

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Triennale in
INGEGNERIA MECCANICA

ANALISI E VERIFICA DI COMPONENTI STRUTTURALI DI
UNA BICI DA CORSA.
IL MANUBRIO

TUTOR UNIVERSITARIO:
Prof. Giovanni Meneghetti

LAUREANDO:
Matteo Sacchet

Anno Accademico 2021/2022

INDICE

SOMMARIO	5
CAPITOLO 1	7
Introduzione	7
1.1 Il manubrio della bici da corsa.....	7
1.2 Materiali costituenti il manubrio	9
1.2.1 La fibra di carbonio e compositi	9
1.2.2 Le leghe di alluminio 7075, 6061.....	16
CAPITOLO 2	23
Ergonomia ed aerodinamica	23
2.1 L'influenza delle vibrazioni sul materiale	23
2.1.1 Lo sviluppo di modelli per la valutazione delle vibrazioni.....	23
2.2 L'influenza dell'aerodinamica sul manubrio	27
2.2.1 Lo sviluppo del manubrio integrato	29
CAPITOLO 3	31
Valutazione dei carichi applicati, analisi e verifica secondo normativa ISO 4210-5:2014	31
3.1 Carichi applicati sul manubrio	31
3.2 Analisi e verifica statica del manubrio	33
3.2.1 Comportamento e definizione delle tensioni nelle leghe di alluminio	33
3.2.2 Comportamento e definizione delle tensioni nei compositi a fibra di carbonio	35
3.2.3 Verifica statica secondo normativa ISO 4210-5:2014	36
3.3 Analisi e verifica a fatica del manubrio	40
3.3.1 Comportamento a fatica della leghe in alluminio.....	40
3.3.2 Comportamento a fatica nei compositi in fibra di carbonio	43
3.3.3 Verifica a fatica secondo normativa ISO 4210-5:2014	44
CONCLUSIONI.....	47
BIBLIOGRAFIA.....	49

SOMMARIO

Con il seguente elaborato si propone di analizzare il manubrio della bicicletta da corsa e verificarne la resistenza secondo le direttive prescritte in normativa ISO 4210-5:21014. L'obiettivo è quello di comprendere a fondo tutti quei parametri che influenzano la costituzione del manubrio e quelli che ne alterano le proprietà una volta posto in esercizio.

In fase preliminare (CAPITOLO 1), dopo aver descritto brevemente forma e geometria del manubrio, si è effettuato lo studio relativo ai materiali che costituiscono questo elemento evidenziandone le proprietà dominanti. L'approfondimento riguarda principalmente i compositi epossidici rinforzati con fibre di carbonio e le leghe di alluminio. Per il primo costituente si evidenziano le differenze basilari che contraddistinguono il processo di produzione delle fibre con le relative ripercussioni sui valori caratteristici. Attraverso l'indagine di alcuni dati sperimentali, inoltre, si descrivono gli effetti comportamentali di alcuni compositi unidirezionali, in merito alle costanti elastiche. Nel caso delle leghe leggere, invece, dopo una prima caratterizzazione dell'alluminio, si chiariscono, secondo lo standard ASTM, le serie di appartenenza delle leghe 6061 e 7075, valutandone le caratteristiche meccaniche, in funzione delle percentuali quantitative e della tipologia di elementi presenti in ciascuna di esse. Si riportano anche alcuni accenni inerenti al processo di produzione del manubrio.

Nel capitolo successivo (CAPITOLO 2) si incentra la trattazione sull'ergonomia del manubrio. In particolare si analizzano alcuni dei modelli matematici più importanti, al fine di comprendere quanto le vibrazioni possano influenzare la scelta del materiale nella progettazione dello stesso. Gli schemi proposti stimano matematicamente un parametro puramente soggettivo come il comfort, basandosi sulla valutazione delle vibrazioni (*VIB*) in funzione di parametri fisicamente accettabili e di facile misurazione. Si descrivono, inoltre, le variabilità delle prove sperimentali nelle quali sono stati ottenuti i risultati in modo tale da poter analizzare lo studio coinvolgendo più fattori, approssimando in modo più affine alle condizioni reali di lavoro. In aggiunta viene indagata l'importanza che ha assunto la ricerca aerodinamica nella realizzazione di manubri di ultima generazione, grazie all'utilizzo di tecniche di fluidodinamica computazionale (*CFD* e *PIV*).

Nell'ultimo capitolo (CAPITOLO 3) si riportano alcune delle analisi utilizzate per la valutazione dei carichi a cui può risultare soggetto il manubrio durante la marcia. Gli studi considerano diverse modalità con cui gli sforzi possono essere applicati, in funzione delle possibili condizioni di pedalata. Si analizza, dunque, il comportamento assunto dalle tensioni, sia nelle leghe leggere sia nei compositi in fibra di carbonio, per comprendere la risposta relativa alla resistenza statica e a fatica qualora questi siano sottoposti a degli sforzi. Infine, a titolo esemplificativo, si svolge la verifica statica e a fatica di un manubrio *DEDA ZERO RHM* seguendo le indicazioni correnti, riportate nella normativa relativa ai requisiti di sicurezza (ISO 4210-5:2014).

CAPITOLO 1

Introduzione

1.1 Il manubrio della bici da corsa

Il manubrio della bicicletta è uno dei componenti cardine che compongono la stessa: esso offre l'appoggio alle mani del ciclista e ne permette la guida. Il manubrio da corsa assume una forma particolare definita "a corna d'ariete", la quale, nella parte bassa, presenta una curvatura all'indietro che ha lo scopo di conferire all'utilizzatore una maggiore stabilità nella zona inferiore dello stesso. Esistono molteplici forme e dimensioni disponibili in commercio in base alla filosofia costruttiva con la quale sono stati progettati, a seconda delle esigenze dei corridori in modo tale da migliorarne il confort e per trarne il massimo beneficio nelle varie fasi della corsa. A differenziare la piega manubrio è la forma, intesa come andamento della curva e delle misure delle diverse sezioni. Ecco alcune delle più importanti tipologie di curva manubrio:

- La curva a cassetta, meglio conosciuta come "belga" o "alla Merckx". La forma che la identifica è piuttosto squadrata, caratterizzata da una parte superiore dritta e da curve secche. La curvatura, laddove vengono installate le manopole di comando, segue una geometria regolare;
- La curva all'italiana dedicata a Gimondi è invece contraddistinta da forme più morbide e arcuate; infatti, la parte superiore presenta a pochi centimetri dal blocco del canotto un profilo conico;
- Le curve moderne sono invece costituite da sagome anatomiche, le quali permettono di massimizzare la superficie di appoggio grazie all'introduzione di materiali come la fibra di carbonio. Questa tipologia di materiale ha permesso di lavorare su forme completamente nuove, ottenendo notevoli riduzioni di peso. Ne sono una dimostrazione i manubri *wing*, definiti da configurazioni a goccia o alari. Un altro aspetto su cui si è lavorato molto riguarda gli angoli delle curve, infatti sono stati realizzati manubri compact ed è stato favorito l'avvicinamento delle leve di comando alle mani [1].

In questa trattazione si fa esclusivamente riferimento ai manubri compact in quanto sono maggiormente utilizzati a livello agonistico in ambito stradale. La geometria classica del manubrio da strada è caratterizzata da un pronunciato rigonfiamento oversize centrale con diametro di 31,7 mm [2], ma esistono ulteriori misure disponibili che arrivano fino ad un diametro di 35 mm, le quali permettono di avere per l'attacco manubrio una superficie più grande su cui poggiare e di utilizzare tubi con pareti più sottili senza nuocere alla rigidità.

Per quanto riguarda la geometria del manubrio esistono differenti forme a seconda dell'ergonomia ricercata da ogni atleta, che si distinguono in base alle misure di *reach* e *drop* (Fig 1.1).



Figura 1.1: Caratteristiche del manubrio [3].

In funzione delle possibili dimensioni di *reach* e *drop* esistono diverse configurazioni di manubri che permettono all'atleta di posizionare le mani in modo più agevole, in base alla propria struttura e alle proprie esigenze, ottenendo molteplici soluzioni dal punto di vista biomeccanico. La curva manubrio viene legata al canotto forcella tramite l'apposito attacco che, con l'avvento della configurazione *aheadset* (Fig. 1.2) per la serie sterzo, è stato ridimensionato ad un semplice stelo.

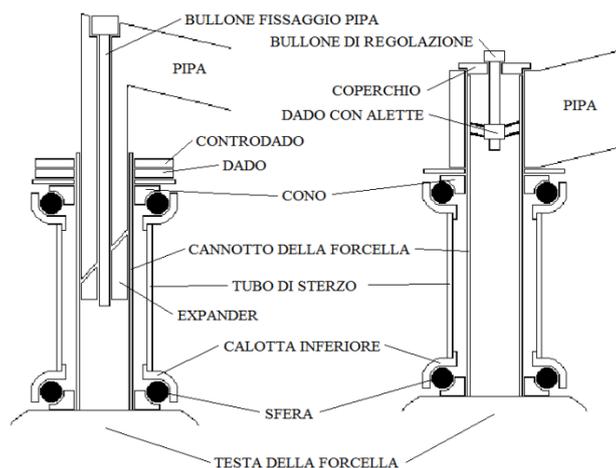


Figura 1.2: nella figura a sinistra si noti la configurazione tradizionale, la cui regolazione avviene tramite un dado ed un controdado; nella figura di destra quella *headset* la cui regolazione avviene tramite una chiave a brugola e grazie ad un tirante interno chiamato ragnetto [4].

Si può analizzare la sua geometria in due parti: quella anteriore costituita da una piastrina di chiusura solitamente tenuta da quattro viti (esistono anche modelli con sole due viti), e quella posteriore che viene bloccata al tubo forcella tramite soluzioni distinte in funzione dei materiali costituenti la serie sterzo, quali possono includere viti contrapposte o disassate, per evitare picchi di tensione e di conseguenza uniformare lo stato tensionale di trazione. Negli ultimi anni il continuo sviluppo nell'utilizzo di leghe di alluminio e di materiali compositi in fibra di carbonio ha permesso di progettare il manubrio approssimando la ricerca su un livello prettamente aerodinamico, sfruttando tecnologie come la galleria del vento. La forma del manubrio, infatti, sta assumendo geometrie sempre più particolari ed affusolate volte a "impostare" il corridore in determinate posizioni che risultino più efficienti, e al contempo mantengano un'elevata ergonomia. Le soluzioni approvate dall'UCI (*Union Cycliste Internationale*) prevedono manubri con la possibilità di integrare i cavi del cambio e dei freni, ed eventualmente, se la bicicletta presenta freni a disco, i tubi per il passaggio dell'olio. L'utilizzo della fibra di carbonio, come verrà descritto nel paragrafo 1.2, ha permesso di integrare alla curva l'attacco manubrio, creando così un elemento unico e molto robusto mantenendo sempre elevato lo standard di confort. Lo svantaggio che riscontra quest'ultima soluzione però è quello nell'assortimento delle misure, infatti esse devono comprendere sia la lunghezza dell'attacco sia la larghezza del manubrio per ogni pezzo [1]. Si riportano in Figura 1.3 le due possibili configurazioni di manubrio sopracitate.



Figura 1.3: a sinistra è raffigurata una curva manubrio con relativo attacco, a destra invece un manubrio integrato. Si noti che entrambi prevedono l'integrazione per il passaggio dei cavi [5].

1.2 Materiali costituenti il manubrio

1.2.1 La fibra di carbonio e compositi

Il materiale che negli ultimi anni ha caratterizzato la realizzazione dei manubri è sicuramente la fibra di carbonio: essa è andata a prevalere sulle leghe leggere di alluminio grazie alle elevate caratteristiche meccaniche di cui dispone. Un'ulteriore soluzione che si sta affermando sono i materiali compositi come le resine epossidiche rinforzate con la fibra di carbonio.

Per fibra di carbonio si intende un polimero di atomi di carbonio strutturato in forma grafitica con un diametro compreso tra i 5 e 15 μm [6]. La struttura grafitica è costituita da piani di carbonio grafitico composti da esagoni che sono legati tramite legami covalenti. In tali direzioni la struttura presenta un modulo elastico maggiore rispetto alle direzioni trasversali (legami tra atomi di diversi piani) e ciò accade perché, in questo verso, i legami di Van Der Waals sono più deboli. È evidente l'anisotropia del cristallo, in funzione della quale la resistenza meccanica possa variare a seconda della direzione presa come riferimento. Nelle direzioni di orientamento dei filamenti, infatti, si avrà un'elevata rigidità, ma un modulo di elasticità piccolo. Ciò comporta uno svantaggio in termini di resistenza all'urto che resta di natura fragile, e può essere migliorato solo tramite tecniche di lavorazione specifiche o tramite l'elaborazione di sistemi ibridi contenenti, ad esempio fibre vetrose o fibre aramidiche, (proficue nell'assorbimento di parte dell'energia causata da un impatto). Ulteriori caratteristiche da sottolineare, sono un'eccellente resistenza alla fatica ed un'ottima capacità di attenuamento delle vibrazioni, requisito fondamentale affinché un manubrio di una bicicletta da strada risulti ergonomico, un'elevata conducibilità termica ed elettrica, ed infine una buona inerzia chimica (eccetto che per l'ossidazione). Il raggiungimento di una perfetta struttura cristallina, come appena descritto, non è possibile tramite la sintesi di questo materiale, pertanto le proprietà risulteranno più basse di quelle ideali. L'orientamento del cristallo viene corretto successivamente tramite processi produttivi che verranno analizzati nei paragrafi successivi.

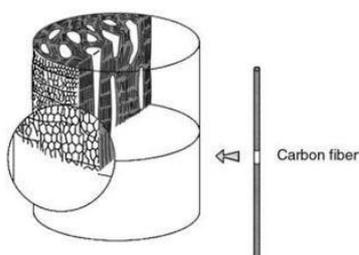


Figura 1.4: Sezione della struttura di una fibra di carbonio [7].

