats per fixar els perfils del suport del motor conté dos forats més per tal de poder introduir passadors i subjectar la transmissió durant el canvi del pneumàtic, és a dir, es suporta la roda dentada (8), que és l'element que també té els forats per introduir els passadors. En canvi, la cèl·lula de càrrega (7) i la brida de la llanda (9) es creu més convenient extreure-les amb el pneumàtic, donada la unió cargolada existent entre aquests elements. L'eix de la roda s'extreu per la placa que no té fixat el suport del motor, permetent el canvi del pneumàtic fàcilment.

Per tal de continuar amb la descripció del suport del motor de la roda, es presenta la Fig. 4.25., on es mostra una vista amb els elements d'aquest suport només i on es poden apreciar millor els detalls que es comenten a continuació.

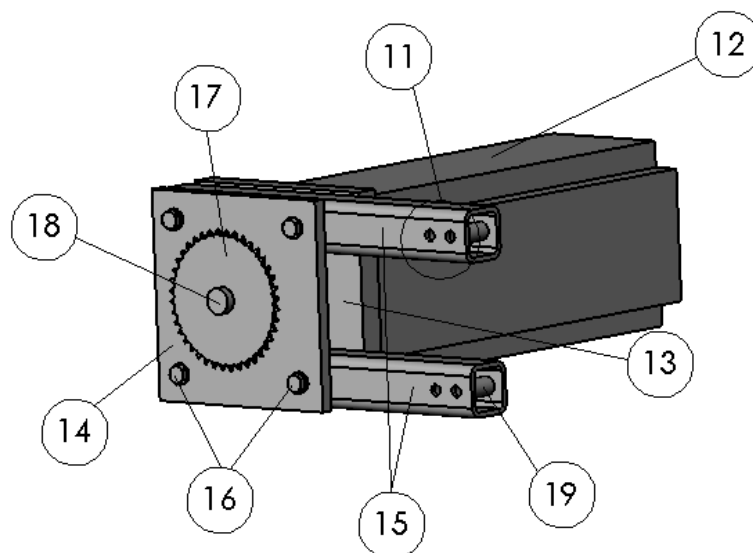


Fig. 4.25.: Suport del motor

Els forats (11) de la placa vertical coincideixen amb els forats (11) assenyalats en el conjunt de la Fig. 4.24. En aquests forats es fixen els dos perfils (15) que fan de suport al motor i que treballen a flexió, suportant el pes d'aquest. Aquests perfils són perfils quadrats estàndards d'acer de 40x40x4, amb una longitud de 300 mm i les peces que els uneixen al conjunt del sistema de càrrega de la roda són 4 cargols de M8. Com que aquests perfils han de quedar fermament units es col·locaran coixinets de fregament a l'interior del perfil per evitar-ne la deformació quan els cargols es collin. El motor també es collarà als perfils



amb 4 cargols de M8 i aquests mateixos agafaran la placa suport del segon rodament de l'eix on es fixa la roda dentada de la transmissió per cadena.

4.5.2. INTERVAL DE VELOCITATS

Les limitacions de l'interval de velocitats de la roda en funció de la velocitat del disc poden calcular-se de la següent manera:

$$P_{motor} = \frac{F \cdot v}{\eta} = \frac{F \cdot (v_{disc} - v_{pneumatic})}{\eta} = \frac{\mu \cdot F_z \cdot (v_{disc} - v_{pneumatic})}{\eta} \quad (\text{Eq. 4.5.1.})$$

on: P_{motor} és la potència màxima que pot subministrar el motor.

μ és el coeficient de fricció entre pneumàtic i terra.

F_z és la força segons la direcció de l'eix z.

v_{disc} és la velocitat lineal del punt de contacte entre pneumàtic i banda de rodadura vist en la superfície de l'anell.

$v_{pneumàtic}$ és la velocitat lineal del punt de contacte entre pneumàtic i banda de rodadura en la superfície del pneumàtic.

η és el rendiment de la transmissió escollida.

Per arribar a l'expressió anterior s'ha efectuat una sèrie de simplificacions:

- Es suposa que les velocitats lineals entre pneumàtic i banda de rodadura són paral·leles en el punt de contacte entre ambdues superfícies, és a dir, que l'angle de convergència de la roda és 0.
- El funcionament del conjunt ha arribat ja a l'estacionari i les velocitats de disc i pneumàtic són constants.

Aplicant l'expressió anterior als dos tipus de pneumàtics que es volen assajar en el banc, pneumàtic de motocicleta i pneumàtic de turisme, es calculen les velocitats màximes d'ambdós tipus de pneumàtics en unes condicions preestablertes.



Es suposa que la superfície sobre la qual s'assagen els pneumàtics és asfalt sec, amb un coeficient d'adherència de 0,8, el rendiment de la transmissió és de 0,85, la potència màxima del motor és de 3900 W (aquesta dada s'extreu de la placa de característiques dels motors de control vectorial emprats en la tesi de Francesc Ferrando com s'explica més endavant en els aspectes relatius al disseny del subconjunt) i la velocitat màxima que pot assolir el disc és de 2 Hz, equivalent a una velocitat lineal a l'extrem del disc de 18,85 m/s.

