

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BOLOGNA

Scuola di Ingegneria e Architettura

Corso di Laurea in INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di Laurea in COSTRUZIONE DI MACCHINE

Progetto di mozzi ruota per vettura da Formula SAE

Candidato:
Riccardo Vezzosi

Relatore:
Chiar.mo Prof. Dario Croccolo

Anno Accademico 2012/2013 - Sessione III

Alla mia famiglia,
alla famiglia Abel ed ai nonni Chang.
Ai buoni amici
ed a Rossella.

Indice

Indice	6
Introduzione	7
1 Una Vettura da competizione	9
1 La Formula SAE	9
2 Le limitazioni regolamentari	10
3 La gara	10
3.1 Le prove statiche	10
3.2 Le prove dinamiche	11
4 UniBo Motorsport	12
2 Le Masse non sospese di una autovettura	15
1 Classificazione delle masse	15
1.1 Le masse rotanti	16
1.2 Le masse non sospese	17
2 I gruppi ruota	17
3 Il modello quarter-car	18
3.1 Il modello	19
3.2 Le prestazioni del gruppo sospensivo	19
3.3 Il modello simulink	20
3 Il Progetto e la costruzione dei mozzi della vettura DASH23K	25
1 I vincoli progettuali e gli obiettivi di partenza	26
2 L'analisi dei carichi	29
2.1 La scelta dei cuscinetti	32

3	La scelta del materiale	34
4	Approccio al disegno del mozzo	35
4.1	Tipologie di mozzo ruota	35
4.2	Le scelte posizionali	39
5	Le analisi agli elementi finiti (FEM)	40
6	Il mozzo ruota della DASH 23K	41
7	La ghiera di precarico	42
8	La ruota fonica	43
9	Il monodado	46
10	Messa in tavola e realizzazione	48
Conclusioni		49
11	I risultati ottenuti	49
12	Obiettivo: miglioramento continuo	51
A Appendice: Approccio alternativo alla progettazione del gruppo ruota.		53
1	Running snail	53
2	DUT Racing Team	54
3	Sapienza corse	55
B Disegni tecnici 2D.		57
Bibliografia		73

Introduzione

*An expert
is a person who has made all the mistakes that can be made
in a very narrow field*
- Niels Bohr-

Questa tesi si pone lo scopo di riassumere e riordinare il lavoro svolto dal sottoscritto nell'ambito dello sviluppo dei gruppi ruota ed in particolare dei mozzi della vettura da Formula SAE del team dell'Università di Bologna.

Il lavoro non è stato compiuto senza precedenti, ma durante la progettazione della seconda vettura del team, la DASH 23K, realizzata nel 2012, quindi prendendo spunto e ridefinendo i requisiti prestazionali del gruppo stesso a partire dall'esperienza acquisita con la progettazione della prima vettura del team, la EP2010 (o UBM2010).

Una caratteristica della progettazione lato veicolo del progetto DASH23K è quella di essere stato compiuto da un numero esiguo di persone: la stragrande maggioranza dei componenti principali infatti sono stati progettati da Marco Giangolini, Andrea Giordani e dal sottoscritto. Seppure questo abbia in effetti costretto a dedicare meno tempo dello sperabile a ciascuna parte, ha semplificato notevolmente l'organizzazione e l'integrazione del progetto. La macchina è stata progettata verticalmente, dalle gomme alle carene, pertanto i gruppi ruota sono stati fra i primi componenti ad essere definiti, seppure la progettazione abbia subito revisioni più o meno sostanziali anche in fase relativamente avanzata del progetto.

Capitolo 1

Una Vettura da competizione

1 La Formula SAE

La Formula SAE è una categoria che raccoglie una serie di competizioni tra team di studenti, principalmente appartenenti alle facoltà di ingegneria Meccanica di varie Università a livello mondiale. E' stata istituita nel 1981 dalla Society of Automotive Engineers (SAE), con lo scopo di dare agli studenti la possibilità di confrontarsi e di mettere in pratica quanto imparato nei propri studi. Le squadre partecipanti progettano, costruiscono e testano un prototipo di vettura a ruote scoperte stile formula, che deve sottostare ad un preciso regolamento. La competizione è articolata in modo tale da premiare il team con il miglior rapporto tra prestazioni, economicità, producibilità e vendibilità della propria vettura. La chiave del successo risiede pertanto in un efficiente lavoro di squadra, basato sulla coesione del team, sulle singole competenze, ma anche sulla capacità di metterle in comune, al fine di ottimizzare le fasi di progettazione e costruzione.

Il regolamento di ogni singola gara può differire leggermente e seppure l'enfasi sia sempre posta sulle tematiche di sicurezza, necessità dettata dalla natura amatoriale della competizione, è sempre più presente un certo adattamento delle regole per portare la sfida più vicina alle necessità correnti del mercato automotive, quali l'efficienza e l'aerodinamica, l'ergonomia e la propulsione elettrica.

2 Le limitazioni regolamentari

La categoria Formula SAE/student è pensata per essere corsa anche da piloti meno esperti e pertanto, oltre varie prescrizioni di sicurezza, si attiene a un set di regole atte a limitare la potenza delle vetture, quali un restrittore di $\phi 20$ mm all'aspirazione ($\phi 19$ mm per le vetture ad etanolo) ed un limite alla cilindrata di 610 cc. Queste limitazioni si traducono in potenze fra i 50 e i 100 CV, tuttavia non è presente un limite inferiore al peso vettura, ne discende che la sua riduzione, compatibilmente con le prescrizioni di sicurezza, sia un obiettivo cruciale. I tracciati di gara, birillati, possedendo almeno una curva di diametro esterno 9 m, sono simili ad un kartodromo, tuttavia il minimo passo vettura è 1525 mm e le ruote non possono avere diametro inferiore a 8 pollici. Queste ultime regole servono a proibire di realizzare una specie di superkart invece che una vettura completa.

3 La gara

Una gara di formula SAE è vinta o persa in base al punteggio. Le varie prove concorrono a formare un certo punteggio totale ed i premi sono assegnati sulla base del totale o di una serie precisa di parziali, premi minori sono assegnati al vincitore di ogni singola prova. Sebbene le prove abbiano valori in punti differenti, nessuna può dirsi sufficiente ad attribuire la vittoria ed è frequente che team che non abbiano ottenuto il primo posto in alcuna prova vincano comunque la gara nel suo complesso.

3.1 Le prove statiche

La prima parte delle prove di una gara costituisce le cosiddette prove statiche, ovvero una serie di prove in cui il team è messo direttamente alla prova e la performance di gara della vettura non è direttamente chiamata in causa. Queste prove sono:

- Design Event (150 punti): i giudici della competizione (in genere ingegneri esperti e altri professionisti del settore automotive) valutano il progetto degli studenti, come è stato pensato e realizzato ed i motivi delle scelte tecniche.

- Business Plan Presentation (75 punti): uno o due componenti del team espongono ai giudici (che si pongono nella posizione di un gruppo di investitori) un ipotetico piano economico per la messa in produzione della vettura in piccola serie; viene valutato sia il piano economico che la qualità della presentazione dello stesso.
- Cost and Manufacturing Event(100 punti): si richiede al team una valutazione economica del costo di produzione della vettura (per una produzione di serie, secondo standard definiti dal regolamento) e lo svoglimento di uno special task che varia di evento in evento.

3.2 Le prove dinamiche

La seconda parte della gara è costituita dalle prove dinamiche, a cui si può accedere solo una volta superate tutte le verifiche tecniche della vettura, effettuate da una apposita giuria.

- Acceleration (75 punti): prova di accelerazione con partenza da fermo 30cm prima della fotocellula. Possono partecipare fino a due piloti, con due tentativi ciascuno; viene considerato solo il migliore dei quattro tentativi

$$PUNTEGGIOACCELERATION = 71.5 * \frac{\left(\frac{5.8}{T_{your}}\right)^{-1}}{\left(\frac{5.8}{T_{min}}\right)^{-1}} + 3.5$$

- Skid Pad (50 punti): valutazione dell'accelerazione laterale della vettura. Tracciato a forma di otto che richiede di eseguire due curve a destra e due a sinistra di 360° con raggio costante; possono partecipare fino a due piloti, con due tentativi ciascuno; viene considerato solo il migliore dei quattro tentativi

$$PUNTEGGIOSKIDPAD = 47.5 * \frac{\left(\frac{6.184}{T_{your}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{6.184}{T_{min}}\right)^2 - 1} + 2.5$$

- Autocross (150 punti): giro singolo con partenza da fermo in un circuito appositamente realizzato per la competizione tramite birilli; larghezza minima 3,5m, tornanti fino a 9m di diametro esterno, slalom con birilli e tratti rettilinei di 60m al massimo; possono partecipare fino a due piloti, con due tentativi per ogni pilota; viene considerato solo il migliore dei quattro tentativi

$$PUNTEGGIOAUTOCROSS = 142.5 * \frac{\left(\frac{1.25 * T_{min}}{T_{your}}\right)^{-1}}{\left(\frac{1.25 * T_{min}}{T_{min}}\right)^{-1}} + 7.5$$

- Endurance e Fuel Economy (300+100 punti): 22km su un circuito simile a quello della prova Autocross, ma con rettilinei più lunghi e zone di sorpasso; si alternano alla guida due piloti, con un cambio pilota a metà gara. Il punteggio di endurance tiene conto del tempo totale per completare l'evento mentre il punteggio della fuel economy è basato sulla quantità di carburante consumato.

$$PUNTEGGIOENDURANCE = 250 * \frac{\left(\frac{1.45 * T_{min}}{T_{your}}\right) - 1}{\left(\frac{1.45 * T_{min}}{T_{min}}\right) - 1} + 50$$

A seconda della gara sono possibili diverse modalità di attribuzione punti per la Fuel Economy, qui si presenta il modo tradizionale.

$$PUNTEGGIOFUELECONOMY = 100 * \frac{V_{min}}{V_{your}}$$

4 UniBo Motorsport

Il Team UniBo Motorsport è il team di Formula SAE dell'Università di Bologna, fondato nel 2009 da un gruppo di studenti afferenti all'organizzazione studentesca CTM, ha partecipato a 4 stagioni per un totale di 8 gare, con 2 differenti vetture. La finalità di un team di formula SAE è in primis fungere da palestra per i suoi componenti, con la competizione come agente motivatore. I ritmi di lavoro di un team di formula SAE sono tendenzialmente molto serrati ed i budget relativamente ridotti, tuttavia il costo di tutto il lavoro umano svolto internamente è nullo, non essendo prevista alcuna forma di retribuzione per i partecipanti. Nella progettazione svolta all'interno del team si tiene conto necessariamente delle risorse a disposizione del team stesso e di quelle fornite dagli sponsor, e sebbene raramente queste corrispondano ad una qualsiasi realtà industriale, la progettazione risulta filosoficamente simile, anche per questo costituendo una valida palestra per i partecipanti.

Come organizzazione giovane e costituita da studenti, l'organico del team stesso varia di anno in anno, per questo un altro obiettivo imprescindibile del team, ad ogni stagione, è la raccolta di informazioni con la finalità di migliorare la progettazione della vettura successiva, delle quali il team funge da cassaforte, punto di raccolta e distribuzione. Ultimo ma non meno importante uno degli scopi del team è quello di permettere agli studenti di entrare



Figura 1.1: Le vetture del team sulla pista della competizione ungherese.

nelle aziende, farsi conoscere e acquisire un bagaglio tecnico con cui poi iniziare la carriera professionale.

Capitolo 2

Le Masse non sospese di una autovettura

*Make everything as simple as possible,
but not simpler.
- Albert Einstein -*

Un'autovettura è un assieme complesso, composto di moltissimi sottogruppi ciascuno avente uno scopo preciso. Tutti questi sottosistemi sono ovviamente dotati di massa e contribuiscono pertanto alla massa totale dell'autovettura, ma alcuni di questi hanno un impatto più drastico sulla prestazione della vettura, per via del rapporto che questi hanno con i sistemi di trasmissione e sospensione.

1 Classificazione delle masse

Le masse di un'autovettura possono essere distinte fra:

- Masse sospese
- Masse non sospese

e fra:

- Masse non rotanti
- Masse lentamente rotanti (con velocità angolari uguali o prossime a quelle delle ruote)

- Masse velocemente rotanti (con velocità angolari prossime a quelle del motore)

In base a questa distinzione, possiamo stabilire che tipo di influenza sulle prestazioni avrà ogni massa, ma non possiamo stabilirne a priori un grado di importanza.

L'impatto delle masse sulla prestazione di una vettura è sempre associata alla loro inerzia. Nel caso della massa totale, si tratta dell'inerzia del veicolo nei confronti delle accelerazioni, sia laterali, durante i cambi di direzione, che longitudinali, durante le frenate, partenze e riprese. Nel caso delle masse rotanti, la loro importanza dipende dal momento d'inerzia che generano all'aumentare della velocità del motore e delle ruote, necessario perchè esso sviluppi la potenza di targa e perchè la vettura acceleri longitudinalmente, ricordando che la loro inerzia dipende dalla velocità con cui esse ruotano, che non è identica per ogni componente. Le masse non sospese hanno la caratteristica di modificare la risposta del sistema sospensivo alle sollecitazioni provenienti dal manto stradale, pertanto anch'esse non sono trascurabili. Inoltre va ricordato che spesso le inerzie sono fonte di sollecitazioni meccaniche per il veicolo, quindi un veicolo pesante necessiterà di componenti del reparto sospensivo e della trasmissione più resistenti, quindi a loro volta più pesanti, e che una volta in moto esso possiederà più energia, quindi porrà, ad esempio, maggiori problemi di surriscaldamento dei freni, dovendo questi ultimi dissipare una maggiore energia per provocare l'arresto della marcia.

1.1 Le masse rotanti

Delle masse rotanti fanno parte tutti gli elementi rotanti del motore, della frizione, tutti quelli del cambio, tutta la trasmissione finale, le parti rotanti del differenziale, i semiassi e relativi giunti, nonché tutti i componenti rotanti dei gruppi ruota, ovvero mozzi, rotorii dei freni, cerchi, pneumatici, cuscinetti ed altro ancora. In una vettura da formula SAE queste masse ruotano a velocità dell'ordine di 10^3 giri al minuto quando a valle della riduzione primaria e ad una velocità di circa 10^4 giri al minuto quando a monte, ricordando che nelle vetture FSAE dell'Università di Bologna fino ad oggi, solo la catena di trasmissione finale opera una riduzione di 12/50 quindi costituisce una larga

parte del rapporto di trasmissione totale. Tutto questo significa che, come in altre categorie di veicoli da competizione, si cerca di tenere la trasmissione veloce per mantenere alto il rapporto potenza trasmessa/massa, come risvolto negativo, questa soluzione può essere meno efficiente in termini di rendimento, avere durata minore (sebbene questo sia un problema secondario) ed anche possedere elevata energia quando in rotazione, energia che deve essere fornita dal motore in fase di partenza, e quindi potrebbe potenzialmente danneggiare la capacità di accelerazione da fermo del veicolo stesso. Risulta quindi scontato come in Formula SAE sia vantaggioso, ma anche necessario, operare una riduzione più aggressiva possibile delle masse rotanti, al fine principale di aumentare l'accelerazione della macchina nella prova di acceleration ed in uscita di curva.

1.2 Le masse non sospese

Delle masse non sospese fanno parte tutti i gruppi ruota, i portamozzi e parte dei braccetti, nonché parte dei semiassi di trasmissione. I freni in genere fanno parte di queste masse, ad eccezione del caso in cui questi siano montati a bordo del veicolo, scelta tuttavia poco praticata. Come già accennato queste masse modificano la risposta del sistema sospensivo, rendendolo meno pronto, e quindi meno capace di seguire le asperità del manto stradale, specie all'aumentare della velocità. Alcune di queste masse sono in genere fatte di componenti commerciali, quindi non sono sotto il diretto controllo del progettista, come ad esempio è il caso degli pneumatici, sui cui vi è poco margine di manovra in termini di peso, mentre altre di queste dipendono dal progetto del veicolo ed è sempre buona pratica contenerle ogniqualvolta possibile.

2 I gruppi ruota

Questa tesi tratta dello sviluppo dei mozzi, un componente facente parte dei gruppi ruota, che essendo sia masse rotanti che non sospese, sono natural-

mente uno dei primissimi obiettivi della riduzione di peso. Bisogna però, a rigore, tenere conto che la velocità di rotazione dei mozzi è la più bassa fra quella delle masse rotanti della vettura (circa 1000 giri/min a 100 Km/h), pertanto il loro ruolo è principalmente quello di masse non sospese ed è da ritenersi preferibile una riduzione della loro massa ad una del loro momento di inerzia, che è senz'altro piccolo rispetto a quello invece rilevante, ad esempio, degli pneumatici. Il progetto dei mozzi implica però la scelta od il progetto della serie di altri componenti che sono ad essi correlati, ovvero:

- I cerchi
- I dadi ruota
- Le ghiera di precarico cuscinetti
- I dispositivi antisvitamento
- Le ruote foniche
- I rotor dei freni
- I cuscinetti
- I giunti omocineticici

Tutti questi dispositivi sono solidali al mozzo, quindi nel progetto dello stesso il vero obiettivo sarà di ridurre la massa del complessivo, considerando tutto sommato trascurabile dove, tra i componenti sopracitati, questa riduzione avvenga.

3 Il modello quarter-car

Ci proponiamo di quantificare in qualche misura quale possa essere l'impatto della massa dei gruppi ruota sulla prestazione del gruppo sospensivo. Per farlo, prendiamo in esame il modello quarter car, un modello che mira a ricostruire un quarto di automobile, ovvero l'operazione di una singola ruota. L'analisi di una singola ruota è sufficiente per i nostri scopi poichè non è fattibile individuare in modo palese l'effetto della riduzione delle masse non sospese sull'intero sistema vettura. Se trattassimo più di un gruppo ruota alla volta, l'effetto della maggiore o minore massa non sospesa sarebbe mascherato da tanti altri parametri del veicolo che saremmo costretti a chiamare

in causa; per questo scopo esistono già vari sofisticati software commerciali, che includono numerosi modelli numerici per simulare ogni componente della vettura e calcolarne l'interazione. È poi pratica comune, vista la complessità dei fenomeni in gioco, che durante l'analisi del reparto sospensivo vengano condotti una serie di studi sul veicolo reale, prototipo, tramite un banco a 5 post.

3.1 Il modello

Il modello quarter-car è costituito, analiticamente, da una serie di forze elastiche, di inerzia o viscosi, che rappresentano le azioni dello pneumatico, delle masse non sospese, della sospensione e del corpo vettura.