In base alle materie prime di partenza e dal processo di sintesi che subiscono, si possono ottenere dei filamenti sintetici più o meno lunghi. Sostanzialmente, se il processo riguarda la modifica di fibre organiche, in particolare la polimerizzazione dell'acrilonitrile (composto chimico di formula $\text{CH}=\text{CHCN}$, si presenta come un liquido incolore dall'odore pungente, spesso con colorazione giallina a causa della presenza di impurità. È un importante monomero utilizzato nella sintesi di materie plastiche. La sua struttura consiste in un gruppo vinilico $\text{CH}_2\text{CH}-$ legato ad un nitrile $-\text{CN}$ [6]), si ottiene la fibra di poliacrilonitrile (PAN) che è un polimero atattico lineare. Altrimenti, possono essere utilizzati dei residui della distillazione del petrolio o del catrame dai quali si ricava la pece (PITCH). In realtà, esiste un'ulteriore materia prima prodotta tramite un processo di filatura della cellulosa, chiamato rayon, che non rientra però nei materiali utilizzati in ambito sportivo, in particolare nel ciclismo su strada.

Il processo produttivo della fibra di carbonio generata dalla fibra di poliacrilonitrile (ottenuta tramite un procedimento di filatura a secco, a umido e per fusione in sequenza), si divide in tre fasi principali:

il riscaldamento, l'ossidazione e la carbonizzazione. Nella prima la temperatura viene portata fino a 300-400 °C comportando la rottura del legame trivalente tra azoto e carbonio e formando una composizione ciclica denominata tetraidropirina. Nell'ossidazione poi, la temperatura viene fatta salire fino a 700 °C permettendo la liberazione di atomi di idrogeno in forma gassosa e facendo diventare aromatici gli anelli che si erano formati precedentemente. La terza ed ultima fase invece, è composta da due stadi entrambi svolti in atmosfera inerte. Il primo a temperatura tra i 400 e i 600 °C, serve per ottenere un polimero a nastro composto da tre catene di anelli aromatici con alle estremità atomi di azoto, mediante fusione delle catene aromatiche dovuta all'espulsione di atomi di idrogeno. Nel secondo stadio si porta la temperatura fino a 1300 °C per espellere gli atomi di azoto permettendo la fusione laterale dei polimeri formando nastri più larghi. Si ottengono così polimeri aventi una struttura grafica quasi pura e regolare lungo tutta la fibra. Si noti in figura 1.5 il processo di formazione nelle differenti fasi.

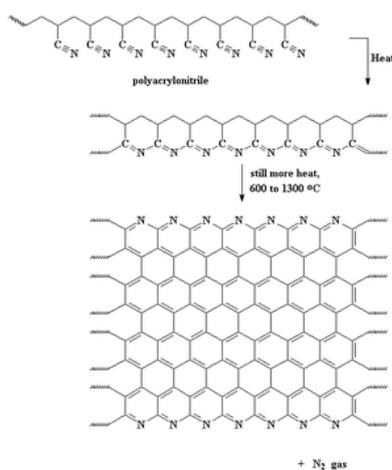


Figura 1.5: Processo di sintesi della fibra di carbonio da PAN [8].

La fibra di carbonio segue poi una grafittizzazione, ovvero un processo che avviene tra i 2000-3000°C, utile al miglioramento delle caratteristiche meccaniche. Tuttavia queste peculiarità dipendono dalla disposizione dei nastri lungo la fibra, anche se alle volte presentano delle grosse disorientazioni cristalline. In base ai parametri di processo con cui viene sintetizzata la fibra, si possono ottenere differenti strutture chimiche nel passaggio dallo stato amorfo a quello della grafite cristallina. La temperatura rappresenta un parametro cardine per la realizzazione di fibre con determinate caratteristiche finali: infatti nel processo di carbonizzazione, a seconda della temperatura di processo si potrà ottenere una fibra con valori di modulo di elasticità e di resistenza a rottura variabili a seconda dell'esigenza come riportato in figura 1.6.

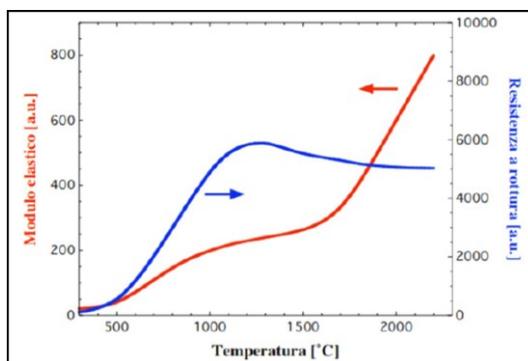


Figura 1.6: Rappresentazione grafica dell'andamento del modulo elastico (rosso) e della resistenza a rottura (blu) in funzione della temperatura [9].

Le fibre così ottenute vengono identificate secondo sigle differenti:

- SM (Standard Modulus), avente modulo elastico minore di 250 GPa anche detto HS (Highstrength/Highstrain);
- IM (Intermediate Modulus), avente modulo elastico minore di 320 GPa;
- HM (High Modulus), avente modulo elastico minore 440 GPa;
- UHM (Ultra High Modulus), avente modulo elastico maggiore di 440 GPa [6].

Per quanto concerne la realizzazione dei manubri le più utilizzate sono le fibre ad alto e ad altissimo modulo (HM, UHM). Le prime, come si nota in Tabella 1.1 presentano un valore di modulo elastico minore, ma possiedono una resistenza a trazione maggiore rispetto alle UHM, le quali vengono spesso impiegate con un apporto di resine epossidiche.

		HS	HM	UHM	Acciaio comune FeB 44K
Densità	Kg/m ³	1800	1850	2100	7850
Modulo Elastico E	GPa	230	400	700	210
Resistenza meccanica a trazione	MPa	5000	3000	1500	540
Deformazione a rottura	%	2.0	0.9	0.3	20
Resistenza specifica	MPa/kg	2.78	1.62	0.71	0.07

Tabella 1.1: Proprietà delle diverse fibre di carbonio confrontate con un acciaio comune [10].

Il secondo processo produttivo riguarda la sintesi a partire da residui catramosi. A differenza della sintesi da PAN, in questa non è richiesta la fase di distensione dei filamenti ed è contraddistinta da fasi di lavorazioni più brevi. Il composto di partenza è formato da migliaia di idrocarburi aromatici che tra i 50 e i 300 °C (temperatura di rammollimento) si presentano come sistema. Il trattamento termico che subisce in questo caso la materia prima ha lo scopo di dare origine ad una mesofase pitch. Attualmente, si possono sfruttare due tecniche differenti a seconda del peso molecolare e di concentrazione delle catene alifatiche che si vogliono ottenere: la polimerizzazione termica oppure la polimerizzazione tramite l'estrazione con utilizzo di solventi. La termopolimerizzazione consiste nel portare in agitazione gli idrocarburi per circa 40 ore ad una temperatura di 400 - 410 °C, producendo così un'emulsione di pece, in parte mesofasica e in parte isotropica, per facilitare il processo di estrusione. In questo modo si possono ottenere sostanze maggiormente ricche di catene alifatiche e caratterizzate da strutture più aperte, oppure composti altamente aromatici, a seconda che la materia prima sia rispettivamente petrolio o catrame. L'impiego di solventi come benzene o toluene produce, invece, una pece con pesi molecolari più elevati ma strutturalmente disordinata. Inoltre i tempi di processo sono notevolmente ridotti a pochi minuti (circa 10) e le temperature a cui avviene la trasformazione vanno dai 230 °C ai 400 °C. Entrambi i processi contribuiscono alla riduzione di viscosità del composto mesofasico, che si attesta intorno ai 200 Pa·s mentre i pesi molecolari variano da 800 a 1200. A differenza della sintesi da PAN, la pece mesofasica, prima della carbonizzazione, deve subire un processo di stabilizzazione con lo scopo di reticolare le fibre in modo tale da rendere minima la perdita del componente carbonioso in seguito all'estrusione. La velocità con cui avviene questo processo ossidativo dipende da vari fattori quali: la struttura molecolare di partenza del composto mesofasico, la concentrazione di idrogeno e in particolare della temperatura. Nello stadio conclusivo di carbonizzazione vengono eliminati gli elementi non carboniosi ancora presenti nel composto sotto forma gassosa grazie alle elevate temperature (che possono variare in un range di 1500- 3000 °C). Le fibre così ottenute presentano differenti microstrutture: le più comuni sono quella radiale e quella stratificata, ma tramite un processo di dispersione durante l'estrusione si può ottenere anche una tessitura random come raffigurato in figura 1.7.

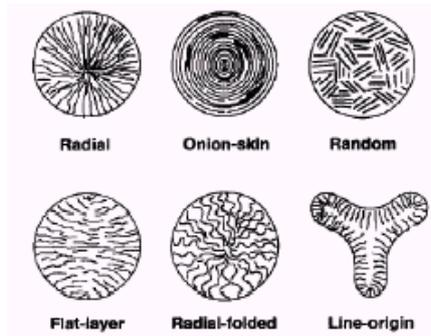


Figura 1.1

Figura 1.7: Rappresentazione delle diverse sezioni trasversali delle fibre di carbonio da PITCH [6].

Per comprendere meglio la scelta d'impiego di queste due tipologie di fibre è ora necessario analizzare quali proprietà le contraddistinguono. Le fibre ottenute tramite la modificazione organica (PAN) possiedono una microstruttura cristallina, caratterizzata dall' avere i piani dislocati lateralmente, con i fogli atomici legati casualmente o eventualmente ripiegati l'uno sull' altro, e per questo vengono definite come turbostatiche. Grazie alla loro conformazione queste fibre offrono una maggiore tenacità e una resistenza a rottura migliore delle fibre da pece, che invece, a causa della struttura grafittica, sono dotate di un modulo di Young più grande. Come descritto precedentemente i parametri di processo decretano le proprietà finali della fibra ma per ambedue le soluzioni un miglioramento della resistenza a rottura comporta una diminuzione del modulo di elasticità e viceversa. In tabella 1.2 vengono riassunte le principali caratteristiche delle due fibre, mentre in figura 1.8 si può notare il grafico in cui sono riportati i campi di tensione in funzione del modulo elastico.

CARATTERISTICA	PAN	PITCH
Tenacità [GPa]	1,8-7,0	1,4-3,0
Modulo Elastico [GPa]	230-540	140-820
Allungamento a rottura [%]	0,4-2,4	0,2-1,3
Densità [g/cm ³]	1,75-1,95	2,0-2,2

Tabella 1.2: Confronto tra caratteristiche meccaniche tra fibre da PAN e fibre da PITCH.

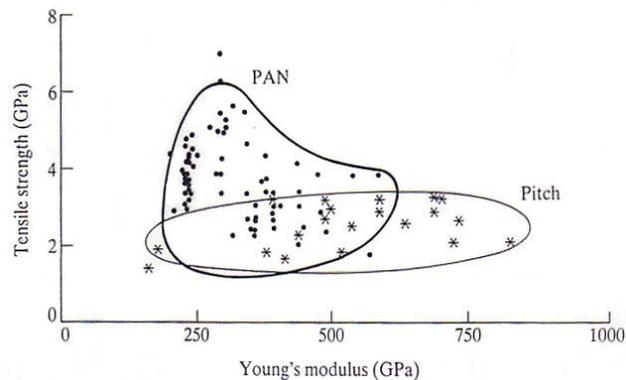


Figura 1.8: Diagramma rappresentativo della tensione in funzione del modulo elastico per le due tipologie di fibre da PAN e da PITCH [7].

Nella realizzazione dei manubri non si utilizzano come unico materiale le fibre di carbonio appena descritte, bensì queste vengono utilizzate come rinforzo per resine o altre tipologie di materiali andando poi a formare i vari compositi. Nello specifico, un materiale composito altro non è che un materiale ottenuto dalla combinazione di più componenti, in modo tale da garantire al prodotto finale molteplici proprietà, ciascuna delle quali derivanti dai singoli elementi utilizzati. Questi materiali sono facilmente riconoscibili grazie alla loro disomogeneità che identifica le diverse fasi da cui sono costituiti: la matrice, che definisce il volume e la forma del composito finale, costituisce la fase continua, mentre il rinforzo serve per garantire le proprietà meccaniche di rigidità e resistenza ed a causa della propria disposizione, più o meno omogenea, funge da fase discontinua. Risulta inoltre necessario sottolineare l'importanza che assume l'interfaccia che si crea tra le due fasi, in quanto influenza il comportamento finale, in particolar modo quando vengono applicati dei leganti per rafforzarne il legame. Nella progettazione meccanica risulta dunque fondamentale realizzare compositi tali da avere proprietà fisico-meccaniche migliori e differenti rispetto alle fasi che li compongono. Per ottenere questi materiali il rinforzo può essere aggiunto alla matrice secondo modalità differenti (le quali consentono di ricavare compositi fibro-rinforzati), oppure può essere disperso in forma di particelle.

Nel seguente paragrafo analizzeremo esclusivamente i compositi rinforzati con fibre di carbonio, in particolare laminati a matrice polimerica, poiché sono gli unici attualmente utilizzati in ambito ciclistico per la produzione di manubri. Per quanto concerne i compositi a matrice polimerica (CFRP), la fibra di carbonio utilizzata viene legata ad una resina epossidica, in quanto è dotata di elevate caratteristiche meccaniche e soprattutto possiede capacità adesive eccellenti nei confronti delle fibre stesse. Le matrici epossidiche sono costituite da una reticolazione di gruppi epossidici legati tra loro grazie alla presenza di diammine, formando così un prepolimero (Figura 1.9).

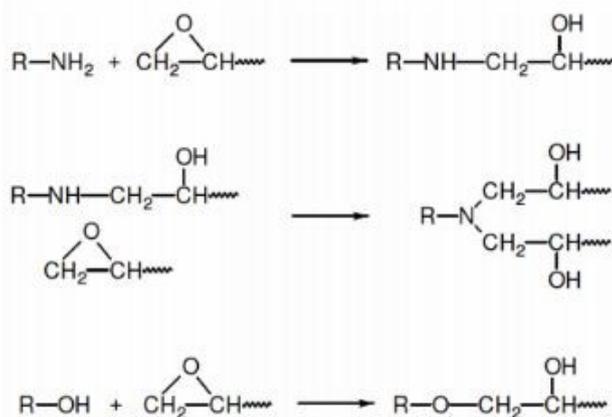


Figura 1.9: Schema di reticolazione della resina epossidica con un'ammina [11].