Així doncs:

Pneumàtic de motocicleta

Es suposa una càrrega F_z de 1000 N sobre la roda.

$$v_{pneumatic\text{motocicleta}} = v_{disc} + \frac{P_{motor\text{roda}} \cdot \eta}{\mu \cdot F_z} = 18,85 + \frac{3900 \cdot 0,85}{0,8 \cdot 1000} = 18,85 + 4,14 \cong 23\text{ m/s} \quad (\text{Eq.4.5.2.})$$

$$lliscament(\%) = \frac{v_{pneumatic} - v_{disc}}{v_{pneumatic}} \cdot 100 = \frac{23 - 18,85}{23} \cdot 100 = 18,05\% \quad (\text{Eq.4.5.3.})$$

Pneumàtic de turisme:

Es suposa una càrrega F_z de 5000 N sobre la roda.

$$v_{pneumatic\text{motocicleta}} = v_{disc} + \frac{P_{motor\text{roda}} \cdot \eta}{\mu \cdot F_z} = 18,85 + \frac{3900 \cdot 0,85}{0,8 \cdot 5000} = 18,85 + 0,83 = 19,68\text{ m/s} \quad (\text{Eq.4.5.4.})$$

$$lliscament(\%) = \frac{v_{pneumatic} - v_{disc}}{v_{pneumatic}} \cdot 100 = \frac{19,68 - 18,85}{19,68} \cdot 100 = 4,22\% \quad (\text{Eq.4.5.5.})$$

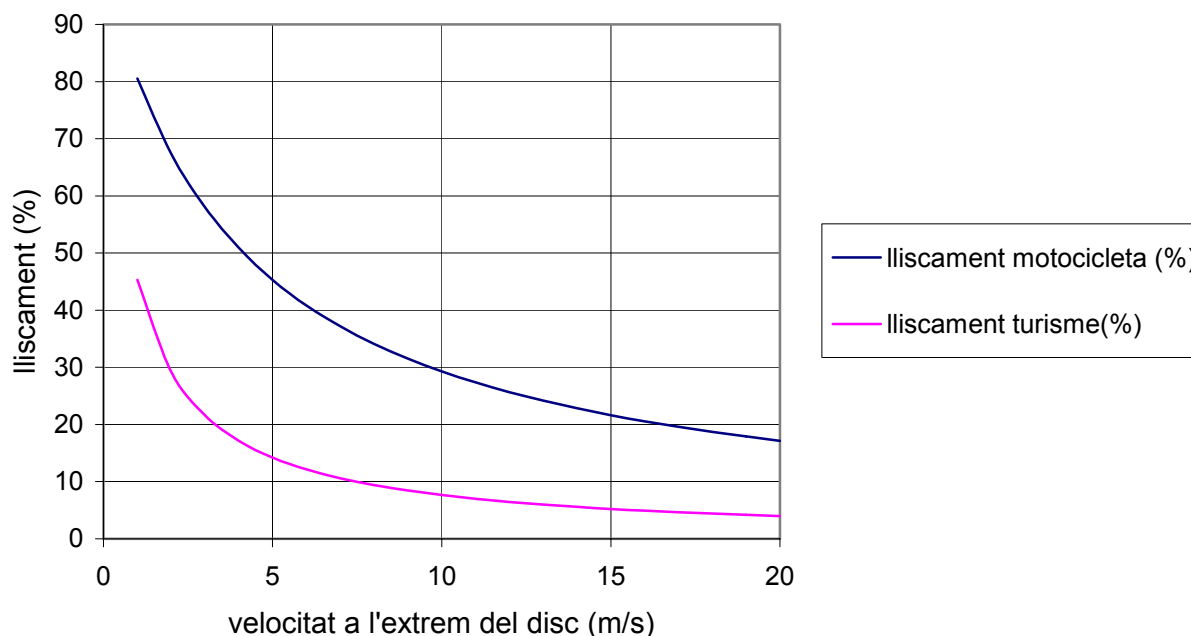
La diferència de velocitats entre superfície i pneumàtic és constant, si suposem que el motor treballa sempre a potència màxima. En canvi, el lliscament màxim que es pot aplicar a la roda va disminuint a mesura que va augmentant la velocitat del disc, segons es demostra a continuació, partint de l'expressió emprada en els càlculs anteriors:

$$lliscament(\%) = \frac{v_{pneumatic} - v_{disc}}{v_{pneumatic}} = \frac{\frac{P_{motor} \cdot \eta}{\mu \cdot F_z} + v_{disc} - v_{disc}}{\frac{P_{motor} \cdot \eta}{\mu \cdot F_z} + v_{disc}} = \frac{P_{motor} \cdot \eta}{P_{motor} \cdot \eta + v_{disc} \cdot \mu \cdot F_z} \quad (\text{Eq.4.5.6.})$$



Substituint els paràmetres de l'equació pels valors utilitzats anteriorment s'obtenen les evolucions del lliscament que s'observen en el Gràfic 4.1.:

Lliscament pneumàtic en funció de la velocitat del disc



Gràfic 4.1: Comparativa entre pneumàtic de motocicleta i pneumàtic de turisme

En el gràfic comparatiu es pot apreciar que el lliscament màxim que pateix el pneumàtic de motocicleta és major que el lliscament màxim del pneumàtic de turisme fent servir el mateix motor i treballant a potència màxima. Això és degut a la menor resistència a l'avanç que presenta el pneumàtic de motocicleta, doncs la força en direcció z és menor en el cas de la motocicleta.

D'altra banda, la corba mostra que quan la velocitat del disc és molt petita el motor té la capacitat de fer patinar el pneumàtic, doncs s'arriba al 100% de lliscament.