La funzione del tempo in ingresso costituisce lo spostamento apparente del manto stradale, che si ha durante la marcia del veicolo. le equazioni che rappresentano il sistema sono:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + b(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K_1(z_1 - z_2) &= 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 - b(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - K_1(z_1 - z_2) + K_2(z_2 - u) &= 0 \end{aligned}$$

le quali sono ottenute dall'equilibrio delle forze sulle due masse presenti nel

sistema. Ponendo quindi come stato: $x = \begin{bmatrix} z_1 \\ \dot{z}_1 \\ z_2 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix}$ e come risposta: $y = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}$

Possiamo riscrivere l'intero sistema in forma matriciale come:

$$\begin{cases} \dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{b}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & \frac{b}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1}{m_2} & \frac{b}{m_2} & -\frac{k_1+k_2}{m_2} & -\frac{b}{m_2} \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_2}{m_2} \end{bmatrix} u \\ y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} x \end{cases}$$

3.2 Le prestazioni del gruppo sospensivo

Scrivendo il sistema in forma matriciale balza già all'occhio come il rapporto fra l'ingresso e la variazione dello stato dipenda solamente da due fattori: la

massa non sospesa m_2 e la costante elastica del pneumatico k_2 , ma appare anche l'incidenza della massa m_2 sulle frequenze proprie del sistema, anch'esse un importante indice di performance del gruppo sospensivo. Va inoltre precisato che gli indici di prestazioni delle sospensioni sono molteplici e non esiste un veicolo nella cui progettazione ci si sia proposto di ottimizzarli tutti, essendo peraltro alcuni di essi in un certo contrasto. L'uso comune impone di ottimizzare le sospensioni secondo i parametri più pertinenti alla destinazione d'uso del mezzo. Facendo alcuni esempi: Per un veicolo stradale:

- Minima accelerazione della massa sospesa (Comfort)
- Freccia della sospensione contenuta (contenere l'ingombro, per aumentare l'abitabilità)
- Frequenze proprie prossime a quelle naturali umane (quindi prossime all'1 Hz, onde evitare di causare disagio ai passeggeri)
- Isolamento da un ampio spettro di forzanti, incluse motore, sbilanciamento ruote, altre vibrazioni ad alta e bassa frequenza e rumori (ovvero tutti i fenomeni vibratorii oltre circa 100 Hz, percepiti quasi solo attraverso l'udito).

Per un veicolo da competizione:

- Minima variazione della forza di contatto a terra (Handling)
- Freccia della sospensione contenuta (contenere l'ingombro rimane utile anche sui mezzi da corsa, al fine di ridurre le masse, migliorare l'aerodinamica...)
- Contenimento dell'usura pneumatici
- Consistenza posizionale delle appendici aerodinamiche
- Frequenze proprie alte (prossime a 2.5 Hz, per migliorare l'handling)

3.3 Il modello simulink

Per effettuare un'analisi numerica del modello, utilizzo il software Mathworks Simulink, uno strumento generico e molto versatile, dove è possibile ricostruire il modello quarter-car. In esso è poi intuitivo inserire degli input e testare vari parametri. La trattazione risulterà comunque semplificata rispetto al caso della vettura del team UBM, poichè non include il rapporto di rocker proprio dello schema push-rod e nemmeno gli attriti, ma è comunque adeguato al nostro scopo meramente dimostrativo. Nel modello sono presenti tre diverse masse, quella del pilota, quella sospesa ovvero quella del corpo veicolo e quella non sospesa, relativa al gruppo ruota.

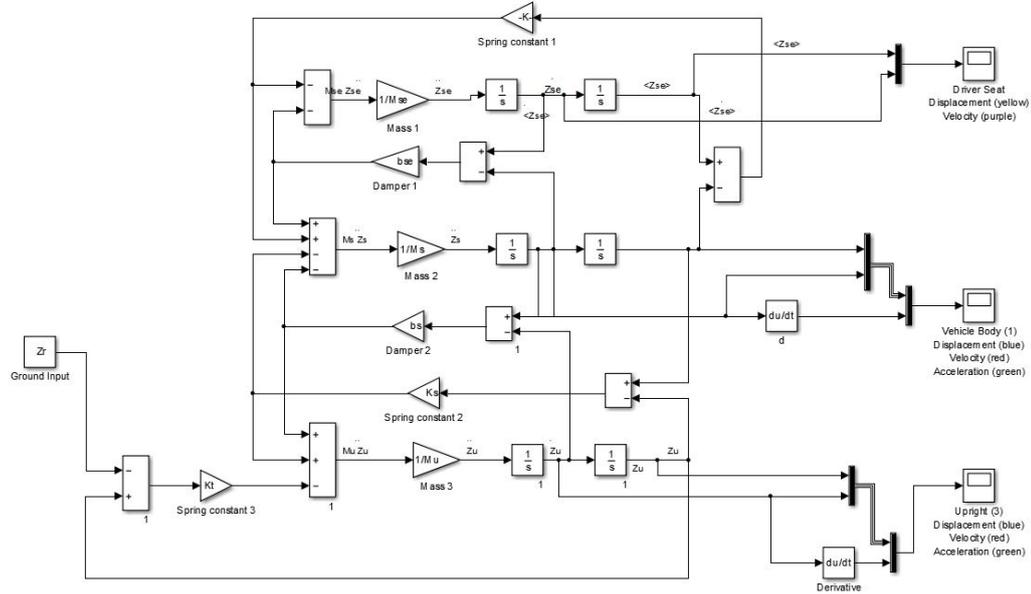


Figura 2.1: Il modello quarter-car simulink utilizzato.

Introducendo parametri simili a quelli presenti nella vettura Dash-23K possiamo operare un confronto sul comportamento della sospensione, ad esempio, nel caso di impatto di un gradino di 10 cm di altezza, come potrebbe essere un cordolo comune da pista, per differenti valori della massa non sospesa.

Questo tipo di analisi, forzante un'oscillazione nella sospensione, può darci un'idea di quali benefici siano stati ottenuti con l'alleggerimento del gruppo ruota 2012 e quali si potrebbero ancora ottenere. Nel modello introduciamo una costante elastica del pneumatico pari a $74N/mm$, un valore molto basso, ma corretto, proprio degli pneumatici a spalla alta da pista, come i Goodyear D2704 usati nel 2012 (un pneumatico stradale potrebbe avere valori di rigidità verticale fra $100 - 150N/mm$); introduciamo poi valori reali per le masse e le rigidità ed utilizziamo valori di tentativo indicativamente alti, poichè non noti, solamente per l'isolamento della massa del pilota, poichè è facile pensare che in una vettura da FSAE questa risulti ben poco disaccoppiata dal telaio. È possibile notare che l'oscillazione della cassa veicolo mostri ampiezze delle

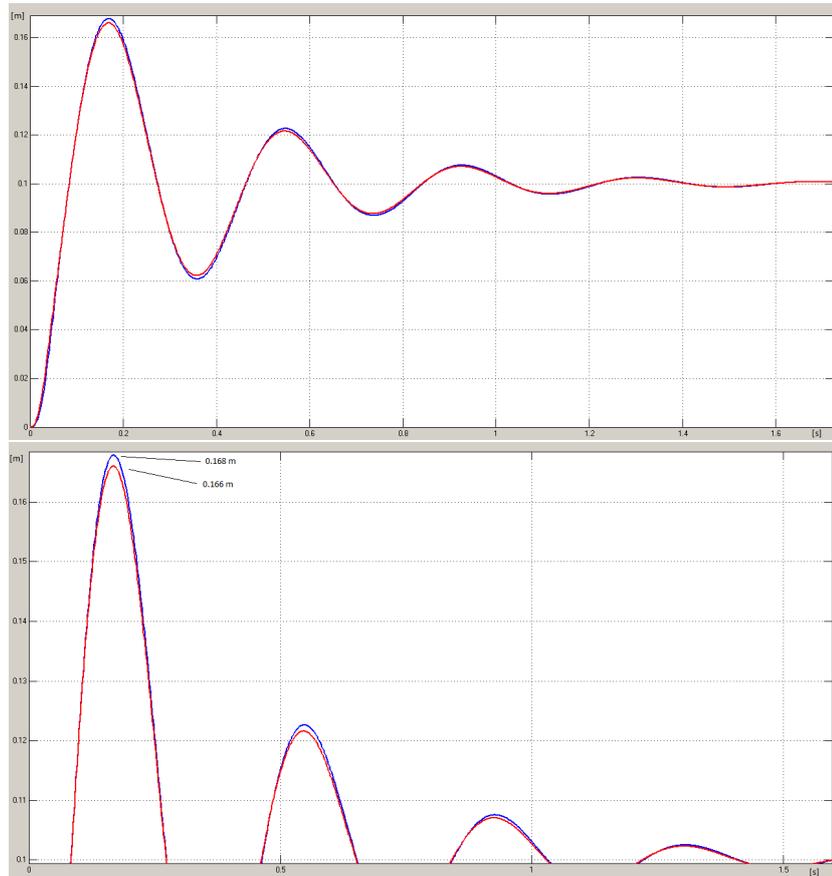


Figura 2.2: confronto fra le oscillazione del telaio per diverse masse non sospese. In blu l'oscillazione del telaio con il vecchio gruppo ruota, in rosso l'oscillazione del telaio con il gruppo ruota alleggerito.

oscillazioni inferiori di millimetri, nella simulazione con le masse non sospese ridotte. È poi evidente che seppure questo confronto sia utile per evidenziare uno dei miglioramenti (oltre quelli generali dovuti alla riduzione del peso totale della vettura) apportati alla vettura 2012, esso non sia in termini assoluti il più esemplificativo dell'effetto delle masse non sospese per via delle differenze modeste. In entrambe le simulazioni infatti le masse non sospese sono a livelli da corsa, vicine a 10 kg, con una differenza relativamente modesta, quando ad esempio in una vettura stradale difficilmente si scende sotto i 40 kg per gruppo ruota. Sul portamozzo l'oscillazione si assesta prima e si può notare la sovraelongazione del sistema leggermente minore, associata ad un profilo schiacciato su tutta la prima parte del movimento, equivalente ad un

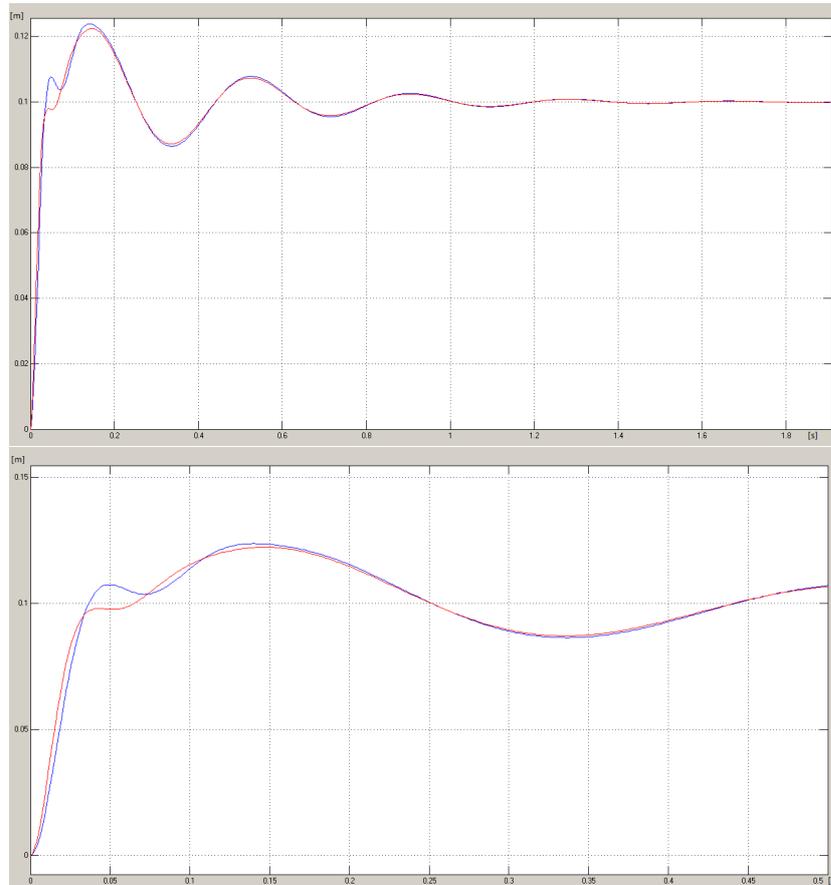


Figura 2.3: confronto fra le oscillazioni del gruppo ruota. In blu, il vecchio mozzo, in rosso, il nuovo mozzo alleggerito.

maggiore carico verticale sul pneumatico.

L'oscillazione del gruppo ruota dovuta ad una scarsa prontezza del sistema sospensivo, causante la temporanea mancanza di carico sul pneumatico, è un comportamento necessariamente da evitare quando si ricerca la massima prestazione. Sia nel caso delle sollecitazioni di tipo impulsivo che nel caso delle sollecitazioni armoniche, si creano dei momenti in cui le ruote non sono in grado di rispondere agli input di guida, il pilota in genere percepisce questo come una mancanza di aderenza dell'asse nel suo complesso, ovvero ha una sensazione di fiducia nell'asse solo pari a quella che il pneumatico in appoggio sarebbe in grado di trasmettergli col minimo carico sotto cui questo va a trovarsi durante l'oscillazione. Si può ritenere impossibile che un pilota umano possa sincronizzare efficacemente gli input di guida ai disturbi

del manto stradale per massimizzare la disponibilità dei comandi, pertanto l'effetto delle oscillazioni si fa tanto più deleterio quanto più frequentemente sono richiesti input dal pilota. Oltre al cattivo feedback di guida, il comportamento di una macchina saltellante (non necessariamente al punto che il fenomeno sia lampante ad occhio nudo) risulta effettivamente meno prevedibile, benchè non si arrivi necessariamente ad una sbandata (questo dipende anche, ad esempio, dal perdurare o meno del disturbo e dal tipo di manovra richiesta dal pilota). Un comportamento imprevedibile difficilmente si concilia con alte prestazioni, ancora maggiormente nel caso sia presente un pacchetto aerodinamico dipendente dall'altezza dal suolo.

Capitolo 3

Il Progetto e la costruzione dei mozzi della vettura DASH23K

*We cannot solve our problems
with the same thinking we used
when we created them.*

- A. Einstein -

La progettazione dei mozzi ruota della DASH23K è iniziata a settembre 2011 ed è terminata agli inizi di marzo 2012 (il progetto è stato portato avanti a riprese, insieme ad altri componenti ed allo sviluppo di software), passando attraverso varie revisioni, in un processo di mutuo adattamento al progetto del resto della vettura. I mozzi sono stati uno dei primi componenti a partire e uno degli ultimi a essere chiusi, e le idee studiate e portate avanti nel corso di questo tempo sono state impressionantemente diverse. In un primo tempo si è pensato infatti ad un mozzo componibile, prima in due poi in tre parti, infine si è scelta nuovamente la soluzione in singolo pezzo, essendo stato raggiunto un buon livello di alleggerimento anche con questa, a fronte di costi di produzione più bassi. La progettazione ha attraversato una prima fase in cui sono stati fatti dei calcoli di massima ed un progressivo aggiustamento delle ipotesi, poi una fase di disegno e simulazione agli elementi finiti particolarmente lunga, seguita da una verifica finale. Al termine della progettazione i mozzi sono stati realizzati presso la torneria Nadalini in acciaio Uddenholm Impax supreme, leggermente diverso da quello ipotizzato nella prima fase di progetto, ma ritenuto comunque valido per l'impiego. I mozzi sono poi stati

montati in vettura nel luglio 2012 ed hanno corso due gare nella stessa estate e due gare nell'estate successiva, senza mai presentare problemi. Nonostante l'assenza di problemi sia un fatto di per sè positivo, il rovescio della medaglia risiede nel fatto che la questione circa l'eventuale possibilità di ottenere un maggiore alleggerimento rimane aperta (una eventuale rottura avrebbe invece significato un dimensionamento chiaramente a ridosso della soglia minima). A meno di lavorazioni particolarmente dispendiose è comunque ragionevole ritenere che questo sia possibile solo ipotizzando una massa della vettura inferiore, oppure di ridurre drasticamente i valori di dimensionamento, in base a dati sperimentali, rilevati in gara. Ovvero benchè uno sviluppo non sia impossibile, è con tutta probabilità necessario che questo avvenga nel contesto di un nuovo sviluppo a livello globale della vettura e del progetto UniBo Motorsport. Le fasi del progetto in esame, come accade comunemente per un componente simile quando si è in possesso di totale libertà progettuale, sono state percorse in modo contestuale e con forti interconnessioni fra di esse, ma si è cercato nel seguito di separarne i vari aspetti principali per motivare le decisioni prese e ricostruire l'iter complessivo.

1 I vincoli progettuali e gli obiettivi di partenza

Nel progetto dei mozzi, da subito si sono definiti dei **vincoli qualitativi**, in base all'esperienza maturata dal team fino a quel momento ed in base alle circostanze in cui il progetto si stava avviando. La vettura DASH23K è nata con una certa eredità degli anni precedenti e lo spirito è stato quello di innovare, ma non senza cognizione. Essendo una seconda vettura, è stato necessario evitare di ripartire completamente da zero, per poter capire meglio gli effetti di alcune scelte tecniche ed garantirsi un buon grado di successo. Innovando laddove la performance della EP2010 sia stata meno brillante e nel mentre conservandone alcuni punti forti si è diminuito il rischio di errori, nondimeno alcuni grandi passi sono stati intrapresi e non si può in alcun modo affermare che la parentela fra le due vetture sia più stretta di una somiglianza tecnica.

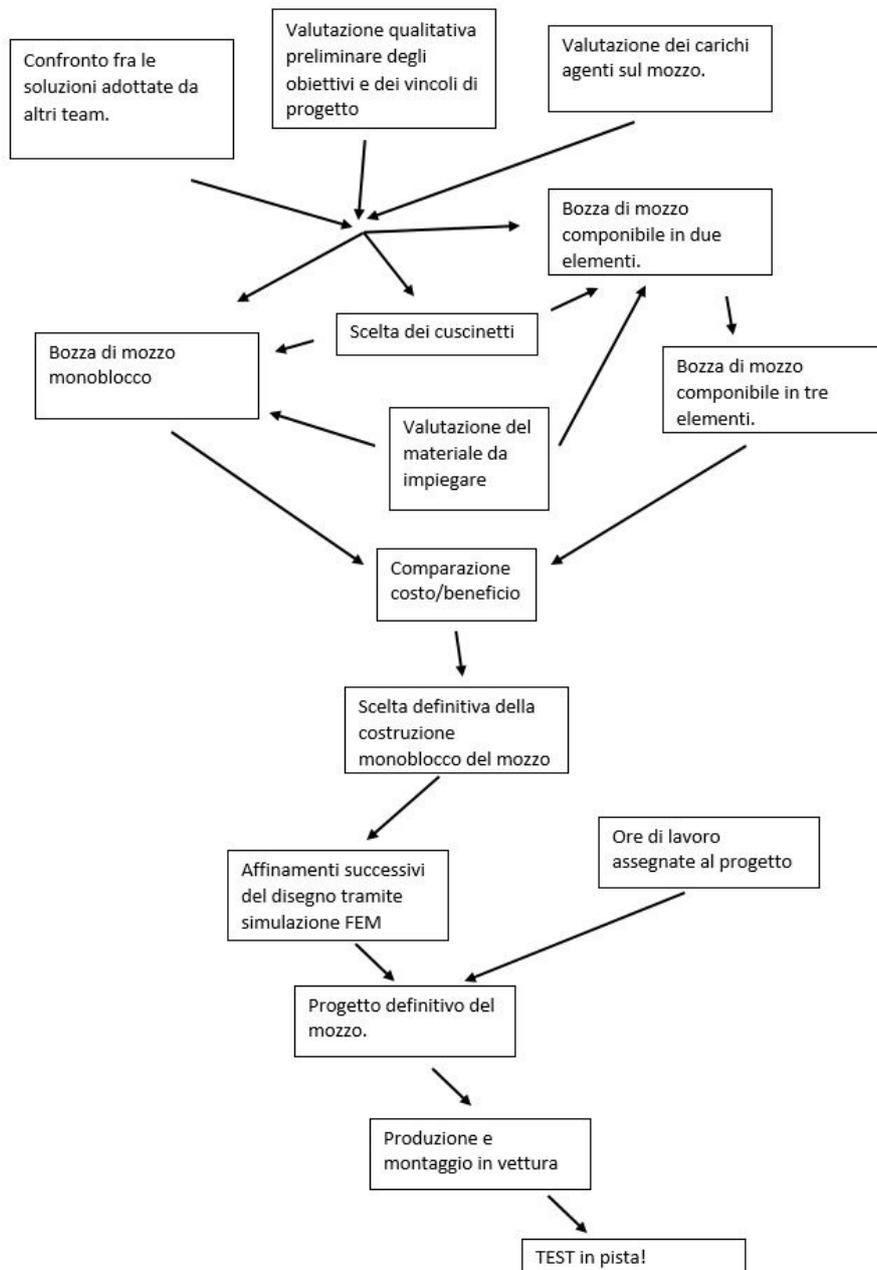


Figura 3.1: Schema riassuntivo delle diverse fasi del progetto

Dato il budget ristretto e la conseguente necessità di possedere ricambi a basso costo, è stato necessario riutilizzare numerose parti commerciali della vecchia vettura ed in generale quante più parti standard fosse possibile, cosa che se da un lato ha permesso di avere componenti sicure, da un altro ha inibito la possibilità di avere componenti migliori, costretto a sacrifici in ter-

mini di peso, nonchè costretto ad utilizzare a volte componenti usati quindi probabilmente non più nelle migliori condizioni di prestazione ed usura. Il gruppo ruota è stato uno degli apparati più soggetto a questa politica, sia perchè se ne ha possibilità, sia per necessità, essendo uno dei gruppi ove le parti commerciali sono più numerose.