La realizzazione di questi compositi inizia con la lavorazione delle fibre, volta ad ottenere dei fogli unidirezionali o biassiali (nel caso specifico delle biciclette), o in generale a realizzare trame differenti, a seconda del metodo con cui vengono intrecciate le fibre stesse. La realizzazione del prodotto finale può avvenire secondo modi differenti. Un primo metodo consiste in un'operazione manuale nella quale i fogli vengono prima inseriti nello stampo e poi cosparsi uniformemente con della resina, lo stampo viene infornato affinché la resina possa reticolare ed ottenere così il manufatto. Questo procedimento risulta molto accurato e preciso ma, a causa dell'elevato costo, spesso viene distorto attuando delle varianti che prevedono o l'iniezione della resina in pressione attraverso un'intercapedine appositamente progettata per il pezzo da produrre (*Resin Transfer Moulding*) oppure sotto vuoto. Entrambi i processi prevedono la reticolazione a temperatura ambiente. Un ulteriore metodologia è quella che prevede l'utilizzo di fogli pre-impregnati. In questo caso, vi è un primo passaggio in cui i tessuti vengono prima impregnati di resina e cosparsi con una patina apposita per impedire loro di incollarsi nell'avvolgimento, e un secondo momento nel quale si fa iniziare la reticolazione, ma non la si completa, grazie ad un lieve riscaldamento. Dopodiché il processo per la realizzazione del prodotto, a differenza di quelli menzionati precedentemente, prevede un ciclo di cura in cui vengono determinate le proprietà finali richieste del manufatto, grazie

ad un agente reticolante, chiamato anche indurente, che porta alla solidificazione della matrice con determinate temperature e pressioni. La scelta di questi parametri di processo è di fondamentale importanza in quanto permette di eliminare eventuali vuoti e rendere più omogenea la distribuzione della resina. Il fatto che questo procedimento avvenga sotto vuoto, inoltre, consente una liberazione di bolle e solventi quando la viscosità della matrice è ancora bassa.

I compositi fibro-rinforzati sono così costituiti dalla sovrapposizione di diverse lamine ottenute dai processi appena descritti. Vengono suddivisi in due categorie a seconda della lunghezza della fibra utilizzata: se hanno una lunghezza che arriva sino a 8 cm circa allora si è in presenza di fibre corte, altrimenti si parla di fibre lunghe qualora la lunghezza sia comparabile a quella del prodotto. A causa della minore lunghezza, l'utilizzo delle fibre corte viene spesso accostato a soluzioni con una distribuzione casuale, differentemente dalle fibre lunghe il cui impiego vede disposizioni orientate secondo una o più direzioni a seconda delle caratteristiche meccaniche che si vogliono raggiungere. La disposizione più utilizzata è quella unidirezionale (UD), caratterizzata dall'aver tutte le fibre disposte nello stesso verso rendendo il composito molto resistente allo sforzo se orientato nella medesima direzione ed un valore di resistenza minimo nella direzione perpendicolare, in quanto la totalità della tensione viene sostenuta dalla sola matrice, annullando la reazione delle fibre. È stato dimostrato [12] come la caratterizzazione della configurazione unidirezionale sia vicina ai valori stimati in fase di progettazione, nel caso specifico negli sforzi di trazione, oggetto dello studio sperimentale, come si può osservare in tabella 1.3 per i compositi UD200 e UD300.

TABELLA RIEPILOGATIVA MATERIALI ANALIZZATI				
Materiale	E ₁ (GPa)	E ₂ (GPa)	ν ₁₂	G ₁₂ (GPa)
CC 160 3K	33,04	33,04	0,07	3,25
CC 160 3K S	42,4	42,4	0,00	3,75
CC120 1K	43,94	43,94	-0,61	3,75
VEIRO	17,98	17,98	0,31	3,99
UD200	121,57	8,65	0,28	2,98
UD300	206,98	5,28	0,11	4,43

Tabella 1.3: Valori sperimentali del modulo di Young e del coefficiente di Poisson ottenuti [12].

Nel caso di quella unidirezionale è evidente notare il comportamento anisotropo che assume il composito, pertanto è doveroso prevedere in fase progettuale lo stato tensionale del prodotto finito in modo tale da disporre le fibre nella direzione in cui si svilupperà la massima tensione. Spesso, infatti, per avvicinarsi ad un comportamento isotropo si ricorre all'utilizzo di laminati, la cui realizzazione prevede la sovrapposizione di strati di materiale ognuno con orientazioni delle fibre differenti. Si è notato però, che questa soluzione ha portato a manifestare fenomeni di rottura locale negli strati superficiali qualora la direzione del carico risultasse ortogonale a quella delle fibre. Pertanto in taluni casi si preferisce adottare quella che viene chiamata discontinuous-fiber-reinforced composite, ovvero l'impiego di compositi rinforzati con fibre corte disposte a random. Per una migliore comprensione è riportata l'analisi del comportamento di una lamina con fibre unidirezionali alla quale vi è applicato uno sforzo in direzione parallela alle stesse. Per comprendere in modo più efficace questo comportamento si può analizzare il caso di un sistema costituito da una lamina con fibre unidirezionali e un carico applicato alla struttura nella stessa direzione delle fibre. Sia definito il modulo elastico E₁ del composto lungo la direzione delle fibre come:

$$E_1 = \varphi_f E_f + (1 - \varphi_f) E_m \quad (1.1)$$

con φ_f che è la frazione delle fibre presenti, E_f è il modulo elastico delle fibre e E_m è il modulo elastico della matrice. Il modulo quindi è dato dalla media ponderata dei moduli di fibra e matrice. Poiché E_f >> E_m, l'equazione si può approssimare a:

$$E_1 \approx \varphi_f E_f \quad (1.2)$$

Secondo la relazione così formulata, il modulo E₁ quindi è direttamente proporzionale al contenuto di fibra. Nella direzione perpendicolare, il modulo E₂ può essere calcolato mediante l'equazione 1.3:

$$E_2 = \frac{E_f E_m}{\varphi_f E_m + (1 - \varphi_f) E_f} \quad (1.3)$$

considerando sempre che $E_f \gg E_m$, si ottiene la formula approssimata (1.4):

$$E_2 = \frac{E_m}{(1 - \varphi_f)} \quad (1.5)$$

Quindi si può dedurre che il modulo elastico nella direzione perpendicolare viene incrementato rispetto a quello della matrice solo se le fibre sono presenti in elevata quantità [13]. Nel grafico di figura 1.10 si possono osservare gli andamenti dei due moduli elastici notando che le caratteristiche meccaniche del laminato risultino notevolmente inferiori nel caso della direzione perpendicolare (modulo E_2) rispetto a quella parallela (modulo E_1).

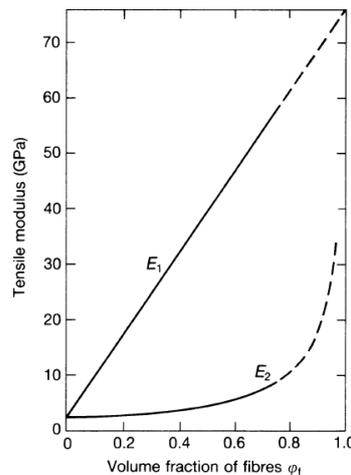


Figura 1.10: Evoluzione dei moduli elastici E_1 ed E_2 in funzione della frazione di fibre φ_f [13].

Oltre alla configurazione unidirezionale esistono ulteriori configurazioni, che vengono elencate di seguito per completezza: angle-ply, simmetriche, bilanciate e in infine quelle quasi isotrope. Tutte queste vengono sfruttate in ambiti differenti dal contesto analizzato e pertanto non vengono prese in considerazione per il proseguimento della trattazione.

In ambito ciclistico i materiali compositi in fibra di carbonio, a livello tecnologico, sono sicuramente lo strumento più adatto grazie alle loro proprietà che li rendono performanti. A causa della loro composizione strutturale possono subire rotture di schianto dovute all'invecchiamento ed al degrado. Il fatto che ciò possa succedere va ricercato nei difetti che possono insorgere negli elementi cardine che compongono un composito, infatti fibre, matrici e interfaccia sono soggette a queste eventualità sia durante la loro produzione e in successive lavorazioni meccaniche sia durante la vita in uso del componente. Tra i difetti che più facilmente si possono riscontrare sono quantità eccessive di resina, presenza di inclusioni tra lamine oppure presenza di vuoti che aumentano il livello di porosità peggiorando inevitabilmente le qualità del composito prodotto. Lo sviluppo di microcricche nella matrice è una delle cause principali del fenomeno di delaminazione rappresentando il punto di partenza per l'accrescimento di cricche durante i cicli di carico e oltre a ciò può facilitare l'ingresso di acqua o umidità all'interno del composito implicando un ulteriore degrado delle proprietà meccaniche [14]. A causa di questi fattori, la struttura reticolare del composito si modifica, portando ad un repentino invecchiamento che può provocare rotture di schianto senza alcuna deformazione che ne dia preavviso. Sicuramente la rottura che avviene più frequentemente riguarda quella causata dall'impatto, in quanto l'elevata energia che si sviluppa localmente nel punto di contatto provoca un'istantanea rottura degli anelli che legano le catene portando al collasso la struttura molecolare. La presenza di eventuali microfori individua i siti di maggiore interesse per lo sviluppo di cricche in quanto sono sede di massime tensioni. La propagazione della cricca vede, infatti, una prima deformazione elastica per entrambe le fasi eterogenee dopodiché, all'aumentare degli sforzi la

matrice per prima, avendo proprietà inferiori rispetto al rinforzo, e di conseguenza il rinforzo stesso deformano plasticamente fino a rottura della matrice. Da studi si evince che le crepe non si muovono attraverso le fibre di carbonio, ma si estendono nell'interfaccia fibra-matrice o in zone ricche di matrice [15], poiché lo strato fibroso possiede proprietà meccaniche molto elevate rispetto alla zona tra le due fasi eterogenee come si può osservare in figura 1.11.

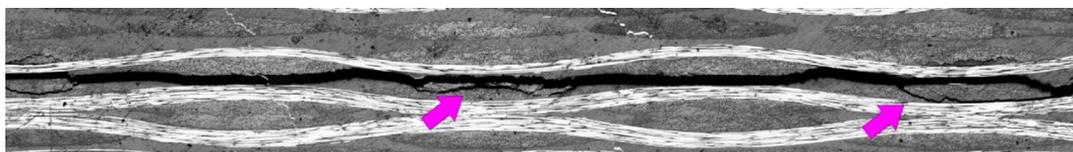


Figura 1.11: Vista al microscopio della propagazione pressoché lineare (deviazioni indicate con le frecce), della cricca nell'interfaccia [15].

Un altro problema che si riscontra nei manubri è l'effetto causato dall'irraggiamento dovuto ai raggi UV, in quanto l'esposizione prolungata provoca una modifica a livello molecolare indebolendo i legami tra matrice e rinforzo e di conseguenza riducendo la resistenza del componente. Per sopperire a questo problema si utilizzano vernici appositamente studiate in modo tale da non permettere un assorbimento eccessivo. L'utilizzo, dunque, della fibra di carbonio nei compositi risulta un ottimo strumento nella realizzazione dei manubri per biciclette sfruttandone la leggerezza e l'elevate proprietà meccaniche.

1.2.2 Le leghe di alluminio 7075, 6061

Prima che fosse introdotto l'utilizzo della fibra di carbonio, l'alluminio rappresentava l'unico materiale con cui si costruivano i manubri. Bisogna precisare però, che non si fa riferimento al materiale puro, bensì alle sue leghe. Ma per comprendere al meglio le loro caratteristiche è necessario osservare le peculiarità di questo elemento. L'alluminio primario viene prodotto da una serie di lavorazioni incentrate sull'elettrolisi. Per ottenerlo bisogna passare attraverso diverse fasi: in primo luogo si ha la purificazione del materiale di partenza, la bauxite ($Al_2O_3 \cdot H_2O$), tramite differenti passaggi, quali: la frantumazione, la bollitura, il filtraggio ed infine l'essiccazione. Dopodiché si passa alla fusione mediante elettrolisi in bagni fusi, composti da una miscela di allumina e di criolite (Na_3AlF_6), in modo tale da produrre l'alluminio che viene infine colato per formare i lingotti e billette. Quest'ultime subiscono poi un processo di estrusione volto a formare i tubi che costituiscono il semilavorato da cui si parte per produrre il manubrio vero e proprio. L'alluminio, ottenuto dall'ossido di idrato, la cui forma si trova in natura, presenta una configurazione cristallina cubica a facce centrate (CFC), che lo rende molto leggero e soprattutto duttile e malleabile. Ciò che lo caratterizza è la passivazione: un fenomeno di natura elettrochimica consistente nella formazione di un sottile film protettivo che può rallentare o impedirne completamente la reazione di corrosione. Questa risulta fondamentale in quanto permette una maggiore protezione qualora la lega fosse utilizzata in ambienti aperti che porterebbero alla sua corrosione (causata per lo più dall'ossidazione). Nonostante ciò, lo stato di purezza del metallo stesso resta comunque alla base di tutte queste osservazioni. Le sue caratteristiche fisiche sono [16]:

- Densità 2.7 g/cm³
- Punto di fusione 660 °C
- Punto di ebollizione 2327 °C
- Calore specifico 0.22cal/g
- Calore latente di fusione 92.4 cal/g
- Coefficiente di dilatazione 24×10^{-6} °C
- Conduttività elettrica $2.68 \mu \Omega \text{ cm}$ (~ 62% di quella del rame)
- Conduttività termica 0.53cal/(cm sec °C)
- Potenziale normale di elettrodo -1.7 Volt
- Equivalente elettrochimico 2980 Amp h/g

Limitatamente ad un ambito ingegneristico, l'alluminio è apprezzato per alcune proprietà che ne permettono un vasto utilizzo. Oltre all'eccellente rapporto resistenza/peso, una su tutte riguarda la capacità di non infragilirsi in ambienti con temperature basse, in quanto non presenta la temperatura di transizione. Inoltre, a differenza degli acciai, possiede un modulo elastico tre volte inferiore, compreso tra 60/70 GPa, che può aumentare solo leggermente raggiungendo valori elevati anche nell'eventualità di leghe trattate termicamente (dopo ricottura possiede una resistenza a trazione di circa 7 kg/mm², con un allungamento del 55% ed un limite di snervamento pari a 2 kg/mm²). Per questa ragione appunto, gli elementi alliganti non raggiungono mai percentuali grandi nella composizione di leghe. Nonostante una facile deformabilità, fresabilità (che facilita le lavorazioni durante i processi di fabbricazione) e ad una ottima riciclabilità, l'alluminio e le sue leghe presentano alcuni limiti a cui prestare attenzione. A causa della bassa temperatura di fusione soffrono di poca resistenza al creep e di un degrado delle caratteristiche meccaniche già alla temperatura di 200 °C e, per di più, non presentano limite a fatica. Un ulteriore difetto da evidenziare è la scarsa saldabilità (che riguarda maggiormente i telai di biciclette e non i manubri), determinata in primo luogo dall'aumento di temperatura in zone molto distanti dal bagno di fusione che porta ad un'inevitabile allargamento della zona termicamente alterata (ZTA), e successivamente, dalla propensione delle leghe a ricoprirsi di uno strato di ossido che contrasta la saldatura aumentandone il punto di fusione. In riferimento a tutte queste caratteristiche si fa presente che sono riferite al materiale puro e non alle leghe utilizzate nella pratica produttiva dei manubri.