4.5.3. TRIA DEL MOTOR DE LA RODA

El motor per muntar en la roda del banc d'assaig és l'element que limita les possibilitats d'assajar pneumàtics amb diferents lliscaments quan el pneumàtic no té una velocitat nul·la, doncs la potència que el motor necessita augmenta a mesura que augmenta el lliscament del pneumàtic. El motor escollit és un dels motors que incorpora el banc d'assaig de corretges, objecte d'una tesi doctoral per part de Francesc Ferrando en



aquesta Escola. Aquest motor és un motor de control vectorial, és a dir, velocitat i parell són variables independents i només tenen la limitació de la potència màxima del motor. Els càlculs realitzats anteriorment agafen com a base la placa característica d'aquest motor.

4.5.4. SISTEMA DE TRANSMISSIÓ

El sistema de transmissió escollit és un sistema de cadena, com s'acaba de comentar, semblant al que utilitzen les bicicletes sense canvi de marxes. Aquest sistema requereix de poca variació de distància entre eixos per tensar la cadena i canviar-la, i amb tots els elements fixats pot desmuntar-se de manera senzilla. Així doncs, no serà necessari mecanitzar cap collís en els suports del motor per a desplaçar-lo sinó que només es mecanitzaran els forats de fixació d'aquest.

El fet de disposar d'un motor de control vectorial com a motor de la roda permet que es pugui simular qualsevol velocitat baixa de la roda sense tenir problemes de sobrecalfament del motor, doncs aquest tipus de motor inclouen un sistema de refrigeració independent de la velocitat de gir del rotor del motor. Per tant, la relació de transmissió ha de ser tal que permeti a la roda assolir la velocitat màxima desitjada durant l'assaig.

Sabent que la velocitat màxima que pot assolir el pneumàtic és de 23 m/s i que la velocitat màxima de gir del motor és de 3455 min^{-1} , la relació de transmissió és:

$$i = \frac{v_{motor}}{v_{pneumatic}} = \frac{3455 \cdot \frac{\pi}{30}}{\frac{23}{0,3}} = 4,72 \quad (\text{Eq.4.5.7.})$$

La tria de les rodes dentades a muntar en el sistema de transmissió de la roda són (consultant la norma ISO 606):

La roda dentada que s'acobla a l'eix del motor té 10 dents i la roda dentada que s'acobla a l'eix de la roda que s'assaja és de 45 dents, obtenint d'aquesta manera una relació de transmissió de 4,5 que és aproximadament la calculada a l'Eq.4.5.7. Amb aquesta relació de transmissió la velocitat màxima de la roda és de:



$$v_{pneumatic} = \frac{v_{motor}}{i} = \frac{3455 \cdot \frac{\pi}{30}}{4,5} \cong 24m/s \quad (\text{Eq.4.5.8.})$$

Considerant una distància entre l'eix del motor i l'eix de la roda de 200 mm, a continuació es fa el càlcul de la longitud de cadena necessària (en dents):

$$Xo = \frac{2 \cdot a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0} = 79dents \quad (\text{Eq.4.5.9.})$$

Un avantatge molt important d'utilitzar una transmissió per cadena és el fet de tenir sincronisme entre els dos elements que uneix. Això permet conèixer la velocitat exacte del pneumàtic només llegint la velocitat de gir del motor, podent estalviar un sensor de velocitat per la roda en cas d'optar per un altre tipus de transmissió, com pot ésser una transmissió per corretja.



4.6. CÀLCUL DEL MOTOR Y DEL SISTEMA DE TRANSMISSIÓ PER AL MOVIMENT DE LA PLATAFORMA

En aquest apartat es donaran les solucions triades pel que fa al motor de la plataforma i al sistema de transmissió triat. Cal tenir en compte que en el disseny mostrat anteriorment ja s'han donat unes mides de la construcció auxiliar de protecció i unes peces a la plataforma i que per tant les mides del motor han de ser les adequades per tal d'evitar interferències amb altres elements.

En primer lloc es presenten els càlculs realitzats per a determinar el motor i posteriorment els càlculs i la tria de la transmissió, doncs per calcular aquesta es necessita entre altres dades el parell del primari, és a dir, del motor.

Un cop estudiades les limitacions de velocitat de la plataforma, es limita la velocitat del banc a 100 min^{-1} . Aquesta velocitat angular equival a una velocitat lineal aproximada de 16 m/s a l'extrem de la plataforma. El tipus de motor es triarà de dos parells de pols (1500 min^{-1}) i per tant, la relació de transmissió aproximada que es tindrà serà de $i=15$.

El motor triat en primera instància és el motor MBT 112 MC, que compleix les condicions de potència i de temps d'acceleració sense aplicar-hi cap parell resistent extern, només accelerant el conjunt en buit, tal i com es comprova a continuació:

Càlcul del temps d'acceleració:

Característiques del MBT 112 MC:

$$\begin{aligned} \Gamma_{nom} &= 27 \text{ Nm} \\ P_{nom} &= 4000 \text{ W} \end{aligned}$$

Relació de transmissió : $i = 15$

$$a = \frac{Mr_{eix}}{J(r)} = \frac{27 \cdot 0,85 \cdot 15}{486} = 0,708 \text{ s}^{-1} \longrightarrow t = \frac{0,95 \cdot 150 \cdot \frac{1}{15}}{0,708} = 13,41 \text{ s} \leq 20 \text{ s} \quad (\text{Eq.4.6.1.})$$

Ara bé, aquest motor compleix amb els requisits imposats, però addicionalment s'afegeix la condició d'aturada en temps raonable.