Nonostante la politica di riduzione dei costi adottata, si è ritenuto di poter comunque affrontare la riprogettazione dei gruppi ruota. Perchè sia possibile la riprogettazione, al fine di alleggerimento, di un componente è necessario giustificarne il costo, ovvero il gruppo in oggetto deve calare sensibilmente di peso per garantire un certo prezzo al grammo di alleggerimento. Questo vincolo di matrice prestazionale non è stato, nel corso del progetto, definito in modo quantitativo, ancora una volta per mancanza di dati di confronto, ma si è cercato qualitativamente di utilizzare delle soglie psicologiche come limite minimo di alleggerimento da raggiungere, mirando a contenere il peso vettura entro i 230kg, onde evitare di cadere vittima dei tempi strettissimi di lavoro che hanno invece teso a limitare lo sviluppo compiuto sui singoli componenti. Al termine delle valutazioni iniziali, questi sono gli obiettivi che ci si è prefissati:

- Tempi di sviluppo utili alla realizzazione della vettura per partecipare alla gara ungherese del 2012.
- Riduzione dei costi di produzione rispetto all'omologo componente montato sulla precedente vettura.
- Compatibilità con alcuni componenti commerciali scelti anticipatamente.
- Riduzione del peso del gruppo ruota e di ogni singola componente.



Figura 3.2: L'eccellente impianto frenante della DASH23K, interamente fornito da Brembo, utilizzando rotori da 218 mm identici a quelli equipaggiati dalla EP2010.

- Abbandono del cuscinetto a doppia corona di sfere in favore di un montaggio di cuscinetti ad O seguendo i feedback del Design Event di Silverstone 2011.
- Rispetto del regolamento di Formula SAE 2012.
- Integrazione di una ruota fonica compatibile con un sensore a basso costo.
- Soluzione totale del problema dell'avvitamento/serraggio spontaneo dei dadi ruota presente sulla vettura 2010.
- Soluzione del problema dello sfilamento dei trascinatori presente sulla vettura 2010.
- Minima probabilità di rottura compatibile con gli altri obiettivi, ovvero considerare il componente non rimpiazzabile entro la stagione.

Ciascuno di questi obiettivi, indirizzato individualmente, ha goduto di alta priorità durante lo sviluppo. Per quanto riguarda i componenti commerciali, si è scelto di conformarsi all'utilizzo di elementi standard o di cui il team fosse già in possesso per:

- Cerchi: OZ Racing 12 x100 mm (scelti ed acquistati nell'anno 2010)
- Rotori freno: Brembo 218 mm x 4 mm 6 punti e relativi nottolini (scartando solamente la campana originale Brembo, ritenuta inadeguata)
- ghiera precarico cuscinetti: ghiera KM70 (da normativa)
- elementi antisvitamento: dado copiglia a molla (scelta nell'anno 2010), rosetta di sicurezza D70 (da normativa)
- Dadi ruota: analoghi a quelli della EP2010 sul lato destro (progettati nell'anno 2010 e già sperimentati)
- Giunti omocinetici: tulip Taylor Race Eng. (smontati dalla vettura 2010)

2 L'analisi dei carichi

Il primo step della progettazione è la definizione dei carichi agenti sul componente. È necessario notare come il mozzo sia un sistema complesso, che deve svolgere molteplici funzioni, identificandone le parti abbiamo:

1. Porta trascinatori.
2. Sede montaggio del cerchio ed eventuali sicurezze antisvitamento.
3. Sedi cuscinetti ed eventuale regolatore del precarico.
4. Alloggiamento ruota fonica.
5. Eventuale alloggiamento per la campana od il disco freno.
6. Sezioni a torsione per il trasferimento di coppia fra freno e cerchio e fra trasmissione di potenza e cerchio.

Le sollecitazioni su ciascuna di esse sono causate da tre fattori principali: peso vettura agente durante la marcia, accelerazioni/frenate e curve del tracciato. Inoltre sappiamo che i carichi cui è soggetto il mozzo, eccezion fatta per il precarico dei cuscinetti, non sono costanti nel tempo, ma ciclici, il mozzo lavora in rotazione ed è pertanto soggetto a fatica sulla sezione in flessione che si trova fra le sedi dei cuscinetti e la sede di montaggio del cerchio, ed anche sulle sedi dei trascinatori che ricevono carichi pulsati. Tutti questi carichi, in termini quantitativi, non sono immediatamente determinabili, essi sono soggetti a massicce variazioni dovute alla natura del tracciato ed alle prestazioni degli pneumatici, oltre che al peso vettura.

È facilmente dimostrabile che il momento più critico a livello di sollecitazione sia la frenata per il mozzo anteriore e l'accelerazione per il mozzo posteriore (con i mozzi anteriori nettamente più sollecitati che i posteriori): in queste fasi infatti si ha una componente longitudinale dell'accelerazione tale da trasferire poco meno del 100% di carico su di un solo asse, e quindi, nell'ipotesi peggiore raggiungere un carico pari alla somma della forza longitudinale sviluppata dal pneumatico ed alla metà del peso vettura, combinati con la torsione agente fra i trascinatori ed il rotore freno (o giunto omocinetico nel caso di accelerazione). I fattori appena citati, producono insieme sollecitazioni notevoli, tali da rendere il primo parametro di design la resistenza statica al carico agente in frenata.

Ragionando a rigore, non possiamo fermarci alla verifica statica della frenata: nel dimensionamento del mozzo dobbiamo tenere conto del caso di carico essere di tipo flessionale rotante, effettuante un ciclo per rotazione della ruota, quindi avente frequenza di circa 1274 cicli/km su ruote da 20 pollici. Dei cicli/km una grossa parte sarà marcia regolare, una parte corrisponderà al caso di frenata ed una parte ancora al caso di percorrenza di curva. Per stabilire

quale proporzione esista fra i tre casi, possiamo pensare che in formula SAE, facendo una media sui tracciati che ha visitato il team, le frenate tendono a presentarsi con frequenza di circa 15 per km, mentre le curve di circa 20 per km, pertanto si può assumere, senza commettere errori troppo grossolani, una ripartizione dei cicli marcia/frenata/curva del tipo 50%/20%/30%.

Una particolarità della FSAE è che **il bassissimo chilometraggio che la vettura deve affrontare prima di essere sostituita costringe a riconsiderare gli aspetti relativi alla fatica**. Essendo il chilometraggio atteso dalla vettura 2012 pari a circa 300-400 Km in due anni, abbiamo solo circa 255000 cicli di marcia, 102000 frenate e 153000 curve, delle frenate e delle curve è impossibile determinare per quale porzione dei cicli interessati ci si trovi al limite massimo di carico, poichè sarebbe necessario conoscere in anticipo i tracciati, cosa negata dal regolamento. Se si dimensionassero i mozzi a vita infinita per una condizione di frenata al limite, il sovradimensionamento sarebbe assolutamente inaccettabile, pertanto vista anche la fortissima differenza fra il caso di carico massimo ed il carico di marcia, nella progettazione dei mozzi di una formula SAE ci si trova più esposti al rischio di una rottura con meccanismi di fatica oligociclica, trovandocisi, a causa degli alleggerimenti del componente, vicini al carico di snervamento ad ogni frenata, che ad un fenomeno di fatica tradizionale per alti cicli, come potrebbe invece accadere in una vettura tradizionale.

Nella progettazione di questi mozzi ruota la fatica non è stata considerata un parametro fondamentale, ovvero si è ritenuto accettabile di non verificare i mozzi a vita infinita, mantenendo tuttavia un coefficiente di sicurezza minimo di 2, che si è ritenuto accettabile per garantire la vita richiesta ed anche una certa tolleranza alle variazioni di σ_{amm} del materiale, dovute alla variazione di temperatura causata dal riscaldamento del disco freno. Si è ritenuto che mozzi a vita infinita avrebbero causato una penalità troppo grande in termini di peso. Circa l'intensità dei carichi, si è stimato in prima battuta che la vettura con pilota, in ordine di marcia, sarebbe pesata circa 300 kg, di questi circa 270 sorretti dai mozzi. Questo implica, con una ripartizione dei carichi 55%-45% (rivelatasi poi essere circa 53%-47% ant-post) un carico di marcia pari a $300kg * 0.55 * g/2 = 810N$.

Analizzando la performance delle gomme, elaborando tramite un software

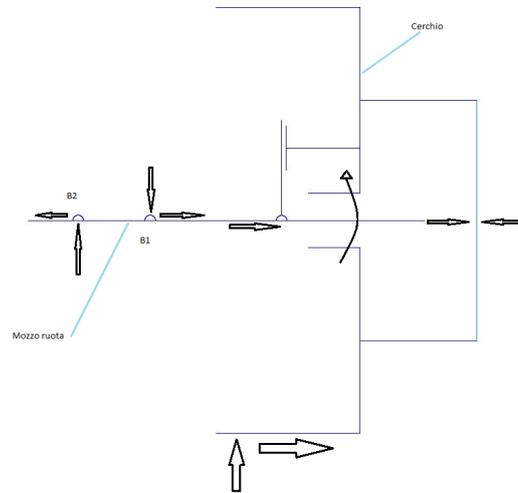


Figura 3.3: Uno schema cinematico di mozzo ruota e cerchio durante la marcia

autoprodotto i dati forniti dal FSAE TTC, rilevati presso il centro CALSPAN, negli Stati Uniti, si è scelto di adottare un coefficiente di aderenza massimo delle gomme pari a 2.7 per i carichi prossimi a 1600 N, questo ci porta ad un carico longitudinale pari a $1470 * 2.7 = 3970N$ con un coppia frenante di $3970N * 0.25m = 992.5Nm$ agente su ogni ruota.

Durante una curva a massima accelerazione laterale si ha invece un carico di $0.55 * (300 - 14) * g = 1543N$ associato ad un carico normale alla direzione di marcia, secondo i dati degli pneumatici, in grado di raggiungere i $2.4 * 1543N = 3700N$.

I carichi generati dal pneumatico sono trasportabili sulla sezione del mozzo corrispondente a quella mediana della ruota, pertanto in base agli ingombri dei vari componenti montati sul mozzo si possono definire i momenti flettenti corrispondenti.

2.1 La scelta dei cuscinetti

Definiti i carichi, si è scelto i cuscinetti. Essendo sponsor, si è scelto il marchio INA-FAG e ci si è orientati in partenza sui cuscinetti obliqui a sfere a sezione sottile ed alto diametro. Il vantaggio di questi cuscinetti è il minore attrito rispetto ai cuscinetti a rulli ed una massa in assoluto molto più contenuta, essendo infatti la vettura relativamente leggera, la scelta di cu-

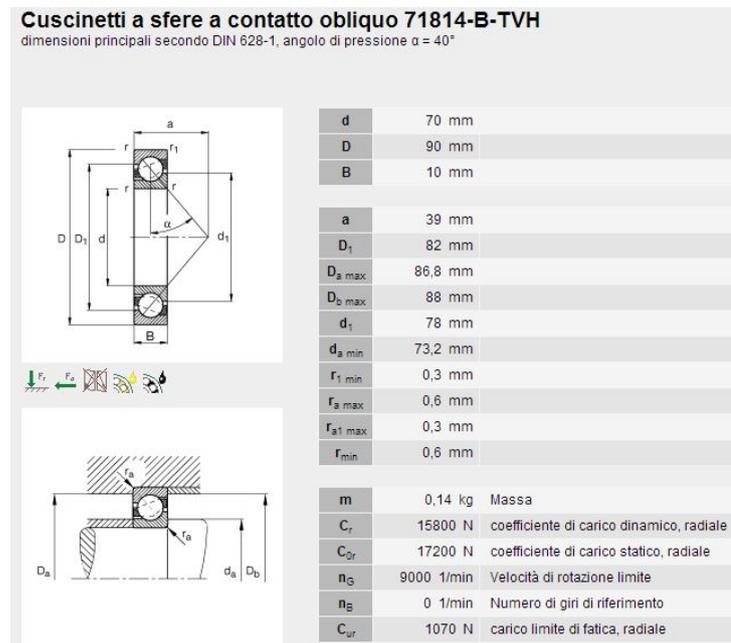


Figura 3.4: Le notevoli specifiche del cuscinetto ruota scelto, dichiarate dal produttore.

scinetti a rulli standard avrebbe portato a masse eccessive a meno di non porre grossi vincoli sul diametro del mozzo stesso. Si è infine optato per i 71814-B-TVH, dei cuscinetti ad elevata precisione e ad alto riempimento, che avendo un elevato angolo di pressione, avrebbero permesso di realizzare un mozzo più compatto e leggero. Si è ritenuta questa scelta un buon punto di partenza anche in quanto adatta sia ad un mozzo scomponibile che ad un mozzo in singolo pezzo, permettendo di semplificare il confronto diretto fra le due soluzioni. Il diametro interno 70 mm infatti permette di mantenere una sezione quasi costante per tutta la lunghezza del mozzo (ricordando il vincolo imposto dal cerchio OZ monodado), inoltre l'elevato diametro combinato all'elevato angolo di pressione permette di avere un montaggio molto rigido anche distanziando poco i cuscinetti stessi, quindi di accorciare il mozzo ed il portamozzo, infine l'eccezionale rapporto carico sopportato/massa li rende perfetti cuscinetti ruota per vetture da corsa. I difetti principali di questa scelta sono limitati alla scarsa reperibilità ed all'elevato costo, attorno ai 100-150 euro per unità nell'anno 2012.

3 La scelta del materiale

La scelta del materiale è dettata in un progetto di vettura da Formula SAE principalmente dalla scelta di tecnologia produttiva. Essendo ogni vettura un pezzo unico, le tecnologie che hanno minori costi fissi e quindi costi più bassi per la produzione di poche unità sono preferibili ogniqualvolta siano viabili. La tecnologia di gran lunga più utilizzata sul veicolo è la lavorazione dal pieno, i mozzi ed i portamozzi sono infatti realizzati con questo metodo, pertanto la scelta del materiale ricade necessariamente su di uno adatto a questo tipo di processo. Data la particolare condizione di carico e la scarsa percorrenza, si è pensato che in mancanza di materiali ad alta tecnologia come i Metal Matrix Composites, od anche leghe di titanio (ambedue inaccessibili per via dell'alto costo e scarsa reperibilità, nonché sconsigliabili per le ridottissime conoscenze possedute dal team in merito), si sarebbe potuto ottenere un maggiore alleggerimento utilizzando un acciaio altoresistenziale su di una sezione sottile invece di alluminio 7075 (l'unico preso in considerazione) su di una sezione maggiorata. È stata comunque disegnata e verificata al FEM una bozza anche in quest'ultimo materiale, ma si è ritenuto che l'acciaio avrebbe garantito meno manutenzione e maggiore durata dei collegamenti filettati, nonché un migliore comportamento alle elevate temperature, fattore rilevante non essendo il team in possesso di dati circa le temperature raggiunte dai rotori freno (al momento della scelta). Scelto come materiale l'acciaio, la scelta sarebbe potuta ricadere solo su un acciaio da bonifica o su di un acciaio per molle.

Gli acciai per molle sono assai indicati allo scopo per via dell'eccezionale rapporto R_s/R_m e per via dei valori R_s eccezionalmente alti (e quindi di elevati R_s/ρ), tuttavia la loro reperibilità è assai scarsa in semilavorati utili alla lavorazione dal pieno di un mozzo ruota.

Si è infine optato per un 36NiCrMo16 in fase di progetto, per poi ripiegare, per ragioni di approvvigionamento, su di un Uddenholm Impax Supreme, equivalente ad un AISI P20, sul quale sono facilmente reperibili molti dati e le cui specifiche non differiscono molto da quelle del materiale ipotizzato durante il disegno. Come materiale si è rivelato molto economico e ragionevolmente performante essendo accreditato di una $\sigma_{r,s}$ minima di 900 MPa.

4 Approccio al disegno del mozzo

Il disegno del mozzo è nato sui vincoli imposti dalla sede del cerchio e del dado, in cascata si è definita la posizione dei cuscinetti e si è poi via via andati a realizzare una sezione più alleggerita possibile, cercando di evitare concentrazioni di tensione e cercando di mantenere il componente più compatto possibile.

4.1 Tipologie di mozzo ruota

Inizialmente si è osservato quali scelte progettuali altri team avessero preso e le si è confrontate con il mozzo della EP2010. Si è cercato di stabilire in breve i pregi e difetti delle varie soluzioni. Le tipologie di mozzo sono principalmente:

1. cuscinetto di piccolo diametro interno, pieni o vuoti.
2. motoruote con riduttore integrato.
3. soluzione ad elevato sbalzo con cuscinetti differenziati
4. cuscinetto a piccolo spessore ed elevato diametro, vuoti.
5. struttura componibile (oltre l'eventuale campana del rotore freno)

Di queste le prime due sono citate solo per completezza, essendo la prima una soluzione economica, avente vantaggi solo in scenari particolari o per vetture estremamente leggere, mentre la seconda opzione essendo utilizzabile solo su vetture elettriche. Pur non essendo viabile per una vettura a motore tradizionale, la soluzione con motoruota è diffusa fra le FSAE elettriche poichè a scapito di un'elevata massa non sospesa permette di ottenere un sistema di trazione integrale con una massa in assoluto contenuta, risultato che viene ottenuto attraverso la sostituzione di mozzo e portamozzo con un assieme più complesso incorporante motore e riduttore. se si approcciassero nuovi materiali come appunto i già citati MMC.