Le leghe a cui si fa riferimento per i manubri delle biciclette da corsa sono in particolare due: la 7075 e la 6061. Le leghe vengono classificate secondo lo standard ASTM (*American Society for Testing and Materials*), accettato dal comitato europeo di normazione (CEN), a seconda della lavorazione per cui vengono utilizzate. Per quanto riguarda la lavorazione plastica esse vengono classificate attraverso una numerazione a quattro cifre (la prima indica materiale in maggior presenza, la seconda definisce le eventuali varianti della composizione originaria, mentre le ultime due suggeriscono il grado di purezza dell'alluminio), seguite da una lettera che ne identifica il trattamento termico subito (F, H, O, W, rispettivamente stato grezzo, incrudito per deformazione a freddo, ricotto, solubilizzato, e T3, T6 indicano nel primo caso una solubilizzazione a caldo, lavorato a freddo ed invecchiato naturalmente, mentre nel secondo solubilizzato, temprato ed invecchiato artificialmente). Per le leghe da fonderia invece la designazione è caratterizzata da 4 o 5 cifre, di cui una è una cifra decimale che può essere .0 (se si tratta di leghe per getti) oppure .1 per lingotti [17]. Un esempio generico di questa classificazione è riportato di seguito in tabella 1.4.

Aluminium Alloy Designation System (CEN)

	Major alloying element	Atoms in solution	Work hardening	Precipitation hardening	
WROUGHT ALLOYS*)	1XXX	None (min. 99.00% Al)		X	Non-heat treatable alloys
	3XXX	Mn	X	X	
	4XXX	Si	X	X	
	5XXX	Mg	X	X	
	2XXX	Cu	X	(X)	
	6XXX	Mg + Si	X	(X)	
	7XXX	Zn	X	(X)	
	8XXX	Other	X	(X)	
	EN AW-				

CASTING ALLOYS*)	1XXX0	None (min. 99.00% Al)			*) letters preceding the alloy numbers have the following meaning EN = European Standard A = Aluminium B = Ingot C = Cast Alloy M = Master Alloy W = Wrought Alloy	
	2XXX0	Cu				
	4XXX0	Si				
	EN AB-	5XXX0	Mg			
	EN AC-	7XXX0	Zn			
	EN AM-	8XXX0	Sn			
	9XXX0	Master Alloys				

Tabella 1.4: Sistema di designazione CEN secondo normative EN 573 ed EN 1780 [17].

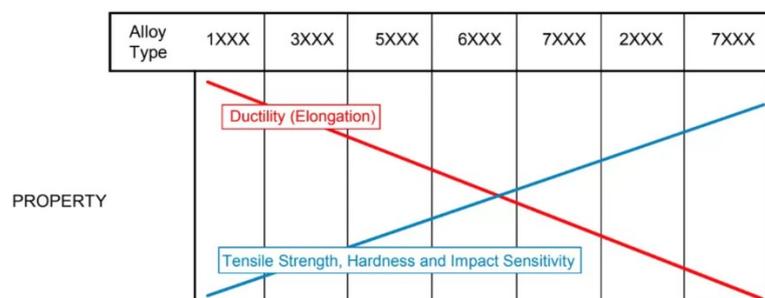
La lega 6XXX di cui fa parte la 6061 è tra le più comuni, in quanto combina ottime proprietà ed è caratterizzata dall'aver come elementi leganti il magnesio ed il silicio. Quest'ultimo non altera particolarmente la resistenza alla corrosione né la duttilità, bensì, all'aumentare del suo quantitativo percentuale nella lega, lo stesso produce un significativo miglioramento della durezza. Grazie al legame che viene a formarsi tra alluminio e silicio (Al-Si) non si vengono a creare composti intermetallici poiché quest'ultimo precipitando nella matrice mantiene la durezza delle proprie

particelle conferendo al composto anche una buona e discreta durezza all'usura. Il magnesio che si trova in tenore percentuale lievemente maggiore del Si, infonde alla lega molteplici peculiarità, quali una miglior resistenza alla corrosione, duttilità e lavorabilità. Ciò che caratterizza il magnesio è una forte disposizione a fondersi nell'alluminio, ma, nella lega in questione, il tenore rimane inferiore comunque al 7% poiché durante il processo di fusione della stessa, l'eventuale eccesso provoca una maggiore propensione all'ossidazione e alla conseguente possibilità di incorporare impurità. Si possono comunque raggiungere livelli di durezza elevati, grazie a lavorazioni a freddo permesse dalla conservazione della duttilità del magnesio anche in piccole percentuali. Le ridotte quantità di magnesio, nelle leghe in cui è presente il silicio, permettono la formazione di Mg_2Si che comporta un miglioramento della resistenza meccanica della lega stessa. Le caratteristiche meccaniche di questa sono intermedie, ma se vengono sottoposte a trattamenti termici sviluppano un peggioramento che le rende qualitativamente inferiori alle leghe della serie 2XXX (il cui legante principale è il rame). A differenza della lega 6061, la 7075, comunemente commercializzata con in nome *ERGAL*, appartiene alla serie 7XXX e possiede caratteristiche meccaniche molto più elevate. In particolare gode di una elevata resistenza meccanica alla trazione. Nella fattispecie l'elemento alligante principale è lo zinco che, non solo favorisce l'aumento della resistenza, ma aumenta anche la durezza e l'autotemperabilità, a discapito di un sensibile peggioramento alla corrosione. Il terzo costituente di questa lega è il rame (Cu), dal quale deriva un netto miglioramento della resistenza alle alte temperature, poiché ne diminuisce il coefficiente di espansione termica, comportando una riduzione di duttilità e di resistenza alla corrosione, causata dal divario di potenziale elettrochimico tra alluminio e rame. La presenza di quest'ultimo permette comunque alla lega di essere trattata termicamente, incrementandone la fluidità e la durezza grazie al precipitato $CuAl_2$ che si forma. In tabella 1.5 sono specificate le percentuali degli elementi presenti in entrambe le leghe.

LEGA DI ALLUMINIO	Cu	Mn	Mg	Fe	Si	Zn	Cr	Ni	Zr
6061	0,15-0,40	0,15	0,80-1,2	0,7	0,40-0,80	0,25	0,04-0,35	-	-
7075	1,2-2,0	0,3	2,1-2,9	0,5	0,4	5,1-6,1	0,18-0,28	-	-

Tabella 1.5: Percentuali di elementi secondo UNI EN AW-6061(AlMg1SiCu) e UNI EN AW-7075 (AlZn5,8MgCu)

Come si è appurato, le leghe di alluminio che si possono ottenere sono molte, rispettivamente in base al numero e al tenore percentuale degli elementi che le compongono e pertanto prestandosi a variegate combinazioni offrono al mercato una vasta gamma. Come si può notare dalla figura 1.12 le leghe che appartengono alla stessa famiglia possiedono caratteristiche simili.



a)

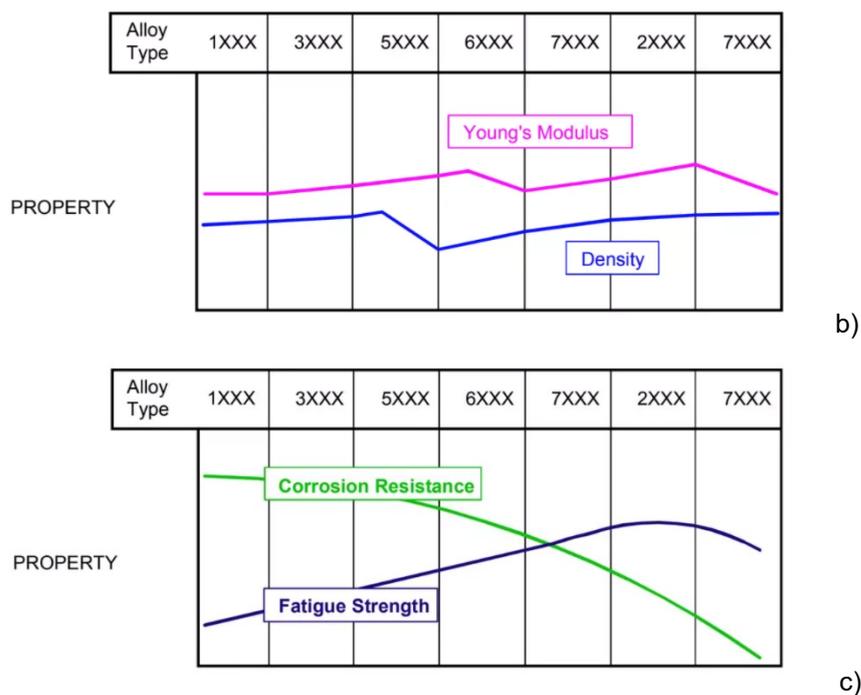


Figura 1.12: Proprietà meccaniche delle varie leghe in funzione degli elementi che le compongono; a) duttilità e durezza, b) modulo elastico e densità, c) resistenza a corrosione e resistenza a fatica [18].

Nel caso delle serie 6XXX si nota una discreta duttilità e resistenza alla trazione a beneficio di una resistenza a fatica e resistenza alla corrosione. La lega 7075, con l'aggiunta del rame, può invece vantare di eccellenti proprietà meccaniche relative alla resistenza a trazione e durezza a discapito di duttilità e resistenza a corrosione esigui, mantenendo quindi un buon comportamento a fatica. Per una migliore comprensione vengono inserite in tabella 1.6 i dati relativi alle proprietà per ambedue gli esempi in modo da notarne le principali differenze anche a livello numerico.

Lega alluminio	Resistenza a trazione R_m [N/mm ²]	Carico di snervamento $R_{p0,2}$ [N/mm ²]	Allungamento %	Durezza Brinell [Hb]
Lega 6061 (stato T6)	235	140	24	62
Lega 7075 (stato T6)	580	520	12	154

Tabella 1.6: Proprietà dello stato fisico delle leghe di alluminio 6061 e 7075 dopo aver subito un trattamento termico di tempra e di invecchiamento artificiale (T6), i valori ottenuti per l'allungamento fanno riferimento a provette piatte con spessore di 1,5 mm mentre la prova di durezza è stata eseguita su provette tonde aventi come diametro di tratto utile 12,5 mm con una sfera di diametro 10 mm e con un carico applicato di 500 Kg per un tempo di 30 secondi.

In funzione dei trattamenti termici subiti da entrambe le leghe, o dalle condizioni delle relative dimensioni dei semilavorati, i valori possono discostarsi da quelli riportati in tabella. Infatti nel caso analizzato lo stato per entrambe è quello di aver subito un invecchiamento artificiale (*artificial aging*), con il quale si sviluppano le proprietà della lega attraverso la precipitazione di particelle molto fini a temperatura elevata. Questo trattamento si sviluppa in due fasi principali: la prima, convenzionalmente chiamata "*incubation time*", serve per formare dei nuclei grandi e stabili; la seconda invece ne decreta la crescita. La velocità con cui avviene la precipitazione (e la conseguente crescita) dipende principalmente dalla temperatura e in secondo luogo dalla composizione della lega.

Quando le temperature sono relativamente basse la velocità con cui avviene la reazione è funzione della velocità con cui gli atomi riescono a migrare. Nel caso opposto la velocità di precipitazione risulta inferiore, in quanto la temperatura si trova di poco sotto alla “solvus line”. Essendo, a questa temperatura la soluzione solo leggermente sovrassatura anche la velocità di nucleazione risulterà più bassa. A temperature intermedie rispetto ai due casi appena menzionati, si registra un massimo della velocità di precipitazione riducendo notevolmente il tempo per completare l’operazione [17]. Il trattamento di tempra prevede invece un rapido raffreddamento in modo tale da impedire la diffusione delle particelle portando la soluzione solida ottenuta priva di variazioni alla temperatura ambiente. In questo modo essendo la soluzione solida sovrassatura, a questa temperatura, evolverà spontaneamente verso una stabilità maggiore. Per questo motivo le caratteristiche meccaniche delle due leghe possono variare, anche se limitatamente, in determinati range come riportato nella figura 1.13.