El motor escollit en els càlculs anteriors té un diàmetre de 112. A aquest motor se li pot incorporar un fre que ajudi a aturar el disc quan el motor deixa de funcionar. Aquest sistema es veu més fiable que no pas aturar la plataforma mitjançant l'actuació sobre una de les 3 rodes que fan de suport perquè no es té la certesa que la força que s'apliqui sigui constant, doncs el disc pot vibrar i fer el conjunt inestable.

Un cop determinat el motor s'ha de determinar la transmissió que s'utilitzarà. Els condicionants que es tenen per a triar la transmissió són:

- Relació de transmissió $i=15$.
- Espai disponible per a la seva col·locació.
- Geometria del conjunt, doncs la entrada i la sortida fan un angle de 90° (comptant que l'eix del motor és horitzontal i l'eix de la plataforma és vertical).
- Parell que pot subministrar el motor triat en els càlculs anteriors.

Donats els condicionants anteriors, es creu que el tipus de transmissió més adequada per aquesta màquina és un reductor d'engranatges cònics, d'una sola etapa, que es presenta a l'Annex D de catàlegs, amb una $i=15,6$, que satisfà els condicionants expressats anteriorment.



4.7. INSTRUMENTACIÓ I ADQUISICIÓ DE DADES

Tot i que la instrumentació del banc queda fora de l'abast d'aquest projecte, es creu que és convenient fer alguna referència del material que es proposa per poder adquirir les dades durant la realització de l'assaig, emmagatzemar-les i tractar-les posteriorment.

Per una banda, les dades es prendran mitjançant una cèl·lula de càrrega de tres forces i tres moments (1), situada el suport de la roda, tal i com s'observa en la Fig. 4.26.

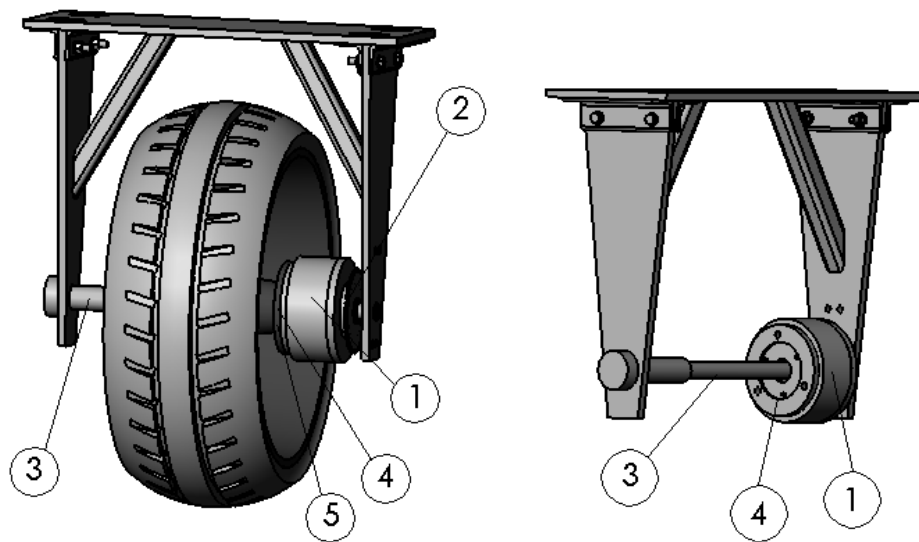


Fig. 4.26.: Suport de la roda i instrumentació d'aquest

El suport de la roda està compost per les dues plaques verticals que l'uneixen al sistema de carregà i reforçades pels dos perfils inclinats. A la part baixa d'aquestes plaques es situa l'eix de la roda (3), que és el component on es fixen la resta d'elements de la transmissió i part de la sensòrica del banc. La corona dentada (2) és la peça de la transmissió que prové del motor de la roda, mitjançant una transmissió per cadena, per mantenir el sincronisme amb el motor instal·lat. Juxtaposada a aquesta peça es troba la cèl·lula de càrrega (1), les especificacions de la qual es poden trobar a l'annex de catàlegs. A continuació hi trobem una peça que s'acobla a la cèl·lula de càrrega per una banda i fa de brida (4) per acoblar-hi la roda, que haurà de ser diferents segons la llanta (5) on es munti el pneumàtic que s'està assajant. Tant la brida (4), la cèl·lula de càrrega (1) com la corona dentada (2) formen un conjunt que pot fixar-se a la placa lateral quan es desmunti el pneumàtic, podent treure l'eix per l'altra banda i



quedant preparat per a acoblar-hi l'eix del següent pneumàtic a assajar. Mitjançant aquest sistema de fixació ràpida s'aconsegueix una major simplicitat al no haver de desmuntar la transmissió ni la cèl·lula de càrrega.

D'altra banda, el banc disposa de potenciòmetres per saber quins són els angles de caiguda i de convergència amb que s'està efectuant l'assaig, així com tota la informació que prové del motor de la roda, de velocitat angular i parell, i del motor de la banda de rodadura. A més a més, també es disposa d'una cèl·lula de càrrega per mesurar la càrrega que se li està aplicant al pneumàtic durant l'assaig.