Il terzo sistema è quello adottato in Formula 1 e non è in uso presso alcun team di FSAE, è senz'altro più adatto alla realizzazione di mozzi ruota in

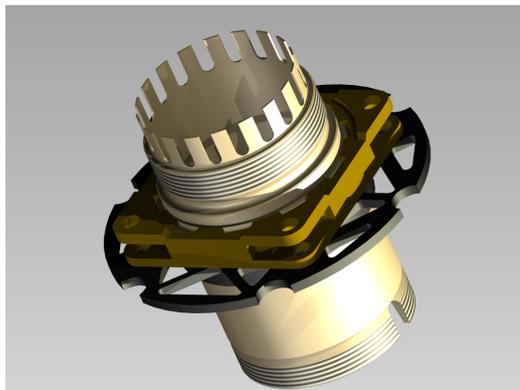


Figura 3.5: Una bozza iniziale, poi abbandonata, di mozzo scomponibile per la vettura 2012

materiali speciali, però ha diversi vantaggi fra cui la compattezza e l'estremo rapporto carico/massa del componente, in virtù del carico sopportabile elevato che si può raggiungere. Questo sistema merita di essere citato poiché rimane sempre interessante nell'ottica di sviluppi futuri, specie se si riuscisse ad ottenere sponsor che dessero accesso al team a nuove tecnologie produttive. Scelto come materiale di base l'acciaio, essendo stato questo ritenuto conveniente per il corpo centrale del mozzo, questo non preclude la possibilità di realizzare altre parti dello stesso pezzo in materiali diversi, la differenza fra le ultime due soluzioni elencate risiede infatti nella separazione delle diverse parti funzionali per la realizzazione di ciascuna nel materiale più consono. La soluzione di pezzo è la più adottata dai team tedeschi, con poche eccezioni, mentre la soluzione scomponibile è stata utilizzata alcune volte negli anni e vede un vantaggio in termini di peso nel momento in cui sia possibile realizzare una parte estesa del mozzo in ergal.

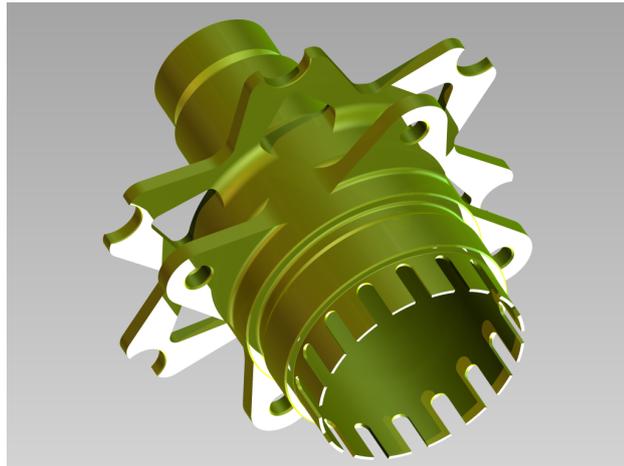
Negli anni passati, tramite l'utilizzo di un portamozzo scatolato e di cuscinetti di diametro inferiore, il team politecnico di Torino riuscì ad equipaggiare una soluzione componibile in titanio ed ergal, che potrebbe essere stata uno dei mozzi più leggeri e sofisticati del campionato. Ispirati dalle immagini del gruppo ruota appena citato, si è tentato di realizzare qualcosa di simile nel concetto, arrivando però alla conclusione che a fronte di un costo molto elevato, il risparmio di peso, utilizzando acciaio ed ergal, ovvero gli unici materiali a cui si è avuto accesso, sarebbe stato inaccettabile di per sé, senza considerare i maggiori tempi di produzione e la potenziale inaffidabilità do-

vuta al maggior numero di componenti.

La soluzione componibile non si è proposta veramente competitiva nemmeno accettando di utilizzare un profilo scanalato con cartella ridottissima in sostituzione della flangia bullonata, soluzione più costosa ma più compatta. Si è giunti alla conclusione che soluzioni diverse dal mozzo non scomponibile restano valide, ma che si possano prendere in considerazione solo a valle di un alleggerimento spinto del resto del veicolo che riduca i carichi sui mozzi, permettendo un maggiore uso di alluminio.

Scelta la soluzione di pezzo, si è ripresa come termine di confronto principale la versione precedente del componente, disegnato dall'ing. Lorenzo Casi nel 2010.

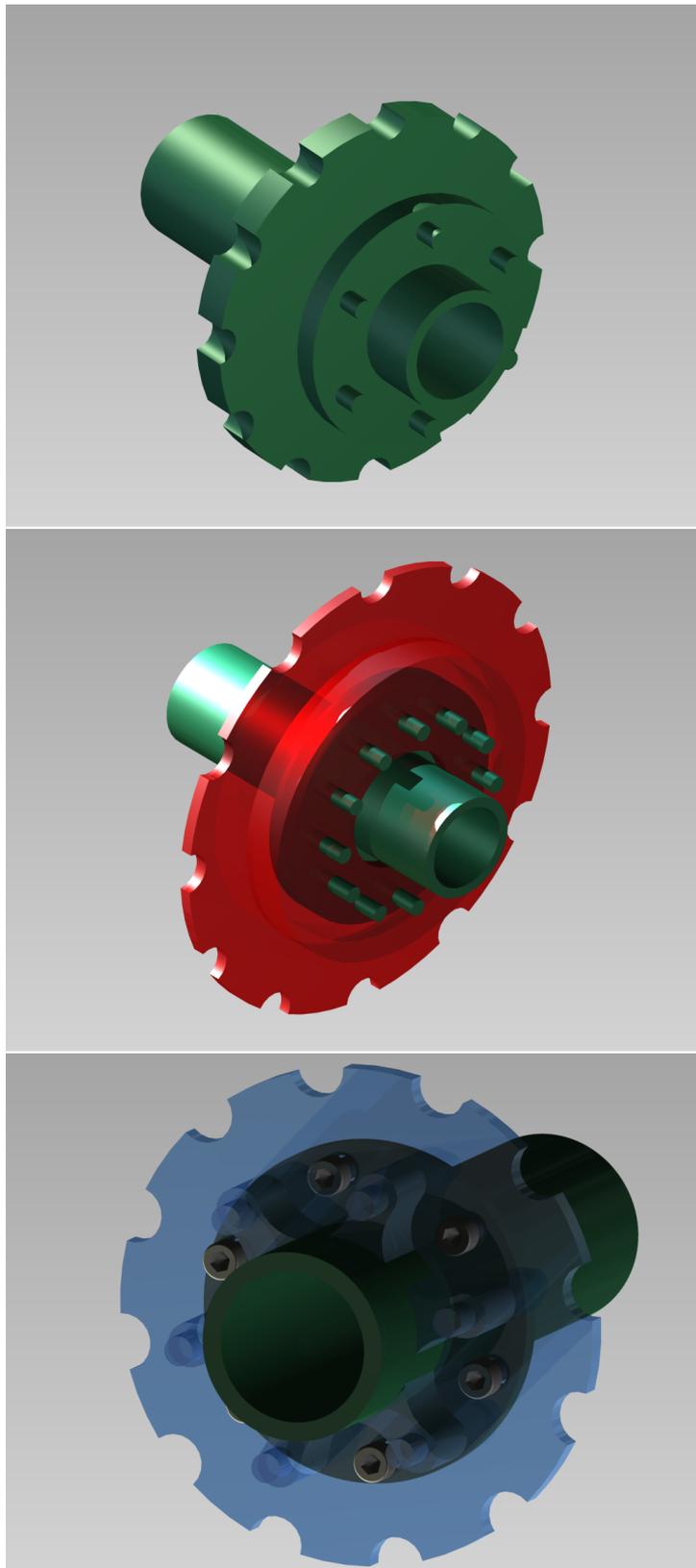
Figura 3.7: Un rendering del mozzo della vettura 2010, in grado di equipaggiare gli stessi cerchi, dadi ruota e rotori freno del mozzo 2012



Ricordando quanto già detto in analisi dei carichi, con i dati sugli pneumatici di cui si è stati in possesso, oltre ai precarichi si è definito che il mozzo debba sopportare, come minimo, nel caso statico di frenata:

- una coppia frenante di $992.5Nm$ agente fra il piano del disco ed il cerchio.
- un carico agente sul piano di mezzeria del pneumatico pari a $1.4kN$ agente in direzione verticale
- un carico agente sul piano di mezzeria del pneumatico pari a $3.97kN$ in direzione longitudinale. (significa tollerare decelerazioni almeno fino

Figura 3.6: Esempi concettuali delle tre tipologie costruttive di mozzo, dall'alto al basso: costruzione monopezzo con campana freno integrata, costruzione monopezzo con campana freno separata e costruzione scomponibile in due elementi, con campana freno integrata nel portatrascinatori.



a circa 2.5 G, elevate se si considera di non disporre di grossi carichi aerodinamici)

- un carico agente sul piano del disco freno pari a $10.5kN$ agente in direzione dipendente dalla pinza (verso il basso per i mozzi anteriori, verso l'alto per i mozzi posteriori)

e nel caso di curva:

- un carico verticale agente sul piano di mezzeria del pneumatico pari a $1.54kN$
- un momento flettente pari a $971Nm$
- una carico lungo l'asse pari a $3.88kN$ (significa tollerare almeno accelerazioni laterali fino a 2.35 G)

per quanto riguarda il caso di accelerazione, si è stabilito che il carico verticale massimo possa raggiungere, stimando un trasferimento di carico del 75%, gli $1.27kN$ e quello longitudinale i $3.3kN$, con una coppia agente fra il giunto ed il cerchio di $825Nm$. avendo scelto di minimizzare le differenze fra mozzi anteriori e posteriori per ridurre il costo delle lavorazioni, si è ritenuto accettabile un piccolo sovradimensionamento dei mozzi posteriori circa le potenzialità di frenata e curva. Dati i parametri, è possibile verificare come una sezione circolare di diametro esterno 70 mm possa avere sezioni molto contenute, inferiori al millimetro per soddisfare i prerequisiti, per esempio il momento flettente in curva genera appena $\frac{Mf}{W} = \frac{971000}{3686} = 263.4 \text{ MPa}$ (omettendo sempre la fatica nel materiale).

4.2 Le scelte posizionali

Dopo le prime verifiche è stato necessario battezzare definitivamente la posizione di ciascun elemento. In base agli ingombri di ciascun elemento, si è scelto di posizionare la mezzeria del freno a disco ad appena $1.3mm$ dalla mezzeria del pneumatico, esternamente, questo benchè non sia fondamentale, permette di ridurre le flessioni del mozzo in fase di frenata, si è poi posizionato i cucinetti internamente alla mezzeria, ad 8.2 mm (più vicino possibile) e 35.2 mm (portando la lunghezza della sezione rettificata a 40 mm totali, un discreto compromesso fra riduzione degli sforzi ed ingombro) dalla stessa. da

essa. Questo ha permesso di stimare una vita abbastanza lunga e sicura dei cuscinetti e di realizzare un mozzo compatto, ove i componenti sono estremamente ravvicinati. I trascinatori sono stati poco modificati dalla vettura 2010, essendo in uso gli stessi cerchi, tuttavia avendo una coppia da trasmettere di $992.5Nm$ si è ritenuto immotivato di utilizzarne quattro e se ne è ridotto il numero a tre, avendo:

$$\frac{C}{r} = Ft = F * n_{tr} \longrightarrow \frac{Ft}{n_{tr}} = \frac{992500}{50} \frac{Nmm}{mm} = F = 6617 \quad N$$

da cui:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{6617}{50.265} \frac{N}{mm^2} = 131.64 \quad MPa \longrightarrow \sigma_{vm} = 228 \quad MPa$$

ritenuto più che accettabile.

5 Le analisi agli elementi finiti (FEM)

La fase di disegno vera e propria è stata percorsa e finemente verificata con varie analisi FEM del caso di frenata e del caso di curva. In entrambi questi casi si è cercato di valutare la convenienza di ciascuna lavorazione aggiuntiva in termini di risparmio di peso e di riduzione del coefficiente di sicurezza. Le analisi sono state eseguite internamente al programma Autodesk Inventor, il quale include il modulo di analisi precedentemente disponibile all'interno del software Algor simulation. I modelli di materiali sono stati prodotti con dati provenienti da matweb nella prima fase di progetto e poi con i dati del produttore del materiale (Uddenholm) nella fase di verifica finale. Più volte il software ha provato di essere estremamente efficace, benchè sia necessaria una buona conoscenza di questo tipo di software per poter valutare la credibilità di un risultato di simulazione.

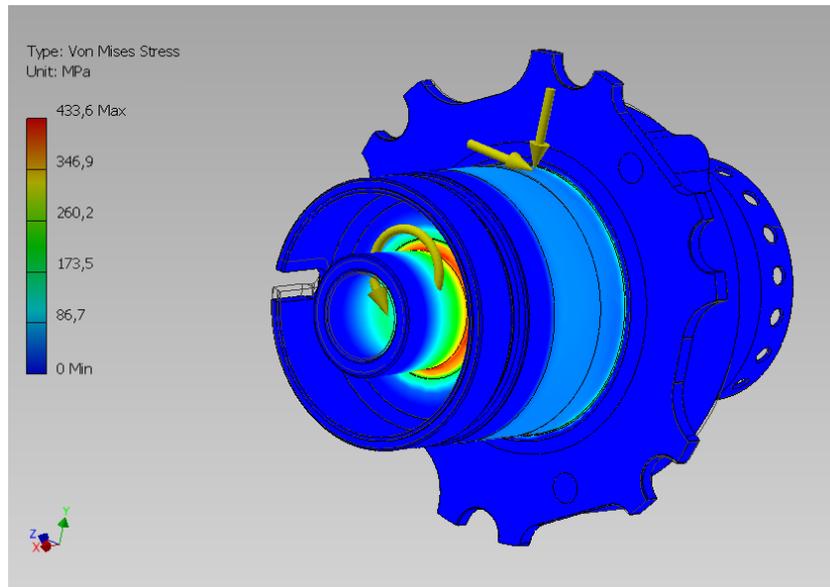


Figura 3.8: Una simulazione sulla sezione dedicata alla trasmissione di potenza, il coefficiente di sicurezza pari a 2.5 riduce la probabilità di una rottura per fatica precoce.

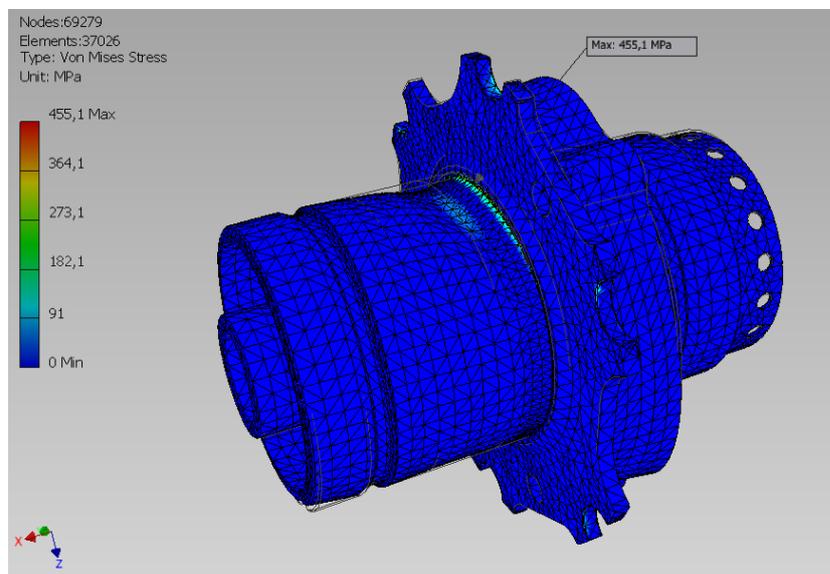


Figura 3.9: Una simulazione di frenata al limite, il coefficiente di sicurezza è pari a circa 2.4.

6 Il mozzo ruota della DASH 23K

Rispetto al mozzo 2010, le modifiche sono state molteplici: si sono ridotti i trascinatori e ridisegnato completamente la sezione a torsione superando la prestazione richiesta, per renderla più rigida (eliminando così il problema dello svitamento spontaneo), si è resa la sezione molto più costante sulla lunghezza del mozzo, eliminando ingombranti raccordi ed accorciando l'intero componente, si è sostituita la sezione a raggi del portadisco integrato con una particolare sezione lenticolare, più efficiente, si è modificata la sezione antisvitamento per renderla più robusta utilizzando fori anziché fresate, si sono utilizzati componenti al contorno più leggeri ovunque fosse possibile, si sono montati i giunti omocineticici con forte sbalzo, accorciando i semiassi per risparmiare ulteriore peso, ed altre modifiche ancora.

Il peso è calato di $1127 - 983 = 144g$ al posteriore e di $965 - 816 = 149g$ all'anteriore sui soli mozzi, escludendo tutti gli altri elementi del gruppo.



Figura 3.10: Rendering del disegno definitivo del mozzo 2012.

7 La ghiera di precarico

La ghiera non è stata oggetto di particolare dimensionamento. Note le prestazioni di una ghiera standard, se ne è realizzata una versione compattata sostituendo il materiale con alluminio 7075-T6. Si è riservata cura solo alla sezione di appoggio della ruota fonica, essendo cruciale per il suo buon funzionamento. Si è ridotto lo spessore ed il numero di filetti in presa ritenendo che i filetti di una ghiera standard non sarebbero mai stati portati in condizione di lavoro, vista la bassa coppia di serraggio. Per il precarico dei cuscinetti si è stimata la Forza richiesta tramite il software proprietario di INA-FAG e si è risaliti alla coppia di serraggio della ghiera attraverso il calcolo da normativa VDI 2230. I coefficienti d'attrito fra ergal anodizzato ed acciaio sono stati moderati con l'utilizzo di un composto denominato In-

terflon, che si è ritenuto efficace sebbene avente il difetto di richiedere un numero abbastanza elevato di serraggi prima di poter stabilizzare la coppia di serraggio e di intrappolare parecchia sporcizia nei filetti nel momento si dovessero operare smontaggi sul campo. Questo ci ha portato Per un preca-



Figura 3.11: Una delle ghiera di precarico dei cuscinetti, terminate le lavorazioni dal pieno.

rico nell'intorno di 6000-6500 N ad utilizzare coppie di serraggio di 70-75 Nm.

8 La ruota fonica

La ruota fonica è un componente necessario al funzionamento del controllo di trazione, nonché indispensabile per varie funzioni telemetriche (tra cui anche la semplice lettura della velocità). La EP2010 ha equipaggiato quattro ruote foniche, integrate con le ghiera di serraggio dei cuscinetti, quindi una per ciascun mozzo ruota, a partire dal secondo anno di competizione. I componenti disegnati nel 2011 purtroppo si rivelarono molto pesanti, per via dell'ampia cartella in acciaio, pertanto è stato effettuato un loro scorporamento dalla ghiera e ne è stata realizzata una versione alleggerita che rispondesse comunque alle specifiche richieste dal sensore, in particolare in termini di dimensione e spaziatura dei denti in materiale ferromagnetico.

Per il componente utilizzato nel 2012 si è pensato ad una soluzione composita, comprendente una ruota facente funzione di supporto e cartella, in plastica ABS stampata in rapid prototyping, alla quale poi incollare i denti



Figura 3.12: Le ruote foniche con supporto in plastica ABS utilizzate nel 2012, durante la produzione.

metallici ricavati da una barra fresata per mezzo di una smerigliatrice angolare manuale. Date le sollecitazioni esigue del componente (il sensore infatti è ad effetto hall e non ha alcun contatto con la ruota fonica), se ne è verificato solo l'incollaggio dei denti, calcolando la forza centrifuga agente su di essi in base alla loro massa media ed al raggio a cui sarebbe venuto a trovarsi il loro baricentro. Il calcolo è risultato in fattori di sicurezza rispetto alla resistenza minima di un incollaggio corretto pari ad oltre 10 (con sollecitazioni attorno ad 1 MPa) a velocità di 200 Km/h (2000rpm). Durante l'anno non si sono avuti problemi eccetto per la scarsa qualità di realizzazione, imputabile allo stampaggio in rapid prototyping che ha richiesto lavorazioni al tornio successive dei denti. Il componente è stato riprodotto nel 2013 in acciaio inox serie 400, mantenendo lo stesso sistema di aggancio e quindi la compatibilità con le vecchie foniche. Le nuove ruote foniche sono state realizzate dal pieno, dentate a macchina utensile e successivamente gli è stata asportata una buona parte di cartella. La soluzione è salita di peso ma si può ritenere un componente senza margine di miglioramento a meno di sostituire il sensore con un modello più costoso ed efficace.