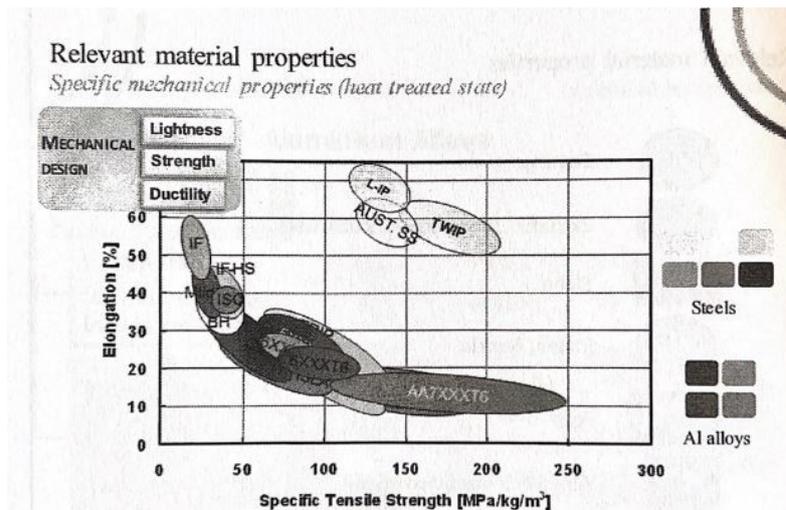


Figura 1.13: Range di allungamento e resistenza a trazione delle leghe di alluminio trattate termicamente confrontate con alcuni acciai [19].

La scelta di queste leghe risulta dunque fondamentale per caratterizzare il prodotto finale che assumerà importanti caratteristiche quali la capacità di smorzamento e la resistenza all’impatto. Anche il processo produttivo che ne consegue risulta altrettanto importante sia per la qualità sia per i numerosi controlli ai quali lo stesso è sottoposto come, a titolo esemplificativo e non esaustivo, la verifica e il monitoraggio dello spessore della parete e la durezza del materiale per ogni step produttivo al quale il tubo del manubrio viene sottoposto. Il primo passo riguarda la verifica della composizione dei materiali dei tubi seguita poi da una ricottura degli stessi per circa 6/7 ore ad una temperatura superiore ai 400 °C in modo tale da eliminare, almeno in parte, eventuali disomogeneità avvicinandosi ad uno stato di equilibrio termodinamico e tensioni residue presenti ammorbidendo così la lega per rendere più agevoli le successive lavorazioni. Prima di passare alla pressatura, il tubo viene trattato con appositi solventi i quali hanno la funzione di ridurre rispettivamente l’attrito e l’aumento di temperatura durante la lavorazione evitando altresì ulteriori alterazioni. Una volta conclusa la fase preparatoria si procede con la fase successiva di idroformatura utilizzata per creare spessori di parete variabili per tutta la lunghezza del manubrio redistribuendo così l’utilizzo di maggior materiale là dove richiesto, come ad esempio nelle zone di piegatura e del bloccaggio del canotto, mentre gli spessori delle pareti più sottili possono essere impiegati in aree meno sollecitate al fine di ottimizzarne il peso. Per ottenere gli spessori desiderati delle pareti i tubi vengono forzatamente fatti scorrere attraverso uno stampo esterno e conseguentemente il numero di volte che gli stessi ripetono questo processo determina il numero di modifiche dello spessore della parete interna del manubrio. Si vengono pertanto a creare zone di conicità lunghe e graduali che impediscono la formazione di aree isolate di sollecitazione e l’orientamento di ciascuna ha un grande effetto sulle caratteristiche di smorzamento delle vibrazioni. A ciascuna fase corrispondono a campione dei prelievi dai gruppi di produzione per eseguire controlli qualitativi attraverso test finalizzati alla rigidità e durezza del materiale, sugli spessori della parete nonché sulla loro lunghezza e posizione delle conicità. Terminati i test di controllo-qualità viene determinato per ciascun pezzo il punto centrale esatto sulla

barra prima che la stessa venga tagliata a misura per poi essere sagomata nella sua forma definitiva attraverso la piegatura. A questo punto ciascuna barra viene confrontata con specifici diagrammi per garantire la correttezza degli angoli di piegatura e che tutte le sue dimensioni siano state rispettate. Ulteriore controllo viene svolto sulla superficie del manubrio affinché ne sia garantita la perfetta rotondità e pertanto assicurata l'aderenza laddove trova collocazione il canotto. Infine a garanzia del controllo-qualità viene svolto un campionamento che ne certifica le caratteristiche rispondenti alle vigenti norme. Il processo produttivo si conclude con la lucidatura e l'anodizzazione, quest'ultima preceduta da un lavaggio con solventi per eliminarne le eventuali impurità, seguirà un processo di elettrolisi e l'applicazione di decalcomanie trasferibili ad acqua e calore scelte per la loro capacità di aderire per l'appunto a superfici lisce, lucide e anodizzate le quali vengono polimerizzate in forno al fine di migliorarne l'adesione alla superficie del manubrio. I manubri così ottenuti sono ora pronti ad essere sottoposti ai test tensionali di verifica statica e di resistenza a fatica approfondito nel Capitolo 3 [20].

CAPITOLO 2

Ergonomia ed aerodinamica

2.1 L'influenza delle vibrazioni sul materiale

L'ultimo ventennio è stato caratterizzato dalla fanatica ricerca di ridurre i pesi della bicicletta. Gli studi sono stati per lo più concentrati sui materiali che compongono la stessa, selezionandone solo una piccola parte a confronto di una vasta gamma disponibile in commercio: le leghe leggere (6061-T6 e 7075-T6) e i compositi in fibra di carbonio come menzionato nel capitolo precedente. Di recente, al *Bike Festival* di San Marino è stata però presentata un'interessante novità riguardante un materiale tri-composito, costituito da fibra di carbonio, resina epossidica e piccolissimi filamenti di rame con lo scopo di diversificare le proprietà del materiale e migliorarne l'assorbimento delle vibrazioni. La federazione ciclistica internazionale (UCI), ha però introdotto, nel 1996 dei limiti cautelativi al peso (nello specifico il limite di peso minimo dell'intera bicicletta è di 6,8 Kg) a favore di sicurezza per la intera struttura. Lo studio dunque è virato verso la progettazione di componenti che riducessero al minimo la quantità di sollecitazioni assorbite dal ciclista in modo tale da permettergli di migliorare la guidabilità del mezzo e con essa la sicurezza ed il confort. Infatti a causa delle eccessive vibrazioni dovute alla rigidità della componentistica l'atleta può essere soggetto a eccessivi stress su mani e braccia, due zone anatomiche fondamentali per direzionare il mezzo e per scaricare parte del peso corporeo pedalando così in modo più rilassato. Il confort, infatti, è per i ciclisti un requisito fondamentale, ma essendo una misura meramente soggettiva sarebbe opportuno effettuare una distinzione tra "comfort statico" e "comfort dinamico". Il "comfort statico" è legato in primo luogo alle dimensioni della bicicletta e di conseguenza alle geometrie di tutti gli elementi che la compongono, e in secondo luogo al corretto posizionamento del ciclista su di essa. Logicamente la flessibilità e la capacità di adattamento dell'atleta ne influenzeranno sicuramente i risultati. Per "comfort dinamico", invece, si intende una valutazione legata alle vibrazioni percepite nei vari punti di contatto. [21]. Il confort dinamico rappresenta dunque una variabile che può essere difficilmente valutata matematicamente, per questi motivi è necessario durante la progettazione, non solo tenere conto dei materiali, ma anche come questi influenzano la biomeccanica del ciclista. Grazie ai dati sperimentali che sono stati raccolti in numerosi studi sono stati sviluppati modelli lineari per braccia e busto del ciclista accostando opportunamente la qualità di guida con la trasmissione delle vibrazioni e basandosi su grandezze fisiche quantificabili più facilmente, quali l'accelerazione o la forza.

2.1.1 Lo sviluppo di modelli per la valutazione delle vibrazioni

Il disagio vibrazionale è fortemente legato alla sensibilità e alla percezione di ogni singolo atleta, e contestualmente risulta legato alle capacità di trasmissione delle vibrazioni dei vari componenti della bici. L'organizzazione standard ISO ha realizzato delle norme che rappresentano lo stato espositivo delle persone alle vibrazioni per avere dei parametri con cui confrontarsi (le normative in questione fanno riferimento alla ISO 5349 e alla ISO 2631). Lo scopo, dunque, seguito dai progettisti nel tentativo di ridurre le vibrazioni migliorando il feeling con la bicicletta ha comportato la scelta di relazionare le proprietà dinamico-vibrazionali dei vari elementi, in primis il manubrio, con la capacità soggettiva di assorbimento del ciclista. Per questo motivo sono stati sviluppati modelli per analizzare le scelte sulle forme e sui materiali simulandone il reale comportamento. Si è notato che nelle posture assunte dagli atleti, le braccia assumono una configurazione all'incirca perpendicolare con il busto. Questa morfologia è particolarmente sfavorevole, in quanto il corpo umano risulta dieci volte più ricettivo a sollecitazioni così disposte rispetto a quelle che si sprigionano nel piano del tronco stesso. A dimostrazione di ciò è stato osservato su un campione di quattro ciclisti, grazie ad un sistema di monitoraggio nel quale sono stati utilizzati accelerometri piezoelettrici miniaturizzati, posizionati sul manubrio e sulle braccia in direzione parallela alle stesse, sottoposti ad una gamma di frequenze tra i 3 Hz e 30 Hz, con ampiezze tra 0.25 cm e 1 cm. L'ampiezza relativa misurata e il ritardo di fase caratteristico ad una data frequenza di carico sono, infatti, risultati indipendenti dall'ampiezza di eccitazione [22]. I dati ottenuti, riportati nei grafici di figura 2.1, sono stati poi confrontati con quelli ottenuti da una misurazione in condizioni reali, confermando come il comportamento meccanico analizzato inizialmente in laboratorio risultasse del tutto simile.

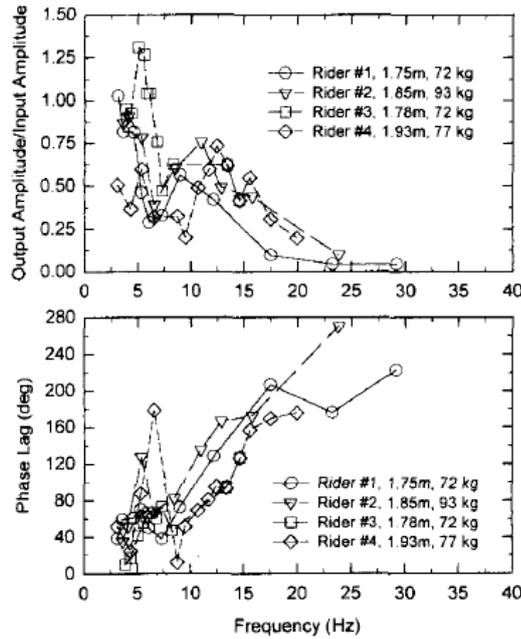


Figura 2.1: Ampiezza relativa e sfasamento tra il manubrio e il torace del ciclista soggetto ad una vibrazione sinusoidale applicata alla ruota anteriore per quattro ciclisti differenti [22].

Il modello che è stato sviluppato è unidimensionale e risulta caratterizzato dallo spostamento lungo le braccia e dalle masse dei singoli elementi entrambi dipendenti dalle percentuali medie della massa corporea del ciclista. Come si può notare nello schema di figura 2.2 per riprodurre nel modo più realistico possibile lo schema motorio causato dalle vibrazioni sono stati selezionati tre elementi meccanici che corrispondono ai tre punti più sollecitati: la mano, il gomito e la spalla.

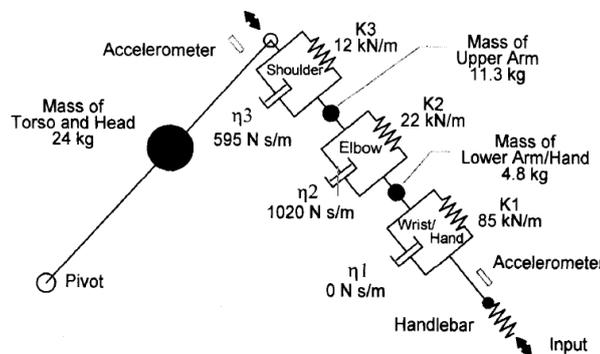


Figura 2.2: Schema del modello utilizzato. La geometria rappresenta una media per tutti i ciclisti. Le costanti per ogni elemento meccanico sono “best fit”, per i dati sperimentali raccolti con η che rappresenta la viscosità mentre k è la costante elastica della molla. [22].

Questo metodo è stato applicato in ausilio alla progettazione di un manubrio tale da avere una resistenza sufficiente per tollerare un carico pari a 670 N in entrambe le posizioni di appoggio delle mani (considerando un manubrio di larghezza pari a 40 cm, in cui l'appoggio per le mani si trova a 20 cm dal centro del manubrio). Si è inoltre supposto che le qualità di smorzamento dei manubri con cui si è svolta la progettazione fossero trascurabili in modo tale da poter calcolare l'effetto delle vibrazioni per ogni singolo materiale di cui erano costituiti. La raccolta dei dati è stata monitorata per un intervallo di 20 s e grazie al modello mostrato in figura 2.2 si è potuto tracciare l'accelerazione “root mean squared” (RMS) subito dalla parte superiore del busto in funzione della rigidità del manubrio, così da avere un parametro valido per la valutazione della qualità della corsa. Il valore delle RMS è stato definito come

$$\frac{1}{T} \left[\int_{t=0}^{t=T} a^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.1)$$

Dove T è il tempo mentre a l'accelerazione. Nel grafico riportato in figura 2.3 si possono notare le notevoli differenze di comportamento che i vari materiali possono esibire, una volta soggetti a vibrazioni, nel loro reale utilizzo. In particolare la quantità di accelerazione assorbita dal busto attraverso le braccia può variare fino ad un fattore 3 a seconda della rigidità del manubrio.

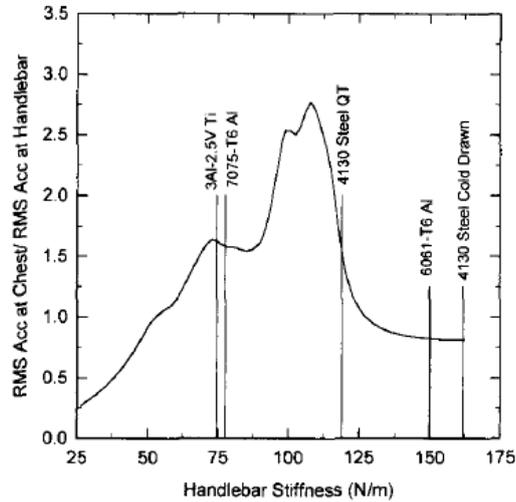


Figura 2.3: Grafico relativo all'accelerazione RMS trasmessa al petto in un intervallo di 20 s in funzione della rigidità del manubrio [22]. Si noti la differenza tra le leghe 7075 e 6061 in cui l'accelerazione assorbita nel caso della prima è circa il doppio della seconda.