Aquest punt és el punt de comandament del banc. Des d'aquí es controlen la posta en marxa i aturada dels motors, així com els paràmetres de l'assaig en cas que s'afegeixin accionaments no manuals en el banc, com per exemple motors en els angles de caiguda i/o convergència o un pistó pneumàtic per aplicar la càrrega al pneumàtic.



5. MUNTATGE I INSTAL·LACIÓ DEL BANC

El muntatge del banc d'assaig de pneumàtics contempla diferents parts a planificar, l'ordre de les quals s'exposa a continuació. El procés es dividirà en la construcció del mur lateral, que fa de suport dels elements fixos i de protecció en cas d'accident, el muntatge de les parts mecàniques del banc i finalment la posada en marxa del banc amb la realització d'alguns assaig de tarat.

La primera tasca a realitzar és la construcció del mur lateral, que estarà fabricat de formigó armat. Abans de posar el formigó caldrà fer un petit rebaix en el terra per tal que tingui una millor resistència a possibles esforços laterals i evitar que només quedi superposat. A continuació s'aixecaran unes parets laterals que faran de contenidors quan es fiqui el formigó fins que s'assequi.

El següent pas important és marcar en l'estructura de formigó construïda aquells punts clau, és a dir, punts que necessiten d'una gran precisió en la seva ubicació. Aquests punts són els punts de suport del pòrtic, ja que han de quedar alineats amb el punt de contacte que tindran roda i superfície del disc. També s'ha de fixar el punt central del disc i els punts on es fixen les rodes inferiors i laterals que faran de suports al disc, per tal de poder començar a muntar tota l'estructura del disc i la transmissió.

En primer lloc es muntaran els suports del pòrtic i el sistema de transmissió, que són les parts que queden a nivell o per sota del disc, i que quan aquest s'instal·li tindran un accés més complicat. Primerament es fixarà la plantilla metàl·lica projectada al terra, per tenir els punts exactes de fixació dels suports de les rodes inferiors i els punts on es fixaran els diferents elements del sistema de transmissió i potència del disc.

Un cop instal·lades totes aquestes parts es passarà a muntar el disc, que es farà sobre una superfície com pot ser el terra del recinte. El procés de muntatge del disc comença amb el muntatge dels radis i l'estructura de perfils que conformen l'anell de suport de la banda de rodadura. Un cop aconseguida l'estructura de perfils que formen els radis i les peces anomenades suport inferior intern es munten les plaques base, tal i com s'ha detallat en l'apartat 4.2.2. Finalment, s'instal·len els perfils laterals. Un cop muntades totes les peces, s'ha de procedir a omplir la cavitat amb forma de U amb asfalt, abocant-hi la quantitat necessària i anivellant posteriorment la superfície, aprofitant els perfils laterals fixats. Quan



el disc es troba completament acabat ja es pot passar a fixar-lo a l'estructura de la transmissió, col·locant-lo en la seva posició de treball.

A continuació es munta l'estructura superior del pòrtic, amb el sistema de càrrega de la roda i el conjunt motor – transmissió propi de la roda.

Finalment, es tanca el recinte amb les plaques laterals, tancant el recinte. Es porta a terme la instal·lació dels equips de ventilació de l'interior de la cambra i es munta l'equip informàtic que acompanya el banc, amb el lloc de comandament de la màquina.



6. ESTUDI D'IMPACTE AMBIENTAL

L'estudi de l'impacte ambiental del banc d'assaig de pneumàtics pot dividir-se en diferents vessants:

- Funcionament de la pròpia màquina
- Tractament dels residus que genera.

A continuació es tracta cadascun d'aquests aspectes per separat.

6.1. FUNCIONAMENT DE LA MÀQUINA

Durant el període de funcionament del banc es formen gasos carregats de partícules, que provenen del desgast prematur del pneumàtic que fricciona amb la superfície de rodadura. Aquests fums produïts han d'estar confinats en un recinte tancat i filtrats abans de ser evacuats. Per tant, tota la part mecànica del banc estarà confinada dins d'un recinte estanc, recinte que també farà de barrera de seguretat durant el funcionament del banc, impedit accidents. D'altra banda, s'inclouran uns filtres de partícules i un sistema d'extracció de fums, que seran uns ventiladors.

El recinte estanc que conté el banc està format per uns envans prefabricats i té diversos accessos a l'interior. La superfície que tanquen aquests envans és d'aproximadament 11,5m², amb una planta hexagonal de 2,1m d'aresta, mentre que l'alçada de la cambra és de 2m. Els accessos que es practiquen són:

- Un accés al motor del disc.
- Un accés al sistema de càrrega de la roda, tant per poder manipular el sistema de càrrega pròpiament dit com per muntar i desmuntar el pneumàtic assajat.
- Un accés posterior, que permet arribar a qualsevol punt de l'estructura del banc.

Amb les mides establertes, el volum tancat en el recinte és de 33m³.

El banc es troba ubicat en un recinte tancat i la fuga de partícules faria que l'aire de la sala es tornés irrespirable, degut a la presència de partícules que li donen un fort olor. La presència d'algun operari dins de la sala és indispensable per assegurar el bon



funcionament del banc i controlar l'execució de l'assaig i per tant, s'ha d'assegurar la correcta estanquitat dels accessos i la instal·lació d'un equip de ventilació equipat amb filtre de partícules amb la suficient potència com per regenerar l'aire del recinte tancat pel banc.