Figura 3.13: Una ruota fonica in acciaio inox della stagione 2013, dentata da CIMA.

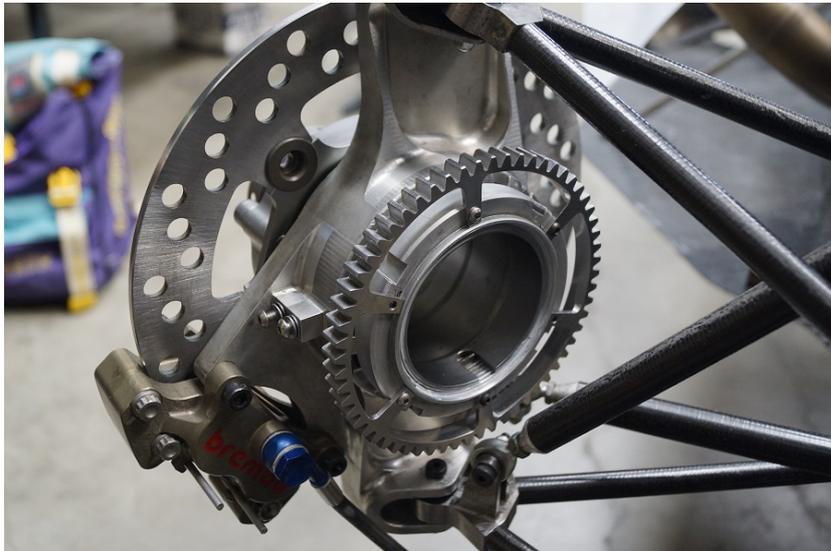


Figura 3.14: il gruppo ruota, in preparazione per le competizioni del 2013.

9 Il monodado

Il monodado utilizzato è ripreso direttamente dal progetto di Lorenzo Casi realizzato per la vettura 2010, con il solo accorgimento di realizzarne una versione destrorsa ed una sinistrorsa, per maggiore sicurezza contro lo svitamento spontaneo in fase di frenata. Avendo irrigidito la sezione a torsione in frenata il problema svitamento è stato enormemente ridotto, durante la stagione se ne è comunque portato il serraggio a 260 Nm, quota alla quale si poteva rilevare una coppia di disserraggio inferiore a 270 Nm, stabilmente. Il calcolo è stato eseguito secondo la normativa VDI 2230. Il progetto di questo componente lo riprende a sua volta l'omologo della Ferrari F312T3 del '78 ed è un disegno comune nelle vetture da corsa. Essendo già usato nella prima stagione, abbiamo avuto modo di collaudare l'affidabilità di questo dado, che è però purtroppo vittima di una rapida usura nella sezione di serraggio, per mancanza di fornitori non si è riusciti a realizzarne una versione con anodizzazione dura su cui testare la durata.

Durante la stagione ne è stata disegnata e realizzata anche una versione



Figura 3.15: I dadi ruota appena anodizzati, cosparsi di Interflon.

L'anodizzazione colorata è stata pensata per distinguere a vista i dadi destri (con filettatura destrorsa) da quelli sinistri (con filettatura sinistrorsa).

alleggerita, concepita inizialmente per la realizzazione in titanio, come componente di prova, infine realizzata in alluminio, che a scapito di una durata della sezione di serraggio ridotta, permette un ulteriore alleggerimento della vettura. Durante il disegno del dado alleggerito non sono stati fatti calcoli a mano, ritenendo il caso tutto sommato banale, ma si è effettuata un'analisi FEM di verifica. In appendice B è possibile trovare il disegno del dado alleggerito.

10 Messa in tavola e realizzazione

La realizzazione dei mozzi è avvenuta in buona parte attraverso un software cad/cam, la messa in tavola è stata comunque realizzata la si può trovare nell'appendice B di questa tesi (originariamente stampata su foglio A3). Dell'intera realizzazione si è occupata la torneria Nadalini, eccezion fatta per il profilo scanalato dei mozzi posteriori che è stato commissionato da Nadalini ad una ditta esterna.



Figura 3.16: Un mozzo anteriore finito.



Figura 3.17: i gruppi ruota affiancati.

Conclusioni

Success is simply a matter of luck.

Ask any failure.

- Earl Wilson -

11 I risultati ottenuti

I mozzi ruota della vettura 2012 l'hanno consegnata a buone posizioni sia nella gara in Ungheria che a quella in Italia (rispettivamente, un sesto posto su 39 partecipanti ed un ottavo posto su 42 partecipanti), ed hanno corso altre due gare con un perfetto record di affidabilità, tuttavia nulla può essere detto con certezza circa



Figura 3.18: Il team UBM al termine della stagione 2012.

la possibilità di dimensionare il componente con un coefficiente di sicurezza minore. Una problematica legata al dimensionamento del mozzo risiede nel fatto che in mancanza di prove al banco, testare un componente fortemente sottodimensionato in gara od in prova libera, rischiando così una rottura destinata con tutta probabilità ad avvenire durante una frenata, risulta eccessivamente pericoloso. Il processo andrebbe dunque affrontato per gradi, effettuando delle analisi sullo stato dei componenti al termine di ogni stagione, se non di ogni gara.

Un successo del progetto è stato quello di risparmiare un piazzamento nella fase di produzione rispetto alla versione 2010, abbassando effettivamente il costo dei componenti e di ottenere un costo nominale al cost event piuttosto basso.

É capitato durante l'anno che alcuni membri del team abbiano involontariamente tentato di svitare i dadi ruota al contario, utilizzando, non riuscendo altrimenti, una chiave con prolunga di oltre un metro, portando a cedimento il quadro da 1/2 pollice della chiave stessa (presumibilmente già lesionato a fatica), questo è in ogni caso la prova di un certo sovradimensionamento della sezione di raccordo della parte filettata relativa al dado.

Le parti del progetto che hanno dato meno soddisfazioni sono state i trascinatori tendenti all'impuntamento e la cattiva ispezionabilità dei cuscinetti (un problema a dire il vero più dei portamozzi che dei mozzi, sebbene dipendente dalla scelta di cuscinetti richiedenti manutenzione). Circa le cause del primo problema sicuramente va incluso un errore nel non indicare una tolleranza di parallelismo sugli assi dei fori dei trascinatori stessi, e va aggiunto che sebbene più complessi da fabbricare, dei trascinatori con testa tonda soffrirebbero meno dello stesso problema.

I freni Brembo inoltre hanno mostrato di eccedere le temperature operative di guardia, criccando essi stessi, ed al punto di surriscaldare i nottolini di montaggio (forniti ancora da Brembo) in modo da indebolirli, fino allo sfondamento, sebbene questo processo richieda più di una gara per compromettere la frenata, sarebbe necessario sostituire i nottolini con altri in acciaio, od alternativamente sostituire l'intero disco freno, od ancora studiare e risolvere il problema (piuttosto evidente) del ristagno dell'aria rovente nell'interno dei cerchi.

Il disegno dei mozzi 2012 è stato (e si può immaginare essere stato anche quello dei mozzi 2010) molto complicato dalla cattiva compatibilità dimensionale di cerchi e dischi freno. Per migliorare i mozzi, un buon punto di partenza sarebbe senz'altro sostituire i dischi freno con altri dotati di più nottolini posizionati su un diametro maggiore, inoltre per risparmiare peso sul dado ruota sarebbe necessario eliminare il monodado, infatti non essendo il pit stop un'esigenza delle gare di Formula SAE, la scelta del monodado è decisamente sconveniente. Globalmente il risultato della progettazione



Figura 3.19: Uno dei nottolini per il montaggio flottante del disco freno sfondati nelle prime due gare.

è stato buono, come già detto si può ritenere di aver raggiunto il massimo alleggerimento date le condizioni di partenza. Tuttavia il risultato non è sufficientemente buono da rinunciare allo sviluppo di una nuova versione, in quanto il margine di miglioramento esiste specie in caso di alleggerimento del resto della vettura e stanziamento di un maggiore budget ai gruppi ruota.

12 Obiettivo: miglioramento continuo

In un team di Formula SAE un obiettivo chiave deve essere quello di migliorare sempre. Nei gruppi ruota il miglioramento si può facilmente immaginare su tre aspetti:

- Affidabilità (impianto freni, raffreddamento)
- Riduzione della massa (affinamento dei parametri per il dimensionamento, riduzione di cuscinetti ed elementi filettati)
- Versatilità (introduzione di regolazioni e sensoristica)

I gruppi ruota 2012 hanno margine di miglioramento. Riducendo la massa vettura sarebbe possibile ripensare i mozzi componibili, sostituendo idealmente anche i cerchi passando al collegamento con tre dadi ed eventualmente ad una struttura componibile, incorporando una piccola regolazione dell'offset e quindi della carreggiata. Sempre in ottica riduzione di massa, partendo per tempo sarebbe forse possibile sostituire il materiale con un acciaio per molle

capace di tensioni di snervamento molto maggiori. È ragionevole assumere che nella prossima riprogettazione sia possibile utilizzare cuscinetti più piccoli di almeno 5 mm di diametro interno, come i 71813-B-TVH, si potrebbe inoltre ottenere maggiore risparmio di peso differenziandoli. Adoperando ad esempio un 71813 insieme ad un 71807 da 35 mm, si risparmierebbero circa 100 g, inoltre diverrebbe possibile realizzare il precarico con una ghiera molto più piccola. La ghiera ha margine di alleggerimento anche mantenendo il diametro, accettando un maggiore budget per le lavorazioni. La necessità di manutenzione dei cuscinetti è un contro, ma piuttosto che sostituire il tipo di cuscinetti, sarebbe meglio prevedere una finestra di manutenzione fra i cuscinetti nel portamozzo, in maniera tale da effettuare agevolmente una sostituzione del grasso.

Circa i mozzi posteriori si può ottenere molto dalla realizzazione di pezzo dei giunti omocineticici, questo garantirebbe un risparmio di peso notevole oltre ad una facile soddisfazione dei requisiti di resistenza, avendo per risolto negativo solo il costo della lavorazione (da eseguire in parte con fresa a testa sferica). Infine sarebbe consigliabile montare on board i freni posteriori, essendo comunque necessaria la sostituzione dell'intera trasmissione finale sulla prossima vettura, questo permetterebbe di incorporare la campana freno dai mozzi (soluzione analoga a quella utilizzata dall'università di Roma La Sapienza, in appendice A), nell'ipotesi di usare anche dischi freno maggiorati all'anteriore, che pur portando una penalità in termini di peso permetterebbero di mettersi al riparo da nuovi surriscaldamenti.

Quest'ultima modifica permetterebbe inoltre, sul piano della versatilità, di introdurre controlli dinamici maggiori, ad esempio un controllo di imbardata per agevolare le curve più strette.

Appendice A

Appendice: Approccio alternativo alla progettazione del gruppo ruota.

Uno degli aspetti più interessanti della Formula SAE è il regolamento permissivo. Non è fatto alcuno sforzo per rendere le vetture simili ed è possibile che ci siano vetture in grado di produrre prestazioni tali da schiacciare i team avversari in una data gara. Tutto questo significa dare carta bianca ai progettisti, diventa quindi interessante osservare come altri abbiano ragionato circa un problema analogo a quello che ci si è trovati ad affrontare in prima persona. Si farà nel seguito una brevissima rassegna di alcune soluzioni di gruppo ruota che pur presentando gradi di innovazione diversi, sono soluzioni intelligenti ed altrettanto competitive ad altre più collaudate, pur nella loro diversità.

1 Running snail

Nel 2012, il team Running Snail (www.running-snail.de) dell'università di Amberg-Weiden ha presentato una vettura del peso di appena 160kg nella quale per risparmiare peso i gruppi ruota anteriori sono stati interamente ripensati. Forti di una sponsorizzazione da parte di un produttore di cuscinetti speciali per applicazioni farmaceutiche, hanno potuto invertire posizionalmente mozzo e portamozzo portando lo statore all'interno ed il rotore



Figura A.1: Immagini del mozzo del team Running Snail, equipaggiato di cuscinetti prodotti dalla tedesca Franke G.m.b.H.

all'esterno ove ad esso poteva essere montato un cerchione speciale in carbonio pressochè privo di sezione montante e di sede di montaggio a centro ruota. il freno a disco è stato poi realizzato su misura e fissato in modo perimetrale. I cuscinetti di diametro circa 200mm sono comunque in grado di pesare pochissimo in virtù di possedere delle piste in filo d'acciaio di sezione confrontabile con la sola area di contatto con le sfere. Gli anelli in filo d'acciaio, aventi sede ricavata direttamente sui componenti in alluminio, rimpiazzano completamente i più pesanti ed ingombranti anelli di montaggio. Il mozzo posteriore è invece di tipo convenzionale e monta i cerchi speciali in carbonio, muniti di un accessorio adattatore centroruota. Nell'anno 2013 il team è passato alla propulsione elettrica conservando la soluzione appena citata, evidentemente dimostratasi efficace in termini prestazionali.

2 DUT Racing Team

Una soluzione interessante è quella applicata dal team del politecnico di Delft (dutracing.tudelft.nl), la loro vettura infatti già da alcuni anni partecipa

alla categoria elettrica, ed è stata forse la prima della categoria ad avere la trazione integrale. La trazione integrale elettrica permette di realizzare con-

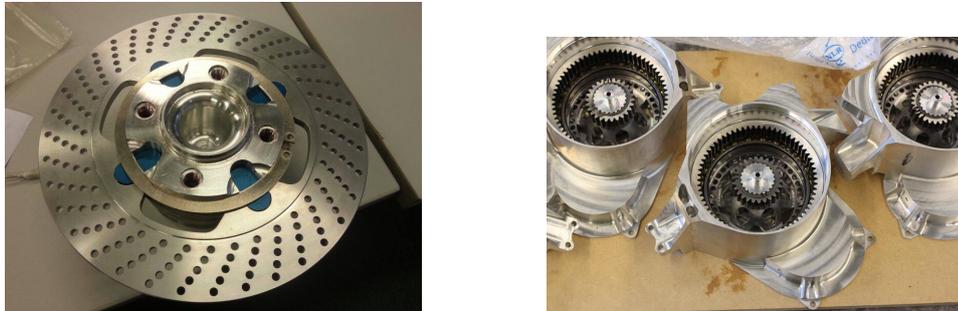


Figura A.2: il rotore e lo statore della motoruota provvisti di riduttore epicicloidale integrato.

trolli dinamici molto sofisticati, potenzialità inrinunciabile per il team di un' università ove si studia molta dinamica del veicolo. Le motoruote utilizzate dal DUT racing team non sono però componenti standard, sono infatti realizzate internamente ed integrano un riduttore epicicloidale compatto montato in blocco col motore, questo permette di rendere la motoruota molto più compatta e leggera, a parità di potenza, permettendo di condividere alcuni cuscinetti fra motore, riduttore e ruota, rispetto alle soluzioni commerciali. Attraverso la trazione integrale inoltre diviene possibile il massimo sfruttamento della frenata rigenerativa. Infine la trazione integrale ha grossi vantaggi in termini di accelerazione da fermo, tali da aver permesso al team appena citato di conseguire il guinness dei primati per la maggiore accelerazione da fermo di una vettura elettrica, sottraendolo al team dell'università di Stoccarda, utilizzante invece la sola trazione posteriore.

3 Sapienza corse

La soluzione più vicina a quelle tradizionali, ma comunque in qualche modo differente, è quella utilizzata dal team dell'università di Roma La Sapienza (www.sapienzacorse.it). La soluzione da loro adottata è infatti quella di utilizzare cerchi in alluminio e carbonio autoprodotti sull'anteriore, mentre cerchi lenticolari interamente in carbonio, leggerissimi, al posteriore. Disponendo di rotori freno posteriori montati sul differenziale, non si pongono problemi



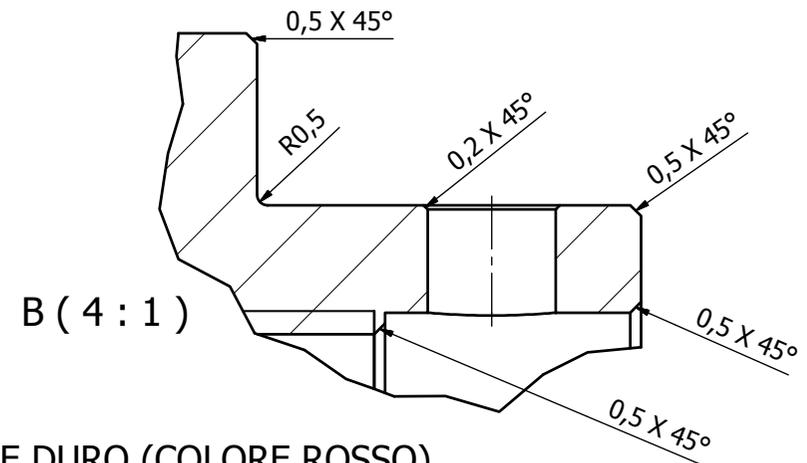
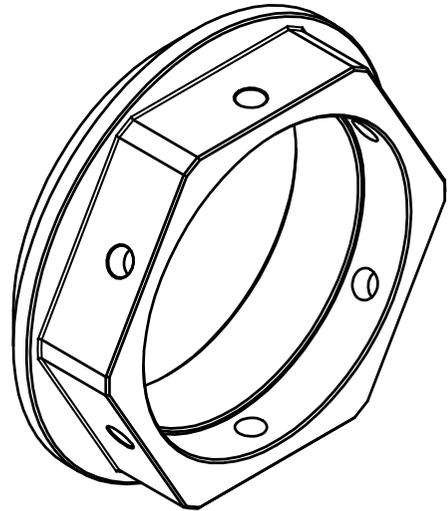
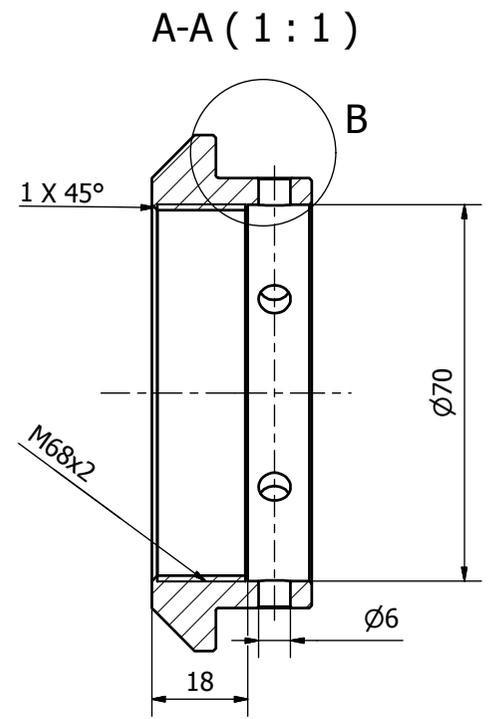
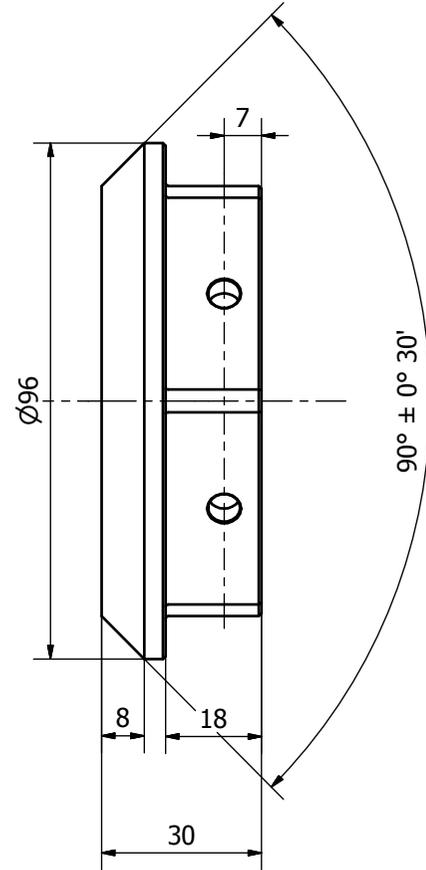
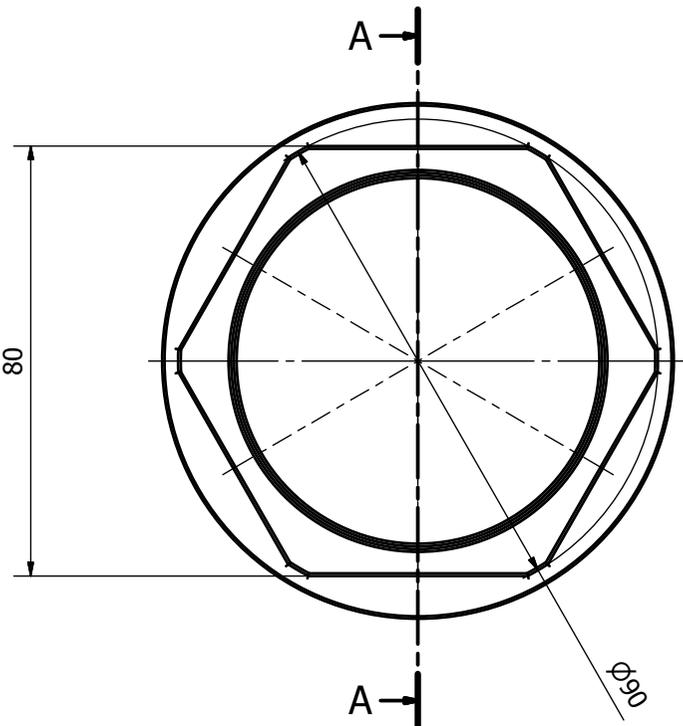
Figura A.3: La vettura dell'università La Sapienza, con i peculiari cerchi in carbonio lenticolari al posteriore.