In un secondo studio, condotto in tempi più recenti [23], è stato ricercato l'effetto provocato dalle vibrazioni in determinate condizioni di prova del ciclista. L'analisi consiste nel valutare le *VIB* (*vibration induced to the bicyclist*) indotte da un eccitatore posto sotto le ruote, con l'ausilio di trasduttori che ne misurino l'accelerazione, i carichi sullo stelo del manubrio e sul reggisella (in questo caso si fa riferimento esclusivamente ai dati relativi allo stelo). Inoltre affinché i risultati ottenuti fossero attendibili durante la prova, avvenuta in laboratorio, il ciclista ha mantenuto una posizione naturale in sella, senza pedalare, con le mani appoggiate sul manubrio cercando di applicare una forza costante verticale, opportunamente controllata. Nello stelo è stato applicato un accelerometro PCB 352C68 ed un estensimetro in grado di fornire i dati dell'accelerazione a_{VIB} (che corrisponde al valore sopra citato di RMS) e delle forze verticali (F_{VIB}), come mostrato in figura 2.4, che sono stati poi filtrati con delle curve di ponderazione della frequenza fornite dalla normativa ISO 5349 per le vibrazioni trasmesse alla mano.

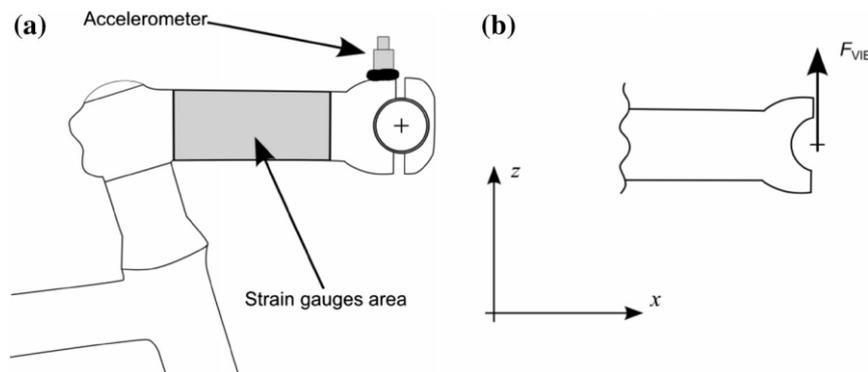


Figura 2.4: Disposizione della strumentazione sullo stelo. a) Posizionamento dell'accelerometro (PCB 352C68) e dell'estensimetro, b) posizione di applicazione della forza F_{VIB} misurata [23].

Il test è stato eseguito su tre differenti posizioni: sulle manopole dei freni, sulla parte superiore del manubrio e quella sul *drop*. Anche l'angolazione del polso è stata variata dalla posizione naturale, con l'avambraccio dritto equivalente ad un'angolazione di 0°, ad una configurazione con angolo pari a 60°. Per quanto concerne la forza applicata, invece, per valutarne l'effetto delle *FVIB* sono stati scelti tre livelli: il livello nominale, quando il ciclista adotta la posizione naturale sulla bicicletta e gli altri due livelli ricavati da quello nominale aggiungendo e togliendo rispettivamente 30 N. Inoltre sono stati individuati cinque varianti di eccitazione con due scelte di ruote possibili come riassunto nella tabella 2.1.

Load case	Excitation apparatus	Excitation type	Tyre contact condition
A	Hydraulic shakers	Granular asphalt road	Local deformation with 54 mm diameter half dowel (Fig. 6a) ^a
B	Hydraulic shakers	Granular asphalt road	Flat patch (Fig. 6b)
C	Hydraulic shakers	Vertical impacts (z-axis) of 25 ms duration and 45 mm amplitude	Local deformation with 54 mm diameter half dowel (Fig. 6a) ^a
D	Hydraulic shakers	Random white noise, 0–100 Hz, 0.3 mm of RMS amplitude	Flat patch (Fig. 6b)
E	Treadmill	Impacts created by a 16 mm diameter wooden dowel attached to the treadmill belt moving at 26 km/h. These impacts have both a vertical (z-axis) and horizontal (x-axis) components and are repeated every 0.7 s	Local deformation/flat patch ^b

Tabella 2.1: Condizioni di carico sugli pneumatici (rispecchiano l'eccitazione provocata dalla strada con asfalto granulare, impatto verticale, eccitazione casuale, ed impatto a 26 km/h) [23].

I risultati ottenuti hanno dimostrato quanto la posizione della mano possa influenzare di molto l'assorbimento delle vibrazioni. In particolare è emerso che la posizione della mano sul *drop* è caratterizzata da accelerazioni molto più elevate rispetto alle altre due configurazioni e maggiore nel caso del polso aperto a 60°. La forza invece è risultata nettamente superiore nel caso in cui il ciclista afferra il manubrio con forza maggiore e sulla sua parte superiore come raffigurano i grafici di figura 2.5.

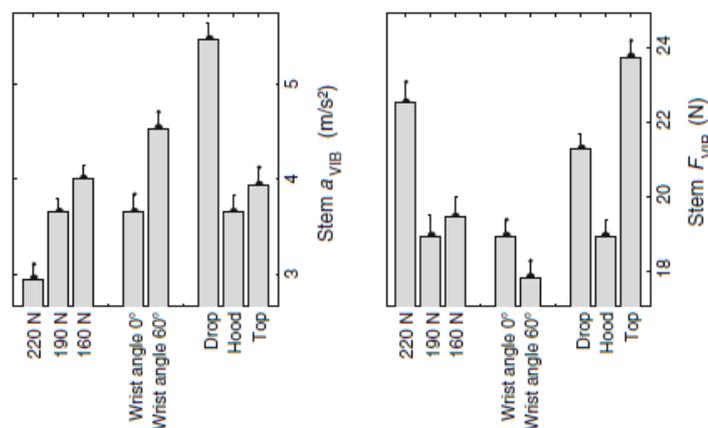


Figura 2.5: Risultati ottenuti dalla sperimentazione in funzione della posizione delle mani sul manubrio, dell'angolo del polso e della forza statica sullo stelo [23].

Le analisi condotte dunque [24] dimostrano come il manubrio, insieme alle forcelle, sia l'elemento che determina il maggior effetto sulle *VIB* e di conseguenza invitano ad utilizzare questi metodi per valutarne il comfort, apportando opportune modifiche a geometrie e materiali. È importante sottolineare che la valutazione del comportamento vibrazionale basata sulle *VIB* presuppone che valori inferiori non aumentino il disagio, ma, al contrario, lo migliorino. In questo modo risulta possibile quantificare matematicamente il livello di comfort, anche se rappresenta tutt'ora una misura puramente soggettiva, da un punto di vista ingegneristico. Su una gamma di manubri aventi tutti la stessa larghezza come riportato in tabella 2.2 è stato notato che il manubrio, tra cinque scelte possibili, quello con il livello di *VIB* maggiore risulta in lega di alluminio a discapito di quello in fibra di carbonio che ha ottenuto valori inferiori come illustrato in figura 2.6 (i livelli di comportamento con

cui sono stati confrontati i risultati ottenuti dal test, sono stati definiti a priori mediante un'analisi della varianza in funzione del livello delle *VIB* previsto e dei diversi materiali presenti nel mercato).

Name	Material	Width (cm)	Total mass (g)
3T Ergonova Pro	Aluminum	44	260
FSA K-Wing	Carbon	44	240
3T 4GXL	Aluminum	44	290
3T THE	Aluminum	44	340
3T Ergonova LTD	Carbon	44	190

Tabella 2.2: Set di manubri utilizzati nel test a parità di larghezza con le rispettive masse e materiali con cui sono stati prodotti [24].

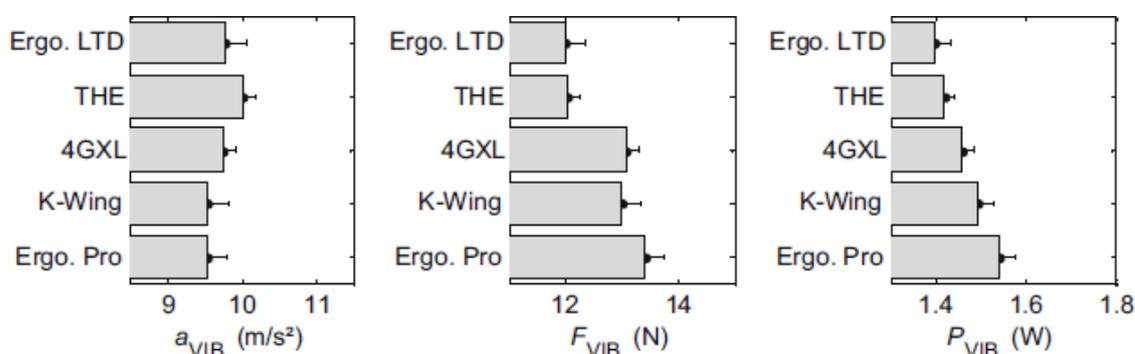


Figura 2.6: Sollecitazioni *VIB* misurate nei cinque manubri differenti, l'incertezza dei risultati ottenuti si attesta ad un livello di confidenza pari al 95% [24].

Il manubrio 3T Ergonova LTD è risultato quello con i valori più bassi sia per forza (F_{VIB}), sia per pressione (P_{VIB}), ma con un leggero scarto rispetto all'accelerazione. I manubri in alluminio hanno avuto, invece, una risposta peggiore alle sollecitazioni, anche se sembrano avere un comportamento più stabile nei confronti dell'assorbimento delle accelerazioni. Bisogna sottolineare che tutti i dati ricavati risentono del comportamento dinamico asimmetrico del ciclista, andando ad influenzare per lo più i componenti provocando effetti ineliminabili sulle *VIB*. Tuttavia i risultati ottenuti in questi test rappresentano informazioni preziose sulla valutazione vibrazionale ed offrono un ottimo punto di partenza per migliorare il comfort. Subordinando l'effetto vibrazionale procurato dalle ruote (non per importanza ma in ragione dell'oggetto del presente elaborato), che per prime offrono il punto di contatto sul manto stradale, e sono a trasmetterlo agli altri elementi, è stato rilevato da questi test sperimentali nell'interazione forcella-manubrio il punto focale su cui andare a lavorare, in quanto costituisce l'82% della variazione delle *VIB*.

2.2 L'influenza dell'aerodinamica sul manubrio

Nel ciclismo moderno l'efficienza aerodinamica ha assunto un ruolo determinante. Alla ricerca continua sul perfezionamento biomeccanico dell'atleta sulla bicicletta, con lo scopo di raggiungere la miglior interazione con il mezzo, ha seguito quella dell'affinare il design dei vari componenti. Questo approccio ha dato la possibilità di sostituire le pieghe dei classici manubri con dei profili più aerodinamici. Il coefficiente di resistenza, misura fondamentale nella progettazione, rappresenta l'interazione della geometria con un fluido, ed è un numero adimensionale. La forza di trascinamento a cui è legato rappresenta la sintesi degli effetti tra la forza viscosa e la forza di pressione: la prima è causata dall'attrito che si oppone alla direzione del flusso mentre la seconda è generata dalla differenza di pressione che si instaura sulla superficie. I progetti più recenti si concentrano sul

passaggio da tubi tondi a tubi ovali o a forma di goccia, nello specifico è stato rilevato che il manubrio contribuisce al 10% della resistenza sul telaio. Inoltre valutando il fattore aerodinamico in cui si lega la resistenza all'avanzamento all'energia dissipata per unità di distanza percorsa si è ricavato che geometrie più aerodinamiche rendono la bici circa il 3% più veloce [25] mentre il solo manubrio di una mountain bike, per esempio, contribuisce per un fattore del 6,5% [26]. Questi risultati sono stati ottenuti grazie alla fluidodinamica computazionale (CFD), che ha permesso di analizzare i componenti attraverso un'analisi numerica permettendone una comprensione più precisa. In particolare è stato sviluppato un metodo numerico basato sulla tecnica della *Particle Image Velocimetry* (PIV) [25] che ha permesso di studiare approfonditamente un modello in scala di un telaio e di confrontare il coefficiente di resistenza di due manubri differenti: quello standard ed uno a geometria aerodinamica. È stato dimostrato [25] come i risultati ottenuti utilizzando le tecniche CFD e PIV siano sia qualitativamente, sia quantitativamente confrontabili, con l'unica differenza che la fluidodinamica computazionale risulti più sensibile alla presenza fisica degli ostacoli. La peculiarità della metodica PIV è quella di evidenziare l'effetto turbolento in maniera più intensa e per una regione maggiormente estesa, anche se il comportamento cinematico risulta simile per entrambe le regioni del dominio, come si nota in figura 2.7

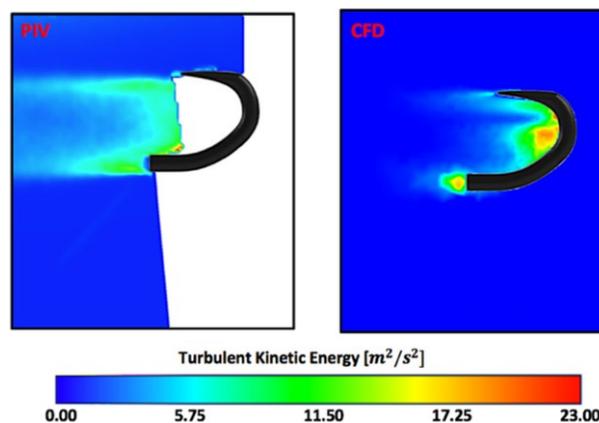


Figura 2.7: Confronto tra PIV e CFD sulla distribuzione turbolenta dell'energia cinetica svolto rispetto ad un piano che attraversa la linea di simmetria della curva del manubrio [25].