6.2. TRACTAMENT DELS RESIDUS QUE GENERA

Els residus que genera el funcionament del banc d'assaig són pneumàtics desgastats. Existeixen diferents processos per a reciclar els pneumàtics i evitar que acabin de manera descontrolada als abocadors, provocant una greu contaminació ambiental. La situació actual a l'estat és:

- A Espanya es generen entre 250.000 i 300.000 tones de pneumàtics usats l'any.
- El 45% es diposita en abocadors controlats sense rebre tractament, el 15% es diposita en abocadors després de ser triturats i el 40% restant no està controlat.
- Desgraciadament, s'utilitza la crema directa amb freqüència, provocant l'emissió de partícules nocives per a l'entorn.

A l'actualitat es poden utilitzar diversos mètodes de recuperació de pneumàtics i la destrucció dels seus components perillosos. Alguns dels processos que poden utilitzar-se en el reciclatge de pneumàtics són:

- Termòlisi, que es tracta d'un sistema en què es sotmet als residus dels pneumàtics a un escalfament en un medi on no existeix oxigen, que fa que es destrueixin els enllaços químics apareixent cadenes d'hidrocarburs. D'aquesta manera s'aconsegueix la recuperació total dels components originals dels pneumàtics.
- Piròlisi, que es un procés que es comença a estendre, ja que fins fa poc existien problemes en la separació dels compostos carbonats. Els productes que s'obtenen després del procés de piròlisi són principalment gas (similar al propà i que s'utilitza en processos industrials), oli industrial (utilitzat per a refinar carburant dièsel), coke i acer.
- Incineració, que és el procés que produeix la combustió dels materials orgànics del pneumàtic a elevades temperatures. És un procés costós i té l'inconvenient de la diferent velocitat de combustió dels diferents components així com la necessitat de



depurar els residus, ja que els productes són molt contaminants. Genera calor i pot utilitzar-se com a font d'energia.

- Trituració mecànica, que és el pas previ a altres processos de recuperació, donant uns productes nets i d'alta qualitat.

Un cop s'han tractat els pneumàtics, els materials obtinguts poden destinar-se als següents usos:

- Producció d'electricitat en centrals especialitzades.
- Incorporació com a part de les capes asfàltiques en la construcció de carreteres, disminuint l'extracció d'àrids i realitzant funcions d'aïllant acústic.
- Incorporació en el formigó per actuar com aïllant acústic.
- Fabricació d'aïllants per a vibració.
- Multitud d'altres productes i activitats com poden ser compostos de goma, aïllants de vehicles, fabricació de teules, massilles, modificacions del betum, etc.

A l'estat espanyol hi ha diferents iniciatives per tal de crear centres de reciclatge de pneumàtics. Alguns d'aquests són:

- El grup Portvigo, que utilitza la tecnologia de gasificació per a tractar els pneumàtics.
- L'empresa Albar, situada a Valladolid, s'encarrega de gestionar els pneumàtics utilitzats i assegurar-se el seu reciclatge.





7. ESTUDI ECONÒMIC

En aquest capítol es realitza un estudi del cost econòmic del projecte. En el pressupost es tindran en compte quatre factors fonamentals empleats en la realització del projecte, que són:

- Disseny del banc.
- Compra de les matèries primes.
- Mecanització de les peces que ho requereixin.
- Cost de muntatge del banc i posta a punt.
- Finalment, s'afegeix el cost de funcionament del banc durant un assaig.

7.1. DISSENY DEL BANC

Els costos salarials són orientatius, però han estat consultats al Col·legi d'Enginyers Industrials de Catalunya per tal d'ajustar-se a la realitat el màxim possible.

Es considera que l'equip de persones necessàries per tal de dur a terme el disseny del banc d'assaig de pneumàtics són dues: un director de projecte i un enginyer.

7.1.1. Director de projecte

El director de projecte és l'encarregat de supervisar el treball realitzat, així com aportar punts de visió diferents a les solucions implementades per l'enginyer. La quantitat de treball en hores d'aquesta persona destinades al projecte s'estima en 50 hores i el preu de l'hora de treball s'estima en 72 €/hora.

7.1.2. Enginyer

L'enginyer és l'encarregat de fer el disseny del banc d'assaig i seguir-ne la seva implementació i muntatge fins que estigui acabat per a funcionar de manera normal. A la Taula 8.1. es mostra la càrrega horària de cada una de les funcions que ha de dur a terme l'enginyer:



CONCEPTE	Nº HORES
Recopilació de la informació necessària	40 hores
Anàlisi de les alternatives	100 hores
Disseny del banc d'assaig	200 hores
Seguiment del muntatge i posada en marxa	120 hores
TOTAL	460 hores

Taula 8.1. Hores que dedica l'enginyer en cadascuna de les fases de disseny del banc

El preu per hora de l'enginyer és de 45 €.

Per tant, sumant els costos del director del projecte i de l'enginyer, s'obté el cost total de disseny del banc que s'indica a la Taula 8.2.:

PERSONA	COST
Director del projecte	3600 €
Enginyer	20700 €
TOTAL	24300 €

Taula 8.2. Resum de costos de les persones que participen en el disseny del banc

7.2. MATÈRIES PRIMES

En aquest apartat es tindrà en compte aquells materials i aquelles peces que es compren i s'incorporen tal i com venen al conjunt del banc per una banda, i totes aquelles peces que necessiten d'una mecanització, però sense comptar el cost que suposa realitzar aquestes operacions.