di raffreddamento. La campana freno separata permette anche nel loro caso di minimizzare le differenze fra i mozzi anteriori e quelli posteriori. Mentre i cerchi permettono di essere scambiati liberamente, quelli lenticolari sono sconsigliabili all'anteriore per evitare problemi di surriscaldamento dei freni, causati dal blocco del flusso d'aria. I rotori posteriori legati al differenziale dispongono di un secondo gruppo pinze che permette inoltre di implementare il controllo elettronico dello stesso ed alcuni altri controlli dinamici. Montando le seconde pinze di controllo (non è possibile condividere le pinze primarie per ragioni di regolamento) onboard, se ne minimizzano le penalità in termini di peso ed ingombro e massimizzano le possibilità di accesso per interventi di manutenzione.

Appendice B

Disegni tecnici 2D.

6 5 4 3 2 1



HARD ANODIZE (RED DYE) - ANODIZZARE DURO (COLORE ROSSO)

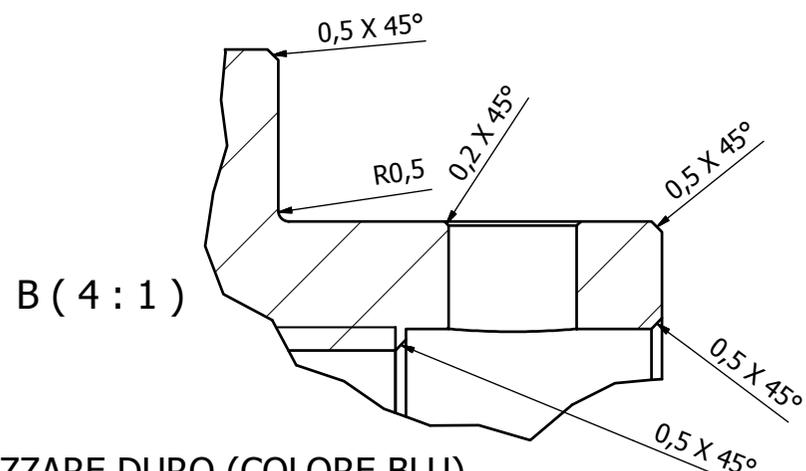
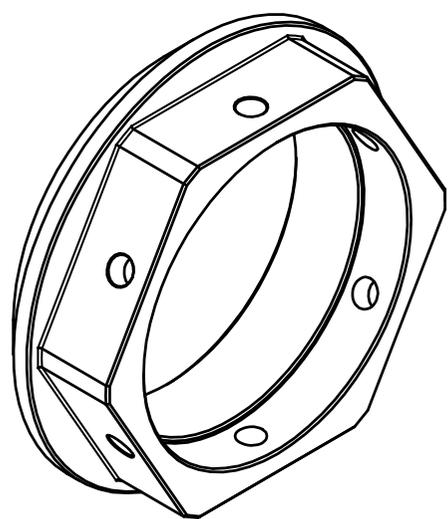
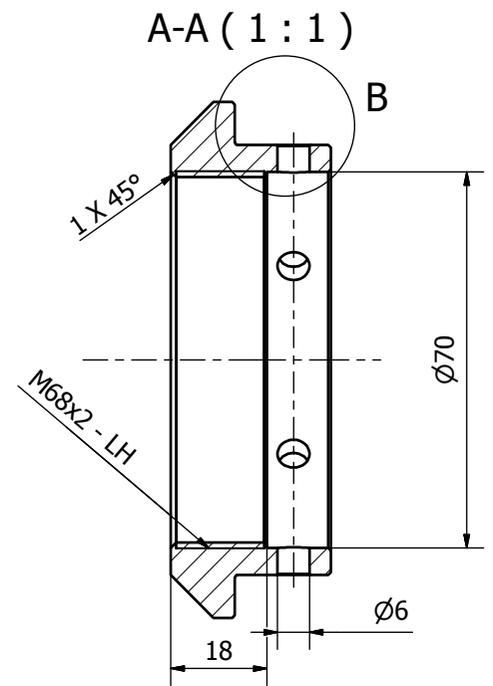
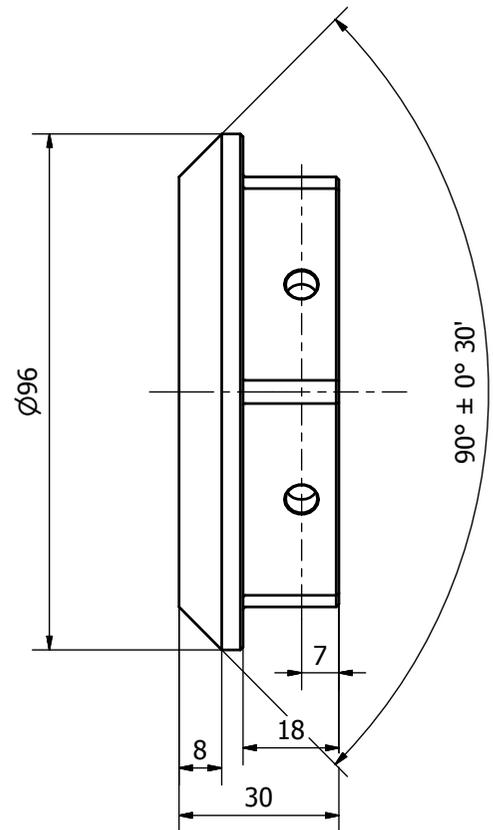
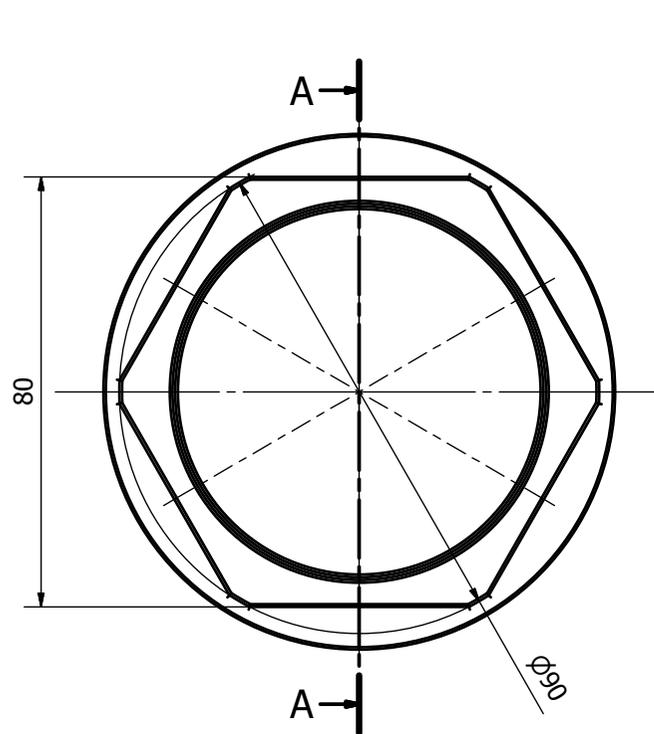
Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3,2	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati R0.5 0.5x45°
Descrizione Dado ruota vettura, destrorso/ ruote lato destro	Nome file 7_dado_ruota_M68.idw		
Progetto DASH23K	Materiale Alluminio 7075-T6	Numero disegno 7-002-001	
N° Pezzi 2	Progettato da Riccardo Vezzosi (Casi)	Peso 0,182 kg	Scala 1:1
		Data 06/01/2012	Foglio 1 / 1

IF IN DOUBT ASK

6 5 4 3 2 1

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

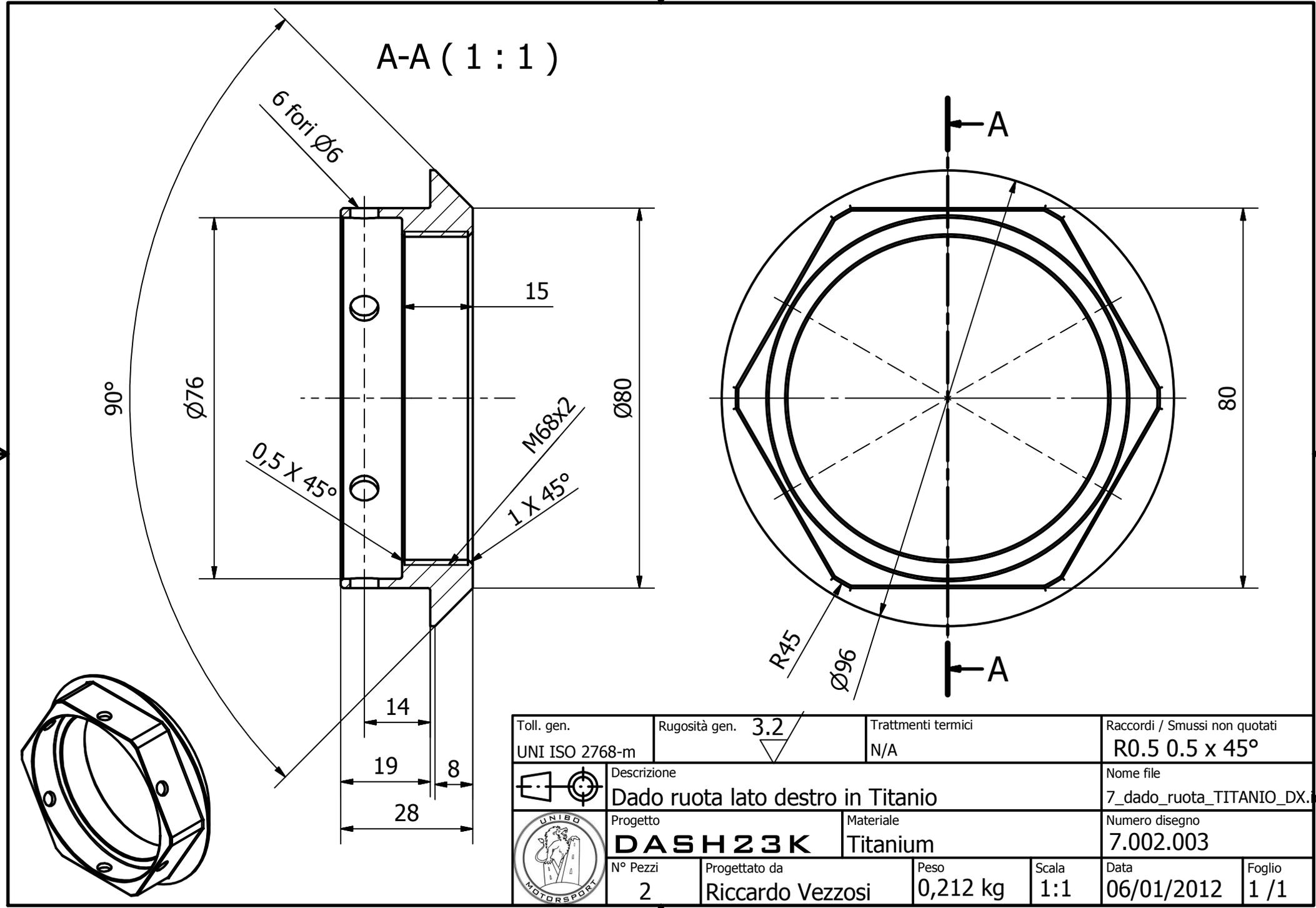
D
 C
 B
 A



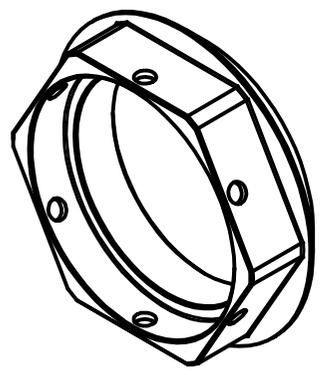
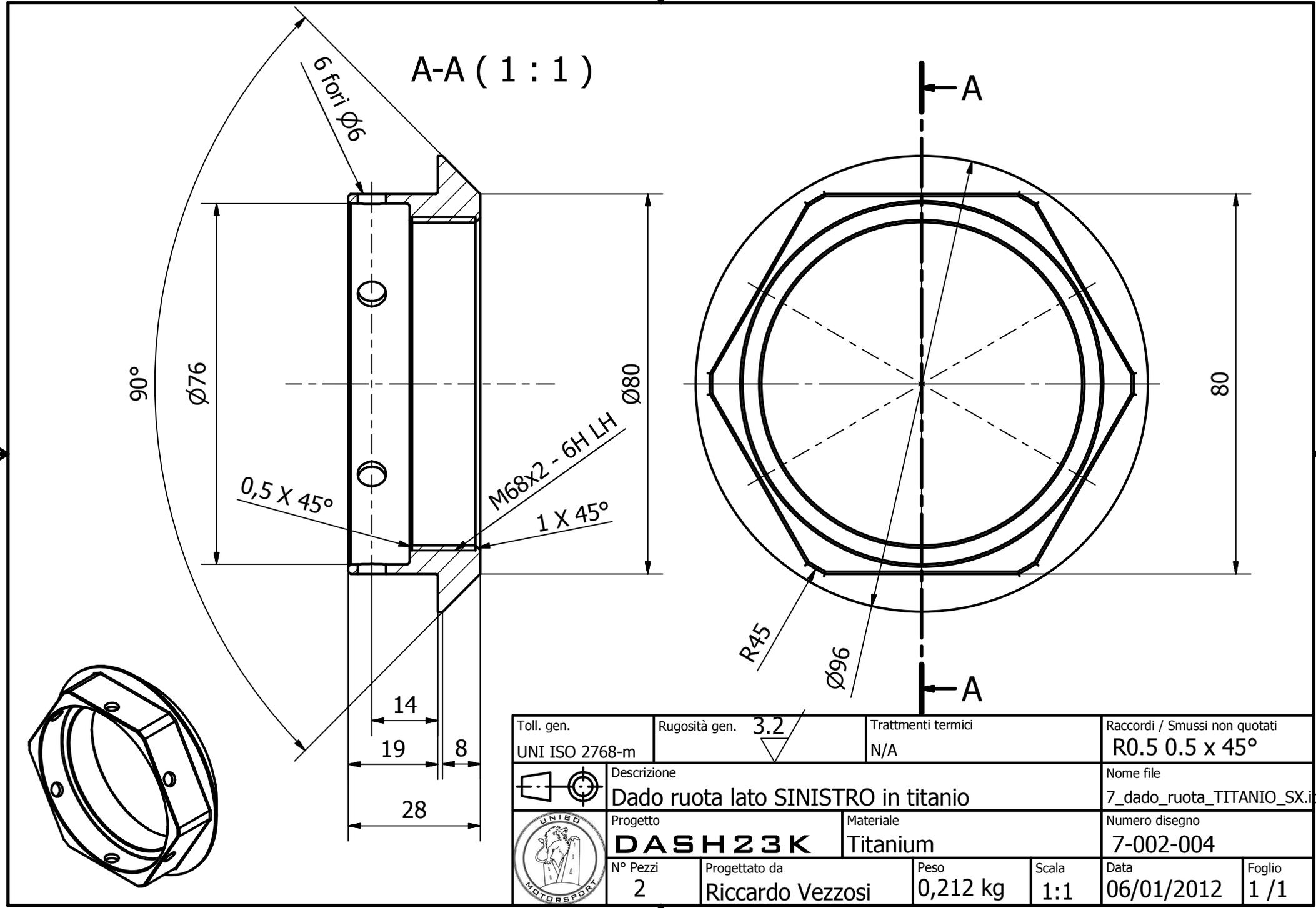
HARD ANODIZE (DYE BLUE) - ANODIZZARE DURO (COLORE BLU)

Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3.2	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati R 0.5 0.5 x 45°
Descrizione Dado ruota sinistrorso /ruote lato sinistro	Nome file 7_dado_ruota_M68_SINISTRORSO		
Progetto DASH23K	Materiale Alluminio 7075-T6	Numero disegno 7-002-002	
N° Pezzi 2	Progettato da Riccardo Vezzosi (Casi)	Peso 0,182 kg	Scala 1:1
		Data 06/01/2012	Foglio 1 / 1

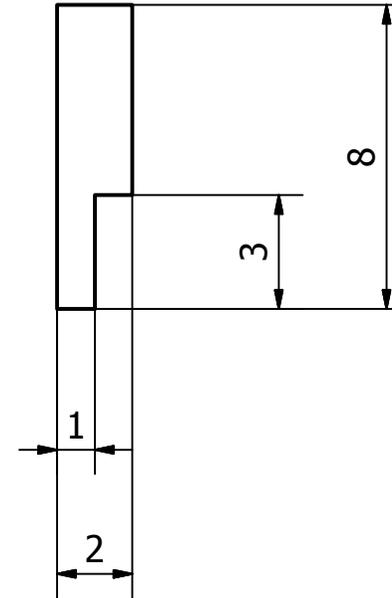
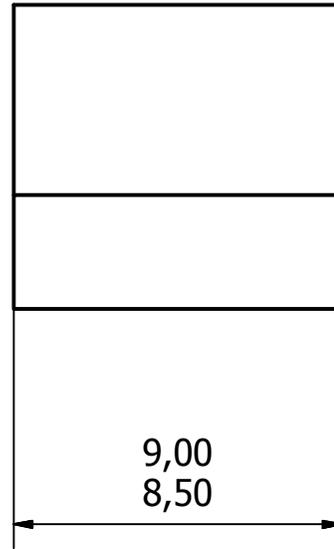
IF IN DOUBT ASK