La tecnica CFD mostra valori più elevati dell'energia cinetica turbolenta, ma regioni limitate rispetto al PIV nei confronti della fenomenologia legata alla scia, per il fatto che questa tecnica non rileva dati sulle zone a contatto diretto con il manubrio. I dati raccolti in tabella 2.3 mostrano come un manubrio con geometrie più affusolate abbia un coefficiente aerodinamico inferiore rispetto ad uno standard con tubi cilindrici; mentre in figura 2.8 si evidenzia il comportamento turbolento dell'energia cinetica tramite CFD per entrambi i manubri testati.

Handlebar type	Pressure force (N)	Viscous force (N)	Drag coefficient C_D
Standard	0.348	0.040	0.280
Aerodynamic	0.206	0.045	0.161

Tabella 2.3: Risultati relativi ai parametri aereodinamici raccolti con tecnica CFD, riferiti ad una velocità di flusso di 15 m/s [25].

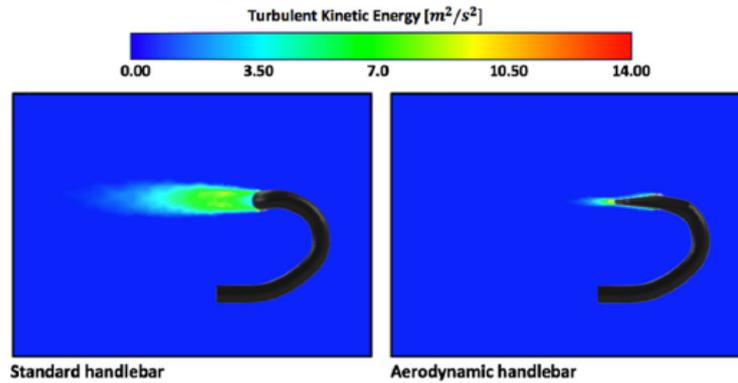


Figura 2.8: Energia cinetica turbolenta rilevata rispettivamente sul manubrio standard e su quello aerodinamico [25].

La forma aerodinamica serve, infatti, per ridurre non solo la turbolenza a valle del manubrio, ma anche per limitare in modo significativo le forze di pressione che si generano lungo la struttura. Come si nota, dunque, la differenza sul coefficiente di resistenza dipende quasi esclusivamente dalla differenza delle forze di pressione, in quanto le forze viscose risultanti sono pressoché paragonabili. Il parametro che più influisce il coefficiente di resistenza aerodinamica è invece la velocità. Per come è il coefficiente di resistenza (formula 2.2)

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho V^2 l^2} \quad (2.2)$$

si nota che la dipendenza quadratica della velocità abbatte in modo significativo il valore del coefficiente anche se per contro aumenta sia le forze viscose sia quelle di pressione (tabella 2.4).

Speed (m/s)	Total pressure force (N)	Total viscous force (N)	Drag coefficient C_D
10.0	0.103	0.020	0.178
12.5	0.150	0.032	0.168
15.0	0.206	0.045	0.161
17.5	0.271	0.061	0.157

Tabella 2.4: Influenza della velocità sul coefficiente di resistenza calcolata sul manubrio aerodinamico [25].

2.2.1 Lo sviluppo del manubrio integrato

Lo studio sull'aerodinamica della bicicletta, come si è visto, ha assunto un ruolo determinante nella progettazione dei suoi componenti. Le geometrie classiche del manubrio, così come sono state descritte nel primo capitolo, tendono oggi ad essere superate a favore di forme aerodinamicamente più performanti (simili a profili alari) andando ad integrare completamente il passaggio dei cavi per renderlo ancora più efficiente ed ergonomico. Ovviamente la ricerca ha portato ad un miglior compromesso tra la forma maggiormente aerodinamica ed il peso, migliorandone così l'inerzia dell'intero sistema e dimostrando di raggiungere velocità superiori a parità di potenza erogata dal ciclista. In commercio esistono differenti configurazioni, a seconda del profilo alare sul quale è stato fondato il progetto. I più comuni sono rappresentati in figura 2.9.

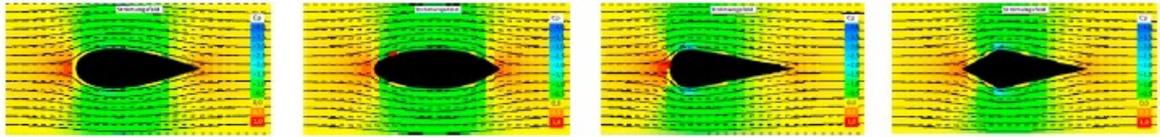


Figura 2.9: Profili alari NACA a partire da sinistra rispettivamente il profilo Van de Vooren, NACA 16-033, Newman ed Edge [27].

Ognuno di questi profili ha delle proprietà differenti come indicato in tabella 1.12, in particolare si può notare, oltre alle differenze dei coefficienti di resistenza anche la differenza di potenza richiesta al corridore a tre differenti velocità.

	Van de Vooren	NACA	Newman	Wedge
c_d -value	0,0244	0,0238	0,0252	0,0297
Power output [Watt] – 20 [km · h ⁻¹]	0,02	0,02	0,02	0,02
Power output [Watt] – 40 [km · h ⁻¹]	0,16	0,15	0,16	0,19
Power output [Watt] – 60 [km · h ⁻¹]	0,54	0,53	0,56	0,66

Tabella 2.5: Valori del coefficiente di resistenza e potenza richiesta in output a differenti velocità per i diversi profili [27].

Il concetto che sta alla base delle nuove tendenze è quello di migliorare i flussi d'aria che vengono a crearsi nella zona delle gambe per ridurre le turbolenze, come è stato dimostrato dalle novità introdotte da Ribble e Bianchi-Repaintocorse. Questi hanno focalizzato gli studi sull'interazione tra l'aria e il sistema ciclista-bici concentrandosi prima sull'atleta e poi sulle geometrie rovesciando in questo modo l'approccio ingegneristico. Secondo Ribble, infatti, il modello di manubrio da loro creato, oltre ad offrire una posizione confortevole, quando il ciclista è in appoggio sulle leve in presa alta, alla velocità di 35 km/h, in tale posizione, permette un guadagno di 20,5 secondi su 40 km [28]. Da sottolineare, inoltre, la linea del profilo. In figura 2.6 si possono vedere le innovazioni presentate dalla casa inglese e italiana, rispettivamente, in due configurazioni estreme.

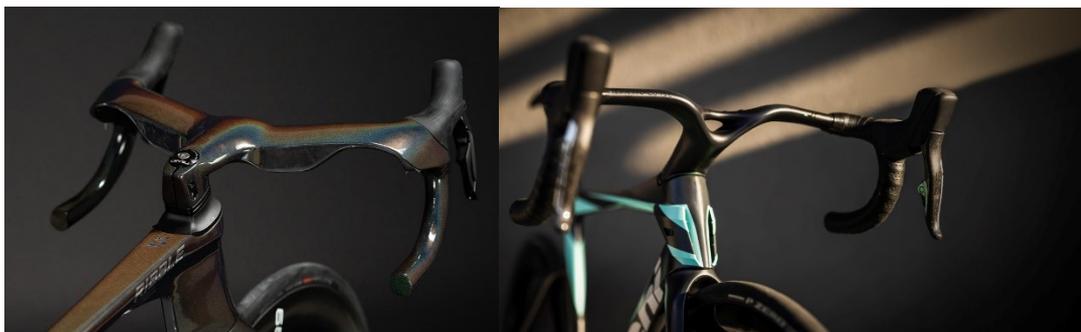


Figura 2.10: A sinistra manubrio aerodinamico prodotto da Ribble [29], a destra quello prodotto da Bianchi [28].

CAPITOLO 3

Valutazione dei carichi applicati, analisi e verifica secondo normativa ISO 4210-5:2014

3.1 Carichi applicati sul manubrio

Le biciclette sono soggette ad una vasta gamma di carichi dipendenti da diversi fattori esterni, quali, per esempio, il manto stradale o le modalità di pedalata dall'atleta (in piedi sui pedali, seduto con le mani sulle manopole dei freni o in presa bassa). Come nella rilevazione delle vibrazioni, anche per la determinazione dei carichi trasmessi vengono sfruttati estensimetri ed estensori di forza piezoelettrici. Un primo approccio nel definire i carichi applicati sulla bici è stato condotto da Bolourchi e Hull [30]. Le condizioni del loro studio si sono basate esclusivamente sull'atleta senza considerare i fattori esterni. In questa analisi sono stati presi in considerazione due atleti professionisti ed un ciclista amatoriale. Per ciascuno di essi sono stati calcolati i carichi sui pedali, sul manubrio e sul sellino in tre differenti condizioni di cadenza di pedalata (RPM) a parità di potenza espressa. L'ipotesi su cui si basa questa ricerca definisce che la somma dei carichi in direzione verticale bilanci il peso del ciclista, mentre lungo la direzione orizzontale non ci siano delle forze nette che agiscono sul ciclista in quanto lo stesso pedala in modo costante come raffigurato nello schema di figura 3.1.

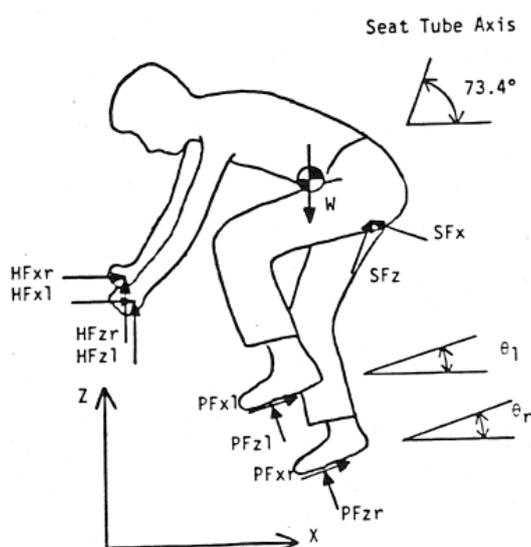


Figura 3.1: Diagramma delle forze e degli angoli di un ciclista nell'atto della pedalata [30].

Infatti, se viene considerato l'equilibrio nelle due direzioni x e z , (tenendo conto del fatto che le forze trasmesse dal pedale e dal manubrio siano simmetriche, in quanto i lati destro e sinistro del ciclista, in relazione alle rispettive angolazioni, possiedono valori uguali, ma risultano sfasate di 180°), le formule che esplicitano tale condizione di equilibrio nelle rispettive direzioni sono le seguenti:

$$PF_{xr}\cos(\theta_r) - PF_{zr}\sin(\theta_r) + PF_{xl}\cos(\theta_l) - PF_{zl}\sin(\theta_l) + HF_{xr} + HF_{xl} + SF_z\cos(73.4) - SF_x\sin(73.4) = 0 \quad (3.1)$$

$$PF_{xr}\sin(\theta_r) + PF_{zr}\cos(\theta_r) + PF_{xl}\sin(\theta_l) + PF_{zl}\cos(\theta_l) + HF_{zr} + HF_{zl} + SF_z\sin(73.4) + SF_x\cos(73.4) = W \quad (3.2)$$

Lungo la direzione y invece, l'equilibrio è descritto da

$$PF_{yr} + PF_{yl} + SF_y - HF_{yr} - HF_{yl} = mA_{cgy} \quad (3.3)$$

dove m rappresenta la massa del ciclista, mentre A_{cgy} l'accelerazione lungo y del rispettivo centro di massa. Bisogna considerare che durante la marcia le forze in direzione y , dipendenti sia dall'atleta sia dalle condizioni di marcia, tendono ad equilibrarsi rendendo così il loro contributo relativamente limitato.

Grazie ai trasduttori posti su pedali, sella e manubrio sono stati ricavati i valori dei carichi nei tre punti di appoggio. Ciò è stato possibile calibrando opportunamente i dinamometri, utilizzandoli (grazie ai voltaggi in output del *ponte di Wheatstone*) per ricavare i coefficienti della matrice $[C]$ (di dimensioni $n \times n$, con $n < 6$) dove:

$$\{V\} = [C] \times \{F\} \quad (3.4)$$

in cui $\{V\}$ rappresenta il vettore dei voltaggi, $\{F\}$ il vettore dei carichi da trovare (entrambe di dimensioni $n \times 1$), mentre $[C]$ rappresenta la matrice dei coefficienti di sensibilità, nella cui diagonale sono inseriti a loro volta i coefficienti di sensibilità calcolati lungo la direzione parallela, mentre al di fuori della diagonale sono presenti quelli in direzione trasversale. Una volta completata la matrice $[C]$, attraverso la sua inversa è stato possibile ricavare i coefficienti del vettore $\{F\}$ grazie alla (3.5).

$$\{F\} = [C]^{-1} \times \{V\} \quad (3.5)$$

I risultati ottenuti, in relazione al manubrio, hanno mostrato di essere indipendenti sia dalla cadenza di pedalata (RPM), sia dall'atleta che ha svolto il test come raffigurato nei diagrammi di figura 3.2.

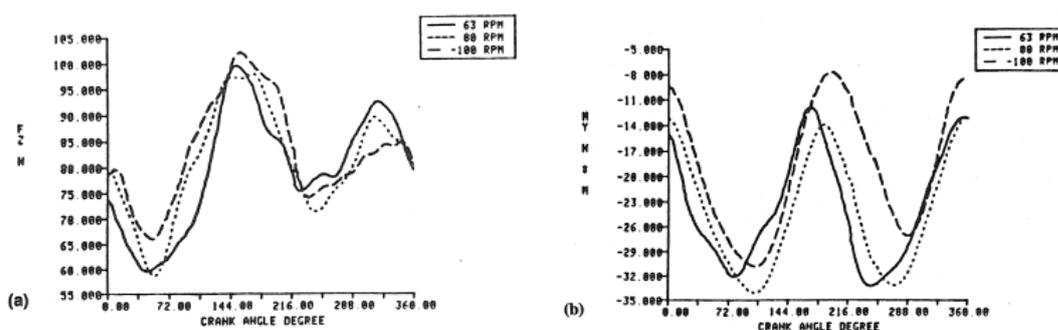


Figura 3.2: Profilo dei carichi per differenti RPM in funzione dell'angolo della pedivella; a) forze lungo "x", b) forze lungo "z" [30].