Hi ha dos components del banc que presenten un cas especial, ja que la seva instal·lació necessita de coneixements específics. Aquests components són el formigó del mur exterior i l'asfalt de la pista de rodadura, en què es comptarà la mà d'obra necessària per a col·locar el producte com si fos un propi cost de la compra de la matèria prima.

Per tant, i agrupant els components en diferents grups enumerats a continuació, el pressupost per a la compra de matèries primes és el que apareix a la Taula 8.3.:



CONCEPTE	COST
Material per la construcció del disc (sense comptar asfalt)	1500 €
Material per la construcció del braç	1500 €
Material per la construcció de l'estructura externa (mur + cambra + sistema ventilació)	4000 €
Material per la construcció dels suports rodes inferiors	1200 €
Material per la construcció dels suports rodes laterals	1200 €
Motors i controladors:	
Moto-reductor asíncron de 5kW	1000 €
Motor de control vectorial de 4kW	3000 €
Controladors del motor de control vectorial	3000 €
Sistema adquisició dades (ordinador) + software	1600 €
Sensòrica	
Cèl·lula de càrrega de 3 forces i 3 parells	1000 €
Altres sensors	1000 €
Asfaltat de la pista de rodadura	1000 €
COST TOTAL MATERIA PRIMA	21000 €

Taula 8.3.: Resum dels costos de la matèria prima per la construcció del banc

Els preus indicats en aquest apartat inclouen I.V.A.

7.3. MECANITZACIÓ DE COMPONENTS

En aquest apartat es comptabilitzen les hores de màquina necessàries per a mecanitzar aquelles peces no estandarditzades o que necessiten adaptacions per ser incorporades al banc d'assaig. El càlcul del cost es farà amb la referència del preu hora donat pel centre CIM, que és de 50 €/hora, preu que es considerarà constant independentment de la màquina que mecanitzi cada tipus de peça.

Les parts principals a mecanitzar són les plaques que fan de base a la banda de rodadura, que necessiten un tall precís, l'estructura de pòrtic que conté la roda, que tot i que els perfils són estàndards necessiten ser tallats i foradats, i el conjunt de peces que formen el sistema de



transmissió. El recull de les hores pels diferents tipus d'operacions a realitzar es recull a la Taula 8.4.

CONCEPTE	HORES
Hores mecanitzat planxes	5 hores
Hores mecanitzat perfils	5 hores
Hores peces de la transmissió	10 hores
TOTAL HORES	20 hores

Taula 8.4.: Resum d'hores dedicades a cada tipus d'operació

Així doncs, el cost del mecanitzat de les peces es calcula com el total d'hores pel preu abans comentat:

COST TOTAL MECANITZAT	1000 €
------------------------------	---------------

Els preus indicats en aquest apartat inclouen I.V.A.

7.4. INSTAL·LACIÓ I MUNTATGE

Per a la instal·lació i muntatge del banc es divideix el treball en dues fases diferents, en què es comptarà amb diferent mà d'obra. En primer lloc s'ha de construir el recinte on s'instal·larà el banc. Un cop construït el recinte es passa a la instal·lació de totes les parts mecàniques del banc, deixant-lo a punt per funcionar. Finalment, s'ha de realitzar una posta a punt, fent un calibratge de l'instrumental i realitzant una sèrie de proves per comprovar el correcte funcionament de totes les parts que componen el banc, que ja s'ha comptat en l'apartat de disseny, carregant aquest cost al treball que efectua l'enginyer.

Es considera que per al muntatge i instal·lació del banc es necessiten dos operaris, amb un cost de 30€/hora per cadascun. A la Taula 8.5. es mostren les hores de treball estimades de la parella d'operaris encarregats del muntatge i la instal·lació del banc:



CONCEPTE	HORES
Hores de la construcció del recinte	30 hores
Muntatge del banc	150 hores
Posta a punt	(veure cost enginyer)
TOTAL HORES	180 hores

Taula 8.5.: Nombre d'hores dels operaris encarregats del muntatge i instal·lació del banc

Així doncs, el cost total d'instal·lació i muntatge del banc és de:

Cost total de muntatge i instal·lació del banc	10800 €
---	----------------

Al igual que en els altres apartats, els preus mostrats contenen I.V.A.

7.5. COST TOTAL DEL BANC

El cost total del banc d'assaig s'obté de la suma de totes les quantitats obtingudes en els diferents apartats en què s'ha dividit el seu càlcul. Sumant totes aquestes quantitats s'obté el cost total del banc que s'indica a la Taula 8.6.:

CONCEPTE	COST
Cost Disseny	24300€
Cost Matèria Prima	21000€
Cost Mecanitzat	1000€
Cost Instal·lació i Muntatge	10800€
COST TOTAL BANC	57100€

Taula 8.6.: Resum de costos i cost total del banc

7.6. RENDIMENT I COST DE FUNCIONAMENT DEL BANC

L'objectiu del projecte és aconseguir una màquina per realitzar avaluacions experimentals del comportament dels pneumàtics i no aconseguir un rendiment econòmic de la màquina, per tant, no té sentit trobar un valor net actualitzat (VAN) en un horitzó determinat o buscar una taxa interna de rendibilitat (TIR). Els beneficis que comportarà el banc d'assaig de pneumàtics



són els coneixements que es poden adquirir de les proves realitzades, que ajudin a comprendre el comportament d'aquests elements bàsics en el món de l'automoció.