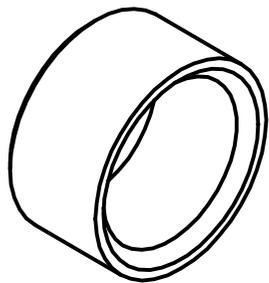
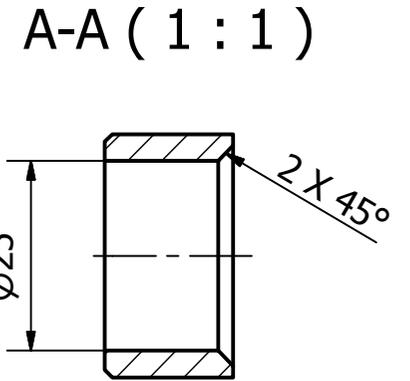
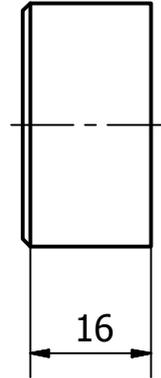
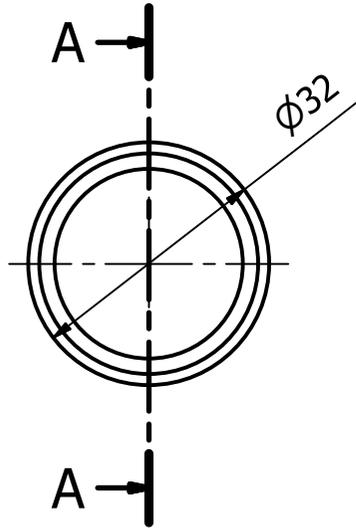
Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3.2	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati R0.5 0.5 x 45°
		Nome file 7_dado_ruota_TITANIO_DX.dwg	
Descrizione Dado ruota lato destro in Titanio		Numero disegno 7.002.003	
Progetto DASH23K		Materiale Titanium	
N° Pezzi 2		Progettato da Riccardo Vezzosi	
		Peso 0,212 kg	
Scala 1:1		Data 06/01/2012	
Foglio 1 / 1			



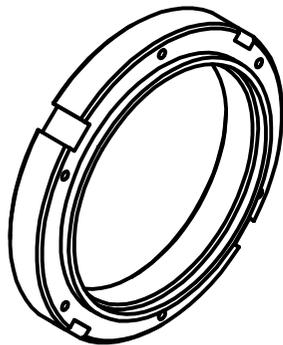
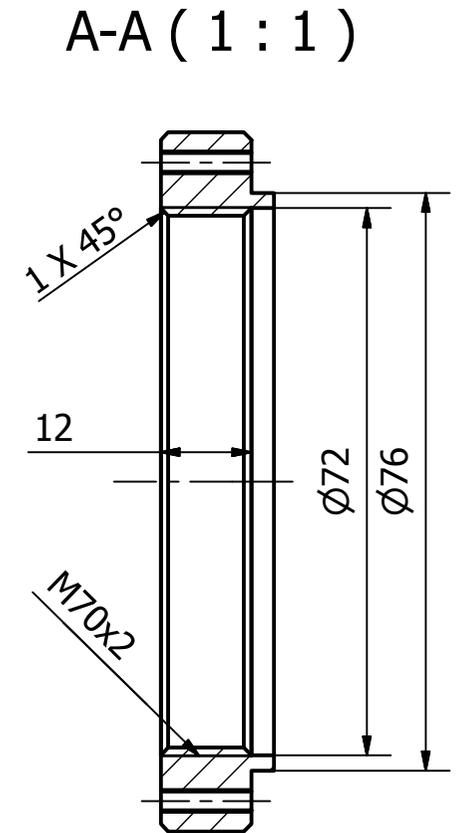
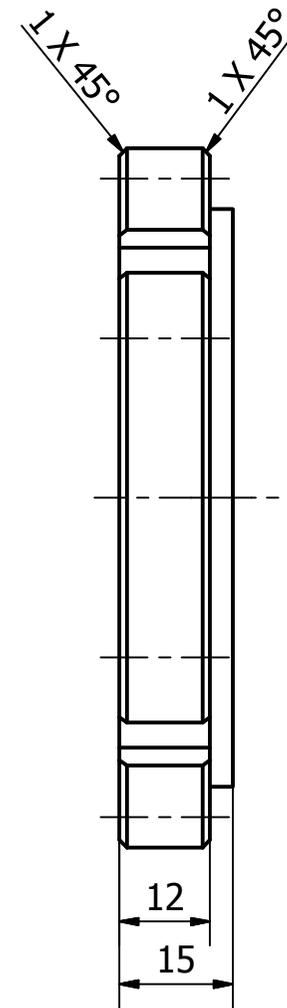
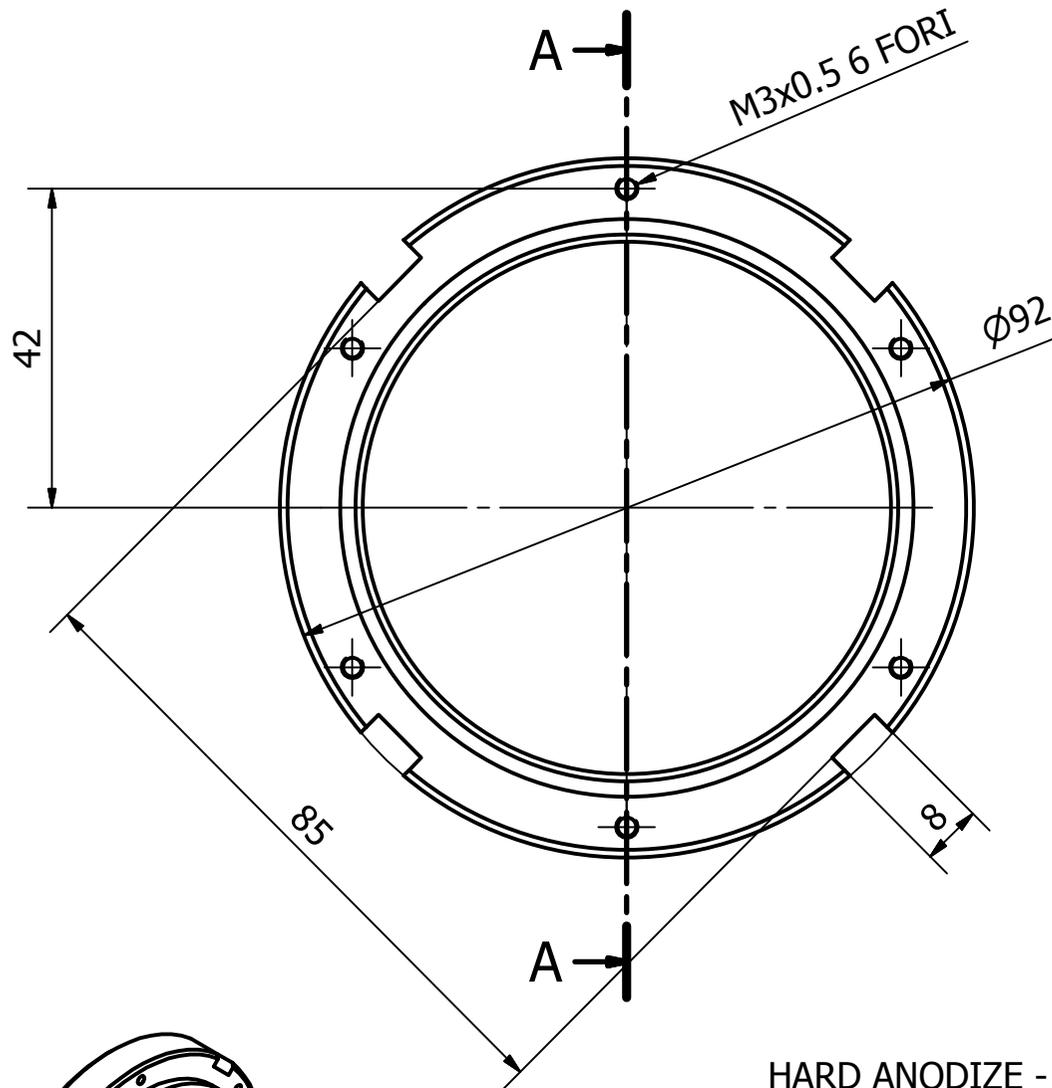
Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3.2	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati R0.5 0.5 x 45°		
	Descrizione Dado ruota lato SINISTRO in titanio		Nome file 7_dado_ruota_TITANIO_SX.idw		
	Progetto DASH23K	Materiale Titanium	Numero disegno 7-002-004		
N° Pezzi 2	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0,212 kg	Scala 1:1	Data 06/01/2012	Foglio 1 / 1



Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3.2	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati N/A	
	Descrizione Dente a incollare per ruota fonica		Nome file 7_dente_fonica.idw	
	Progetto DASH23K	Materiale Steel C40		Numero disegno 7-004-002
N° Pezzi 240	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0,001 kg	Scala 5:1	Data 06/01/2012
				Foglio 1 / 1



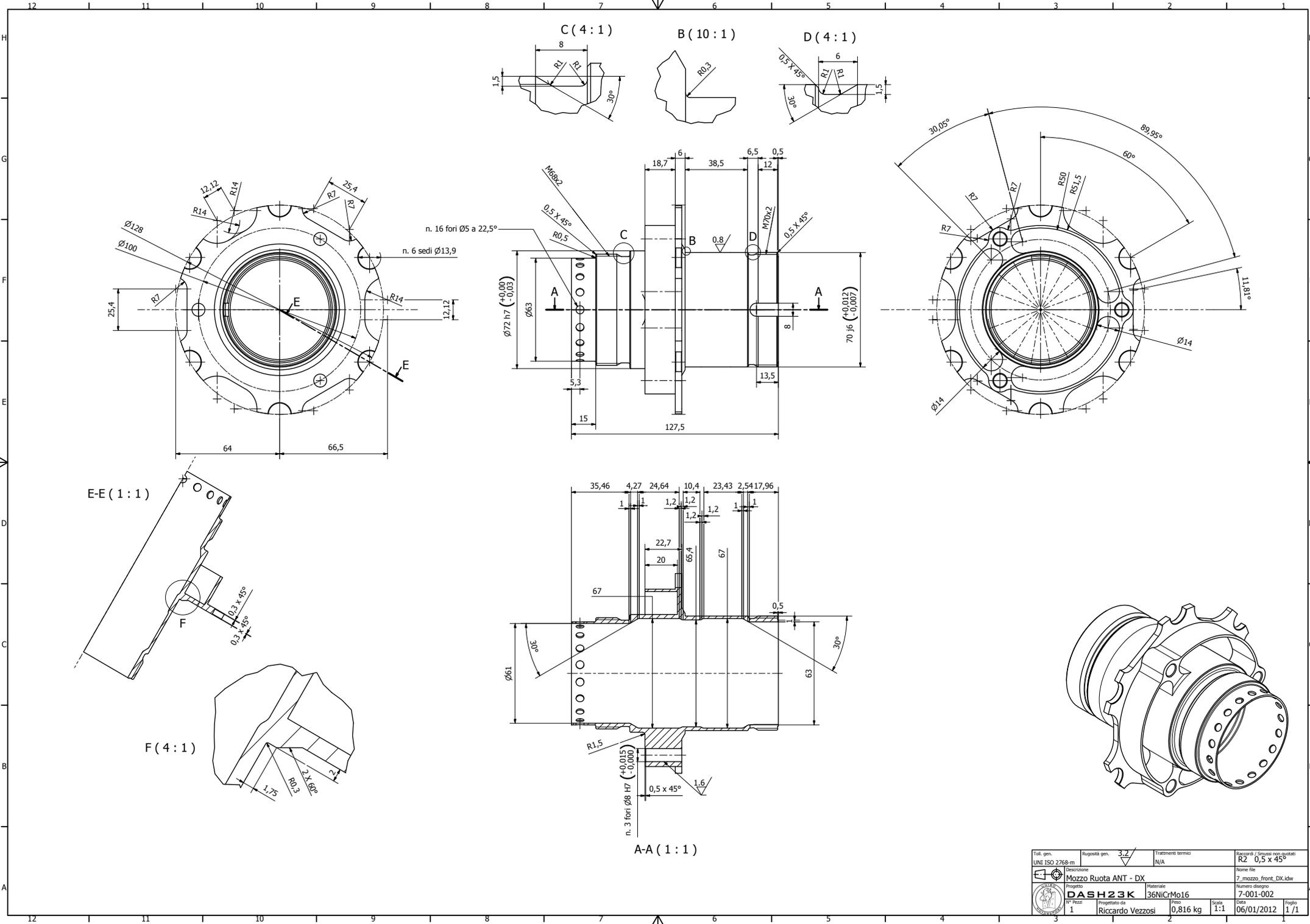
Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3.2	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati R 0.3 0.3 x 45°	
	Descrizione Distanziale Tulip-Mozzo		Nome file 7_distanziale mozzo.idw	
	Progetto DASH23K	Materiale Aluminum-6061	Numero disegno 7-003-001	
	N° Pezzi 4	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0,014 kg	Scala 1:1
		Data 06/01/2012	Foglio 1 / 1	



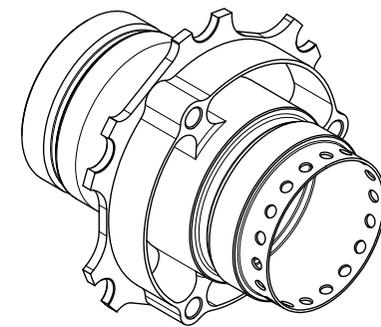
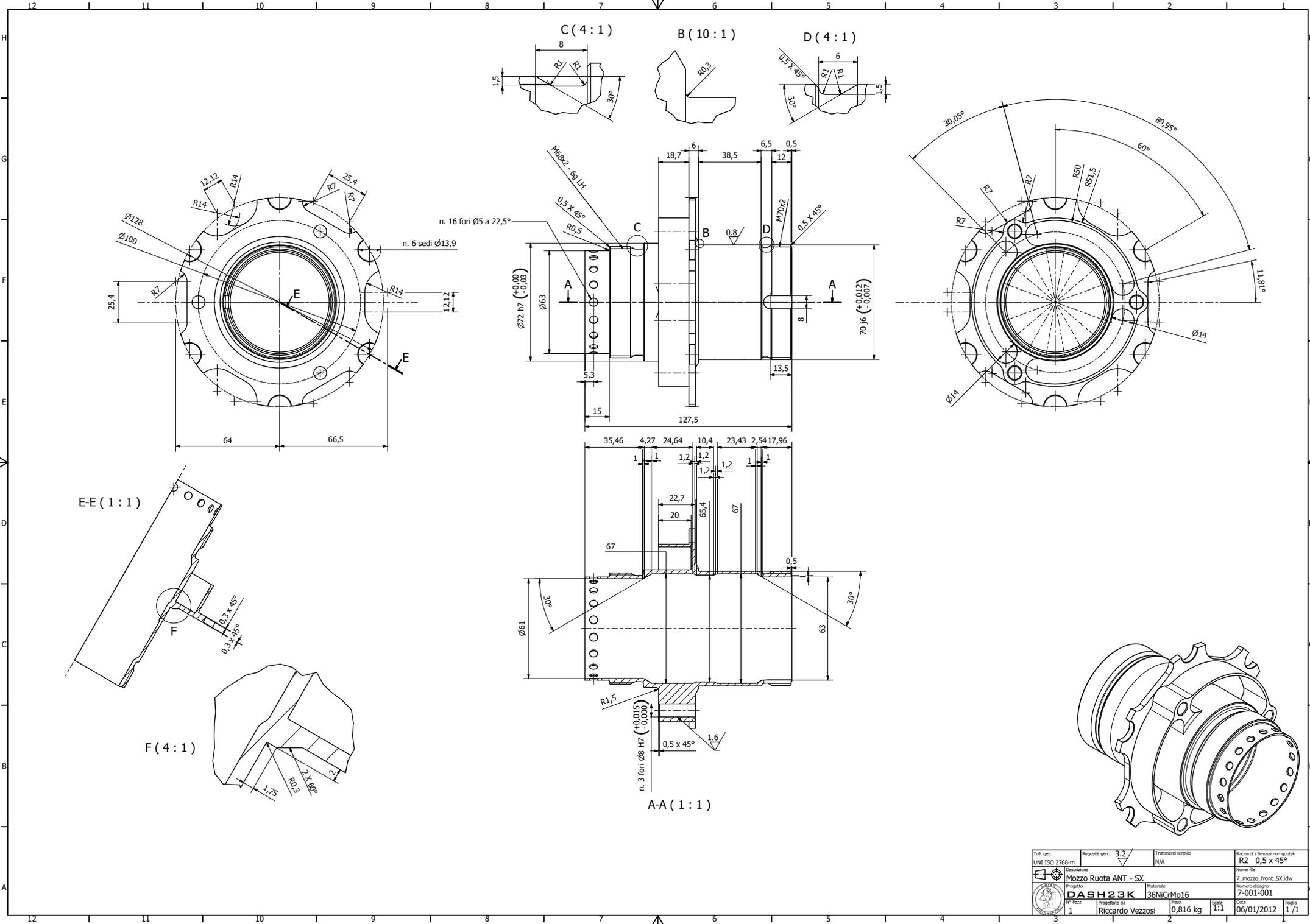
IF IN DOUBT ASK

HARD ANODIZE - SOTTOPORRE AD ANODIZZAZIONE DURA

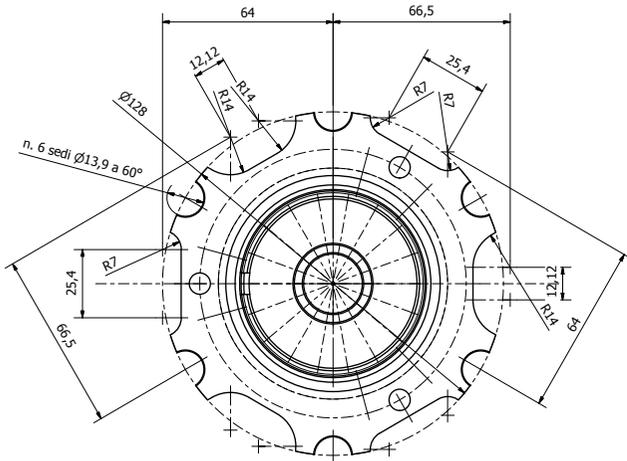
Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3.2	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati 1 x 45°
	Descrizione Ghiera predisposta per ruota fonica		Nome file 7_ghiera_M70_modificata.idw
	Progetto DASH23K	Materiale Alluminio 7075-T6	Numero disegno 7.101.005
N° Pezzi 4	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0.092 kg	Scala 1:1
		Data 06/01/2012	Foglio 1 / 1



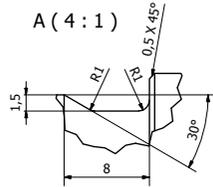
Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. $3,2$	Trattamento termico N/A	Rappres. / Simboli non quotati RZ $0,5 \times 45^\circ$
Disegnazione	Progetto	Materiale	Numero disegno
Mozzo Ruota ANT - DX	DASH23K	36NiCrMo16	7-001-002
N° Pezzi 1	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0,816 kg	Scala 1:1
			Data 06/01/2012
			Foglio 1/1



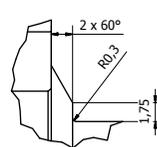
Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3,2	Treatmenti termici N/A	Racordi / Similai non quotati R2 0,5 x 45°
Disegnazione Mozzo Ruota ANT - SX		Nome file 7_mozzo_front_SX.idw	
Progetto DASH23K		Numero disegno 7-001-001	
Materiale 36NiCrMo16		Data 06/01/2012	
N° Pezzi 1		Peso 0,816 kg	
Progettato da Riccardo Vezzosi		Scala 1:1	
		Foglio 1/1	



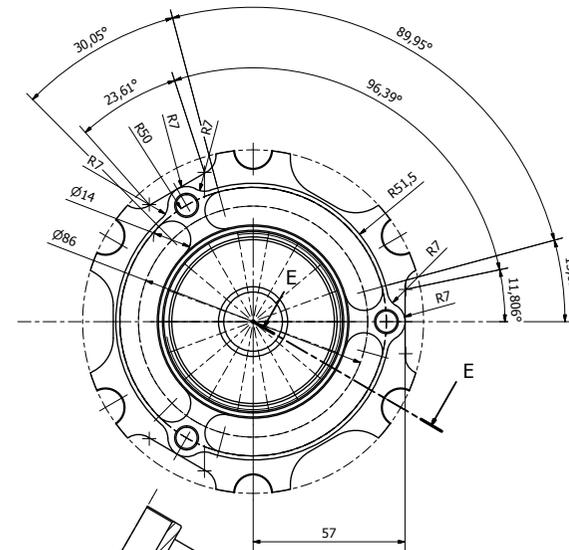
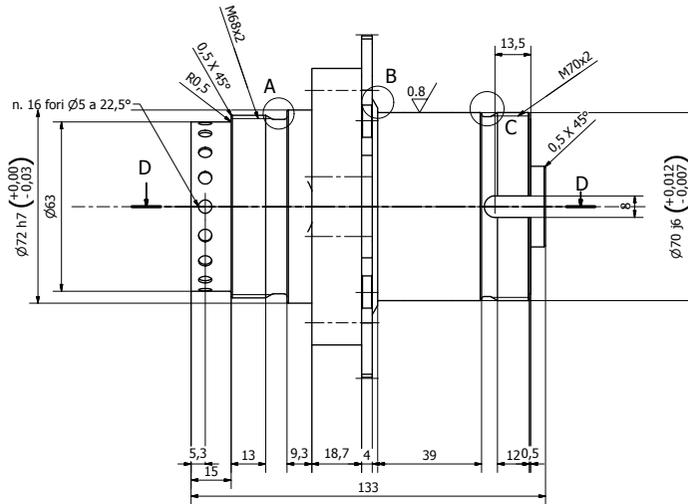
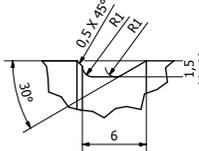
A (4:1)



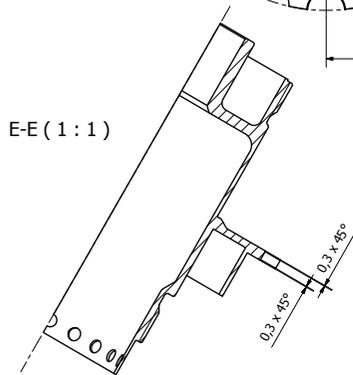
B (4:1)



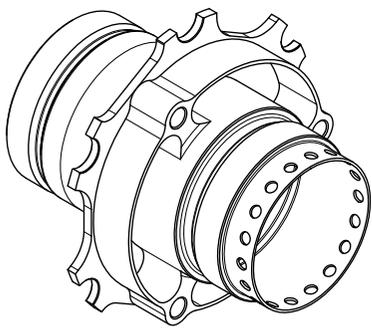
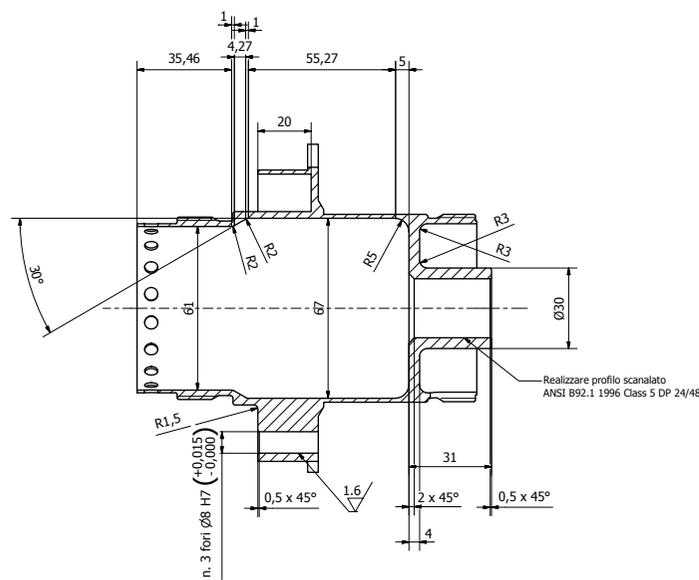
C (4:1)



E-E (1:1)



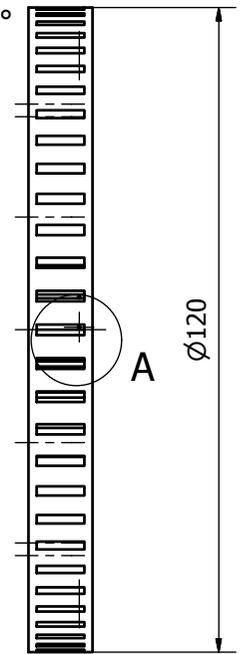
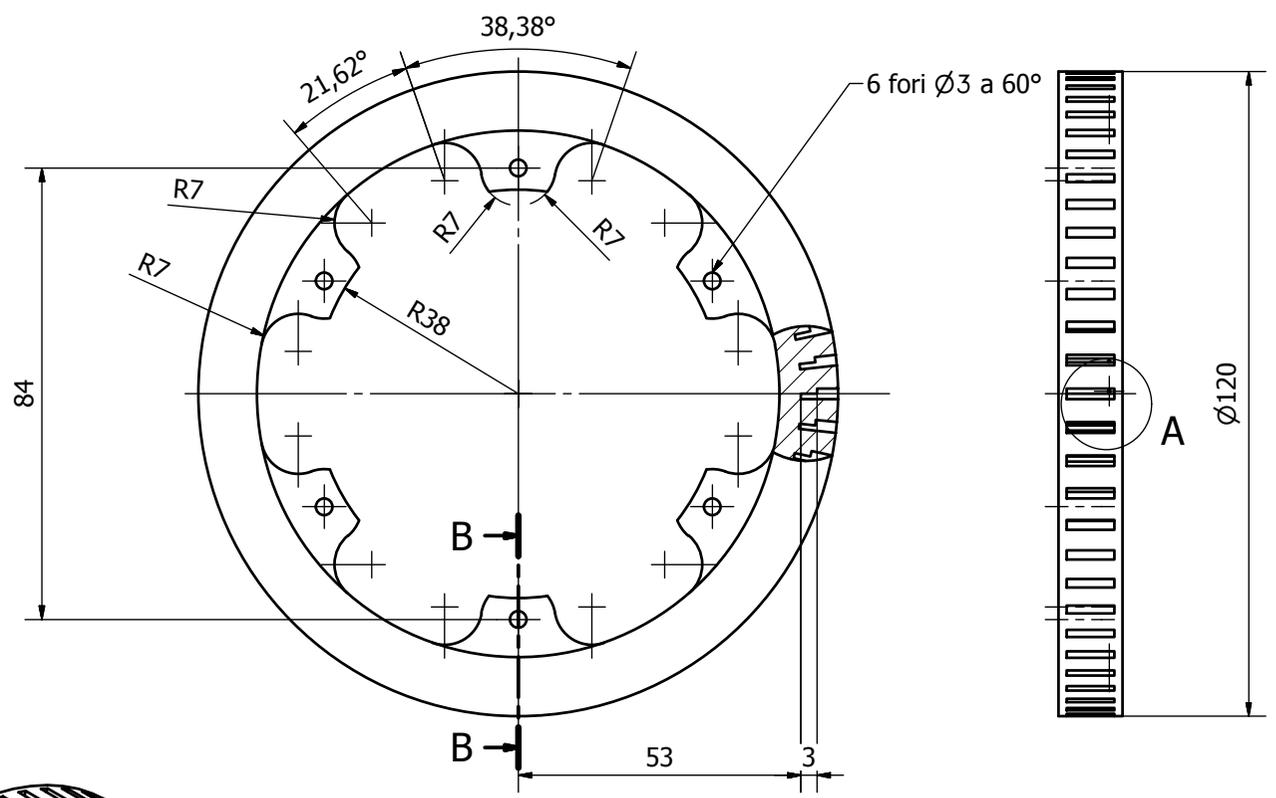
D-D (1:1)



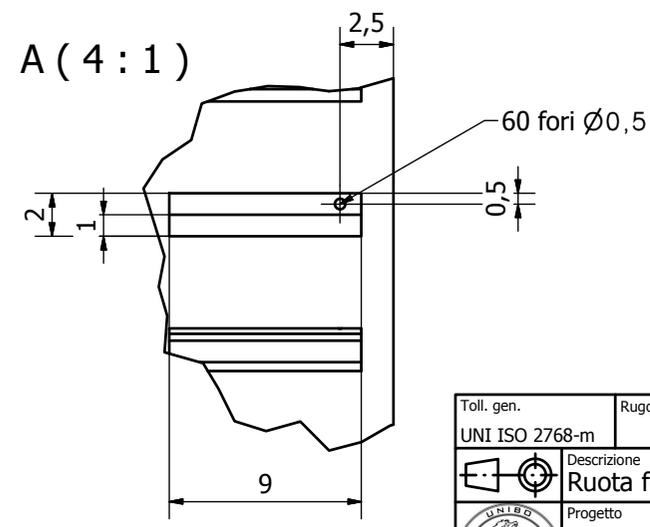
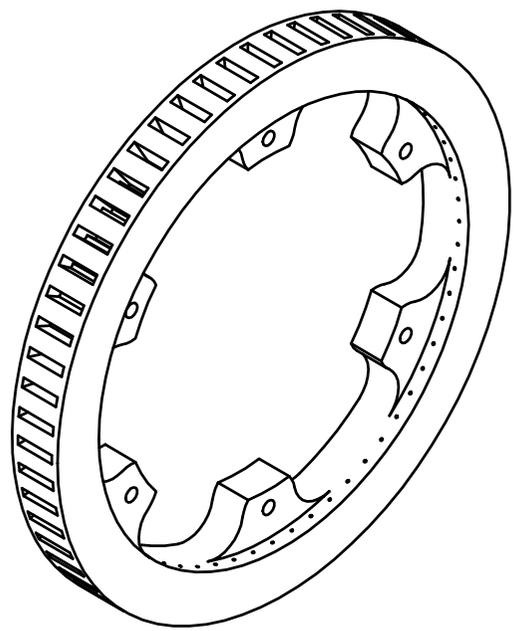
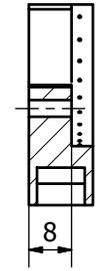
Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3,2	Trattamento termico N/A	Racordi / Smussi non quotati R2 $0.5 \times 45^\circ$
Esecuzione		Nome file: 7_mozzo_post_DX.idw	
Progetto DASH23K	Materiale 36NiCrMo16	Numero disegno 7-001-004	
N° Pezzi 1	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0,983 kg	Scala 1:1
		Data 06/01/2012	Foglio 1 / 1

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

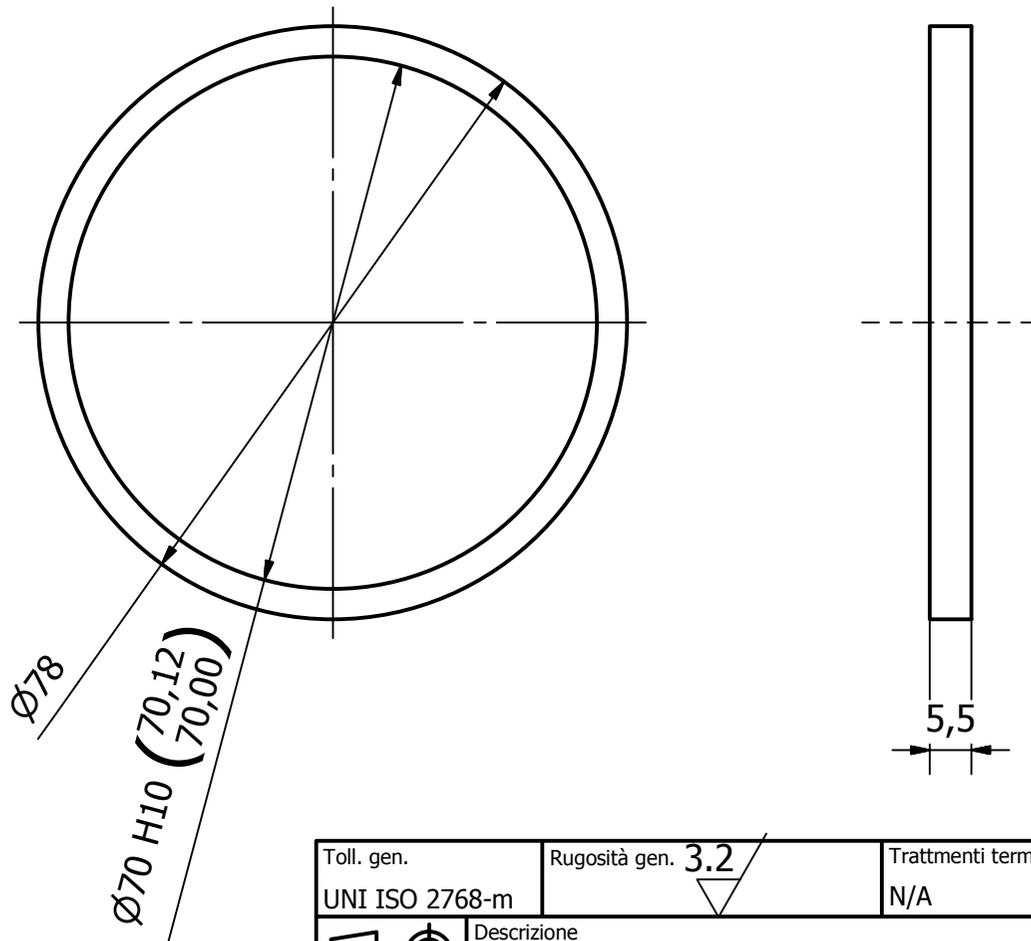
D
C
B
A



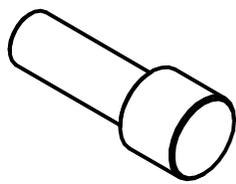
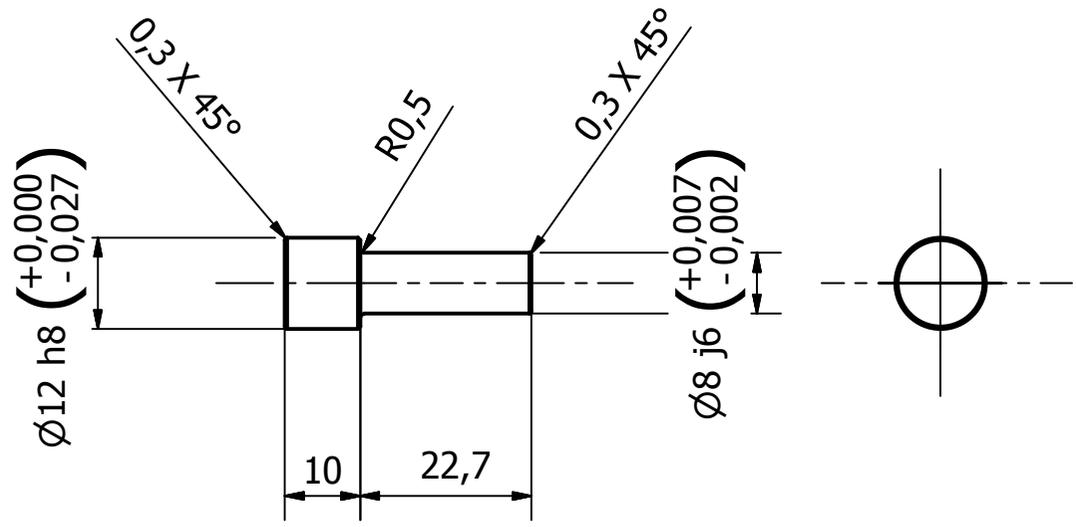
B-B (1 : 1)



Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. N/A	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati R7 0.5 x 45°
Descrizione Ruota fonica per r.p. denti a incollare			Nome file 7_ruota_fonica_abs.idw
Progetto DASH23K		Materiale ABS Plastic	
N° Pezzi 4	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0,051 kg	Scala 1:1
Data 06/01/2012		Foglio 1 / 1	



Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 3.2	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati 0.3 x 45°	
	Descrizione Distanziale serraggio precarico cuscinetti ruota		Nome file 7_spessore_mozzo.idw	
	Progetto DASH23K	Materiale Aluminum 6061	Numero disegno 7.101.002	
	N° Pezzi 4	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0,014 kg	Scala 1:1
			Data 06/01/2012	Foglio 1 / 1



Toll. gen. UNI ISO 2768-m	Rugosità gen. 1.6	Trattamenti termici N/A	Raccordi / Smussi non quotati R 0.5	
	Descrizione Trascinatore Ruota		Nome file 7_trascinatore.idw	
	Progetto DASH23K		Materiale Steel 25CrMo4	
	Numero disegno 7-102-005			
N° Pezzi 12	Progettato da Riccardo Vezzosi	Peso 0,018 kg	Scala 1:1	Data 06/01/2012
				Foglio 1 / 1

Bibliografia

- [1] SAE International, *2012 FSAE Rules*, -
<http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/>
- [2] Milliken (1995), *Race Car Vehicle Dynamics*, USA, ed. SAE International.
- [3] L. Baldassini (2010), *Vademecum per Disegnatori e Tecnici*, Milano, ed. Hoepli.
- [4] U. Soverini (2009), *Appunti di Controlli Automatici*, Università di Bologna.
- [5] M. Gobbi (2009), *Appunti di lezione: Costruzione di Macchine 1*, Politecnico di Milano.
- [6] A. De Paulis, E. Manfredi (2012), *Costruzione di Macchine*, Milano, Ed. Pearson.
- [7] Kiran Antony (2009), *Analysis of Passive Suspension System using MATLAB, Simulink and SimScape*, USA, Mathworks File Exchange.

Ringraziamenti

Ringrazio tutto il Team UniBo Motorsport ed in particolare gli ingegneri Giangolini e Giordani, con cui ho passato tutte le lunghe giornate nel box della Sala Borsa. I vecchi del team per i consigli ed Alberto per la cieca fiducia nel mio lavoro. Ringrazio l'ingegner Stanzani per la pazienza di quel giorno ad Ozzano nel guardare i miei disegni nel 2011 e per i commenti lusinghieri di Varano nel 2012. Ringrazio il professor Croccolo per i consigli e le delucidazioni utilissime durante la fase di progetto ed il professor Cavina per tutto il supporto tecnico ed economico dato al Team. Un ringraziamento va agli sponsor che hanno reso possibile veder realizzato il mio progetto, trasformandolo effettivamente da un'idea depositata nel computer ad un oggetto concreto. Infine ringrazio enormemente Rossella per i molti consigli e attenzioni e la mia famiglia per l'appoggio pressochè incondizionato.