De totes maneres, a la Taula 8.7. es calcula el cost de funcionament del banc, suposant un assaig d'un pneumàtic d'una hora de duració:

CONCEPTE	COST
Fabricació brida de la llanda	50 €
Introducció paràmetres en el software	45 € (1 hora de treball)
Fixació del pneumàtic a la màquina	90 € (2 hores de treball)
Realització de l'assaig	150 € (1 hora de treball + 1 hora de màquina)
Informe de resultats	90 € (2 hores de treball)
TOTAL	425 €

Taula 8.7.: Cost d'un assaig d'una hora de duració



8. CONCLUSIONS

Com s'ha pogut comprovar durant el transcurs de la memòria d'aquest projecte, el procés que es segueix al dissenyar qualsevol màquina no és gens senzill i a mesura que es va avançant apareixen noves variables a tenir en compte que fan que el projecte agafi una gran envergadura.

De totes maneres, en aquesta obra només es descriu la part de disseny mecànic del conjunt, sense entrar en conceptes d'electrònica ni de control, que per tenir el banc d'assaig complet s'hauran d'afrontar. S'ha de pensar que cada vegada més mecànica i electrònica van lligades i que per tant, encara queda una part important de la màquina per dissenyar. Una altra part important en aquest banc de proves de pneumàtics és la posta a punt del conjunt, que serà una tasca gens fàcil.

En aquest projecte s'ha dissenyat una màquina amb unes prestacions molt concretes, intentant ampliant al màxim possible el camp d'aplicació d'aquesta un cop estigui construïda, tant en el camp dels pneumàtics a assajar com en el camp de les pistes de rodadura possibles a instal·lar. També s'han utilitzat el màxim nombre d'elements estandarditzats possibles per tal de disminuir el cost final, que és d'aproximadament 60.000 €, posada ja en funcionament.

Al ser una màquina experimental i tractar-se d'un projecte concret, una part molt important serà el muntatge i la posada a punt de la màquina, així com la realització dels primers assaigs que permetran calibrar el banc.





9. AGRAÏMENTS

En primer lloc m'agradaria agrair molt especialment l'ajuda i els coneixements aportats pel meu director de Projecte, Miquel Sararols, així com la confiança dipositada en mi des de l'inici del mateix.

Per altra banda, també voldria agrair la gran aportació de coneixements aportats de manera desinteressada per tots els membres del Departament d'Enginyeria Mecànica, els quals anomeno a continuació:

- Daniel Clos
- Francisco Liesa
- Joaquim Veciana
- Jordi Martínez
- Jordi Gavaldà
- Mateu Martín
- Salvador Cardona

També m'agradaria donar les gràcies pels consells rebuts per part de l'Iñaki, en la utilització dels programes de CAD, de la Sara, en l'adequació de la presentació d'aquest projecte i de la Raquel i la Laia pels coneixements aportats en el processador de text.

I finalment, agrair molt especialment a la meva família i als meus amics el suport moral que m'han donat durant la realització d'aquest projecte i durant tots els anys de carrera.





10. BIBLIOGRAFIA

Bibliografia bàsica

BIGORDÀ, J., FENOLLOSA, J. *La fatiga dels elements mecànics*. Barcelona, Ed. UPC, 1993.

CHEVALIER, A. *Dibujo industrial*. México D.F., Limusa, 2002

DEPARTAMENT D'ELASTICITAT I RESISTÈNCIA DE MATERIALS, *Tablas*. Barcelona, CPDA, 1999.

LIESA, F. *Vehicles I*. Barcelona, CPDA, 2002

LIESA, F. *Vehicles II*. Barcelona, CPDA, 2002

RIBA, C. *Disseny de màquines IV. Selecció de materials 1*. Barcelona, Ed. UPC, 1998.

RIBA, C. *Disseny de màquines IV. Selecció de materials 2*. Barcelona, Ed. UPC, 1998.

SHIGLEY, J. *Diseño en ingeniería mecánica, Tabla E.9*. McGraw-Hill, 6 edició

Bibliografia complementària

ÁLVAREZ, D., LUQUE, P., VERA, C. *Desarrollo de una metodología para la estimación de la adherencia rueda-suelo mediante la utilización de un vehículo instrumentado*. Congreso de León, 2004.

ARIAS PAZ. *Motocicletas, pàgs. 472-485*. 29 Edición

JIMÉNEZ, F., APARICIO, F., GARCÍA, A. *Preparación de ensayos y tratamientos de señales de la instrumentación embarcada para el estudio de la dinámica vehicular*. Congreso de León, 2004.

El pavimento y la seguridad vial: la adherencia neumático-pavimento.

Tecnología automoción 5, pàgs 257-311, Editorial Edebé.



Pàgines web

- [http://www.cps.unizar.es/~transp/Ferrocarriles/TEORIA_DEL_MOVIMIENTO\(Frenado--Sistemas de freno\).html](http://www.cps.unizar.es/~transp/Ferrocarriles/TEORIA_DEL_MOVIMIENTO(Frenado--Sistemas_de_freno).html) (Gener 2005)
- <http://www.consumer.es/web/es/especiales/2003/01/29/57134.php> (Novembre 2004)
- <http://www.ocu.org/map/show/18681/src/45321.htm> (Març 2005)
- http://www.ambientum.com/dir_htm/A/Albar.htm (Febrer 2005)
- <http://habitat.aq.upm.es/dubai/98/bp422.html> (Octubre 2004)
- www.dinamoto.it (Juliol 2004)
- www.servorecambios.com (Octubre 2004)