Si può subito notare che in un giro completo della pedivella sono presenti due cicli di carico. Questo è dimostrato dal fatto che entrambe le gambe spingono sui pedali producendo un singolo ciclo di carico ciascuna per metà giro di pedivella, di conseguenza anche il manubrio risulta influenzato da questa condizione. Ciò implica anche la corrispondenza delle forze HF_x e HF_z esercitate dalle mani lungo la direzione delle braccia. I picchi riscontrati, quando la pedivella si trova circa a 140° e a 320° , testimoniano come le forze esercitate sul manubrio nelle direzioni indicate in figura 3.1, siano al loro apice prima che il corpo raggiunga la posizione in cui si sviluppa il massimo o il minimo momento lungo y (ovvero quando gli angoli della pedivella corrispondono a 0° oppure a 180°). L'effetto provocato dall'alterazione delle RPM, per il manubrio non è rilevante per la fatura, bensì per il valore dei picchi raggiunti dalle forze, poiché più è elevata la velocità di rotazione maggiori saranno i valori raggiunti.

Un ulteriore studio [31] ha selezionato dei carichi per un atleta di 75 kg. La particolarità è stata quella di analizzare lo stesso mentre percorreva una salita, prima seduto sulla sella e poi in piedi. Come indicato in figura 3.3,

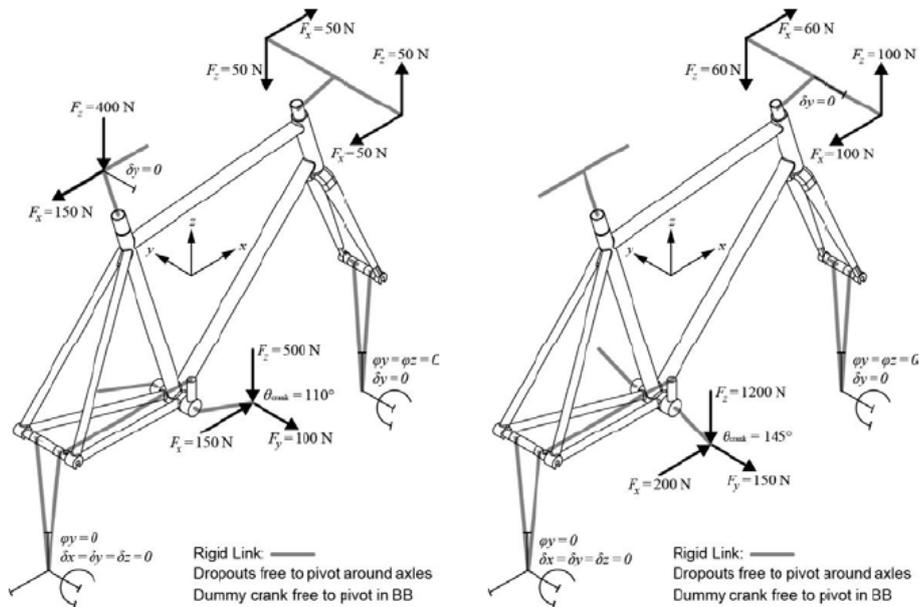


Figura 3.3: Carichi impressi sul manubrio, a sinistra mentre il ciclista è seduto sulla sella, mentre a destra mentre è in piedi [31].

il valore massimo riscontrato è stato quello di 100 N, realizzato nella seconda condizione di valutazione.

Il valore dei carichi, dunque, risulta fortemente condizionato dalla massa dell'atleta. Per questo motivo il comportamento del manubrio viene usualmente analizzato tramite intervalli di carico e non in riferimento ad un singolo valore stimato. Queste misurazioni vengono eseguite sia in laboratorio, sia sul campo in modo tale da includere il maggior numero di casistiche che un'atleta può incontrare: ne sono un esempio non solo le forze generate durante le diverse posizioni di guida in salita o in pianura, ma anche tutte quelle situazioni dove si sviluppano dei carichi dinamici dovuti ad imperfezioni del manto stradale.

3.2 Analisi e verifica statica del manubrio

Per comprendere in modo migliore le richieste presenti in normativa ISO 4210-5:2014, è necessario capire come si comporta il materiale sollecitato, in particolare comprendere come i materiali descritti al Capitolo 1 rispondano alle tensioni che si instaurano.

3.2.1 Comportamento e definizione delle tensioni nelle leghe di alluminio

Come visto nel capitolo introduttivo le leghe di alluminio rappresentano un ottimo compromesso tra leggerezza e resistenza. È stimato che l'80% delle rotture avviene a causa dello snervamento del materiale, infatti, quando si applica uno sforzo esterno ad un componente in lega di alluminio ne segue una deformazione. L'entità di tale deformazione dipende da molteplici fattori, quali l'intensità della forza, la sua direzione e le modalità con cui è applicata. Se per semplicità viene considerata una forza assiale alla sezione del pezzo considerato, applicata a velocità costante si possono incontrare differenti scenari come mostrato in figura 3.4.

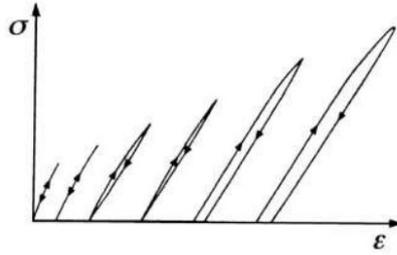


Figura 3.4: Curve di tensione-deformazione in funzione dei diversi comportamenti che il materiale può assumere [17].

Nel caso più semplice si ricade in una deformazione elastica in cui si ottiene una distorsione dei legami atomici interamente reversibile, descrivibile tramite una relazione lineare in accordo con la *legge di Hooke*. Aumentando lo sforzo ci si ritrova in condizioni di anelasticità, mentre un successivo aumento ne comporta una deformazione permanente. La deformazione plastica, si nota facilmente, oltre che per l'allungamento del pezzo, anche per la formazione di linee che si creano sulla superficie, in quanto all'interno del materiale avviene uno scorrimento microscopico tra i piani cristallografici che porta alla formazione di questi lineamenti. La facilità o meno dello scorrimento è correlata al moto delle dislocazioni secondo il *fattore di Schmid* definito come:

$$\tau = \sigma \cos \Phi \cos \lambda \quad (3.6)$$

in cui Φ è l'angolo compreso dalla direzione dello sforzo e la giacitura dell'area sottesa dalle dislocazioni, mentre λ è quello tra la direzione di applicazione dello sforzo e la direzione di scorrimento. Pertanto, maggiore sarà questo fattore, tanto minore risulterà lo sforzo necessario che porta le dislocazioni a muoversi. È dimostrato che il *fattore di Schmid* è massimo quando sia Φ sia λ sono angoli di 45° rispetto all'asse dello sforzo, di conseguenza anche le linee prodotte dalla deformazione avranno la stessa inclinazione. Nel caso delle leghe 6061 e 7075, gli atomi interstiziali degli elementi alliganti richiedono sforzi maggiori per poter muovere le dislocazioni migliorandone le proprietà come visto al capitolo 1.

Descritto il comportamento dell'alluminio sottoposto a uno sforzo, è ora necessario quantificare da un punto di vista ingegneristico le tensioni e le deformazioni che si sviluppano. In generale, per un corpo solido, caricato e soggetto a vincoli, si crea uno stato di tensione complesso che varia in funzione del punto considerato e al variare della direzione, ovvero in base all'orientazione dell'elemento su cui si considera applicata la tensione [32]. Scomponendo il vettore tensione lungo due direzioni preferenziali, "σ" che rappresenta la componente normale e "τ" quella tangenziale, nel caso tridimensionale si può dunque descrivere lo stato tensionale tramite il vettore tensione P (nelle sue componenti in x, y, z) come:

$$\begin{pmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

Pertanto l'insieme dei vettori P (in un punto del corpo, in funzione della giacitura presa in considerazione) può essere rappresentato tramite l'ellissoide di Lamé, nel quale ogni raggio rappresenta il vettore tensione dell'elemento del componente studiato ed associato ad una determinata orientazione.

Le deformazioni invece, assumendo come ipotesi di calcolo un comportamento lineare elastico ed isotropo per il materiale, vengono definite come:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{1}{E} [\sigma_{xx} - \nu(\sigma_{yy} + \sigma_{zz})] \quad (3.8)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{1}{E} [\sigma_{yy} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{zz})] \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{1}{E} [\sigma_{zz} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy})] \quad (3.10)$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (3.11); \quad \varepsilon_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (3.12); \quad \varepsilon_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (3.13)$$

dove i pedici uguali fanno riferimento alle deformazioni lungo gli assi mentre quelle con pedici misti definiscono le deformazioni angolari. I coefficienti presenti E, G, e ν sono rispettivamente il modulo elastico, il modulo di elasticità tangenziale e il *coefficiente di Poisson* (i valori per le leghe 6061 e 7075 di queste costanti elastiche sono riportati in tabella 3.1).

Lega Al	E [Mpa]	G [Mpa]	ν
6061	68900	26000	0,33
7075	71700	26900	0,33

Tabella 3.1: Costanti elastiche delle leghe 6061 e 7075.

3.2.2 Comportamento e definizione delle tensioni nei compositi a fibra di carbonio

Il comportamento meccanico a cui sono soggetti i compositi in fibra di carbonio è caratterizzato fondamentalmente dalla loro costituzione e dalla mutua interazione fra i vari elementi. Solitamente, il modulo elastico della matrice è inferiore a quello delle fibre che, pertanto, ne influenzano maggiormente il comportamento. Bisogna specificare che, qualora entrambi i costituenti del composito esibiscano un comportamento lineare, anche quest'ultimo reagirà nello stesso modo, viceversa se anche un solo costituente presenterà un comportamento non lineare allora il composito si comporterà in tale modo. La fibra solitamente mostra un comportamento fragile fino a rottura, a differenza della matrice polimerica che esibisce un comportamento elastico lineare solo se soggetta a bassi carichi. Per compensare questo squilibrio può essere aumentata la concentrazione delle fibre, oppure, possono essere inserite nel composito fibre con modulo di Young elevato, permettendo così di linearizzarne il comportamento. Generalmente, la rottura di un composito soggetto ad un carico di trazione longitudinale avviene per cedimento delle fibre carboniose: ciò accade perché la matrice risulta più duttile e per questo motivo, una volta raggiunto il valor limite di rottura delle stesse, la deformazione è tale da provocarne la lesione. Qualora, invece, fossero le fibre ad avere un comportamento maggiormente duttile, la rottura avverrebbe per scorrimento delle stesse a causa della compressione esercitata dalla matrice. Nel secondo caso i valori delle tensioni aumenterebbero come rappresentato in figura 3.5.

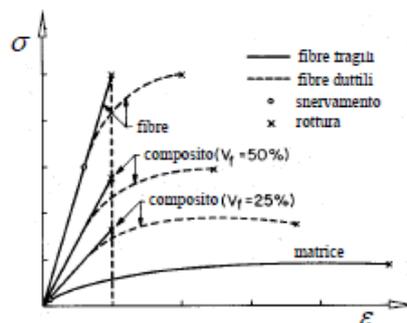


Figura 3.5: Possibili curve σ - ε per fibre fragili e duttili [33].

In generale dunque, applicando un generico carico P_c , scomposto in due fattori (rispettivamente quello sopportato dalle fibre e quello dalla matrice, definiti dalla (3.15)) la tensione media sul composito, grazie alla regola delle miscele, è definita come:

$$\sigma_c(\varepsilon) = \sigma_f(\varepsilon)V_f + \sigma_m(\varepsilon)V_m \quad (3.14)$$

$$P_c = P_f + P_m \quad (3.15)$$

La (3.14) definisce la tensione media sul composito come la media ponderata delle tensioni esercitate sulle fibre e sulla matrice in funzione delle loro percentuali volumetriche. Ipotizzando una perfetta adesione all'interfaccia tra fibre e matrice la deformazione, invece, si può esprimere come

$$\varepsilon_f = \varepsilon_m = \varepsilon_c = \varepsilon \quad (3.16)$$

con deformazione delle fibre, della matrice, e deformazione media rispettivamente in riferimento ai pedici f , m e c .

Un secondo fattore da considerare nell'analisi comportamentale riguarda la lunghezza della fibra. In particolare, la lunghezza di quest'ultima influisce sulla distribuzione ed il relativo trasferimento delle tensioni alla matrice. Infatti, lungo l'interfaccia tra fibra e matrice si verificano stati tensionali simili a quelli limitrofi all'apice di una cricca di un materiale isotropo ed omogeneo, anche nel caso in cui vengano applicati carichi non troppo elevati. Per le fibre lunghe gli stati tensionali interessano una piccola porzione, mentre per le fibre corte assumono un ruolo importante.

Nell'ipotesi di comportamento perfettamente plastico della matrice, la distribuzione delle tensioni tangenziali può assumere diverse configurazioni. Se la lunghezza della fibra risulta essere inferiore o uguale alla lunghezza di trasmissione completa del carico, un incremento dello stesso non altera la tensione massima che la fibra riesce a sopportare, pertanto è la matrice stessa che sopporta l'aumento dello sforzo. Quando invece la lunghezza è maggiore di quella riferita alla massima trasmissibilità, un incremento di carico comporta una crescita della tensione trasmessa, fin tanto che la fibra stessa non raggiunge la lunghezza limite che porta alla rottura. Assumendo, per esempio, un comportamento elasto-plastico, più affine a quello reale della matrice, si è notato che la tensione normale tende al valore calcolato in ipotesi ideali e le tensioni tangenziali tendono ad azzerarsi man mano che si avvicinano alla mezzeria della fibra. In questo caso si fa dunque riferimento alla tensione della fibra tramite il suo valore medio e quindi σ_f in (3.14) viene sostituita con:

$$\bar{\sigma}_f = \frac{1}{l} \int_0^l \sigma_f dz \quad (3.17)$$

Inoltre secondo studi sperimentali [34] è stato dimostrato che nei manubri costituiti da materiali compositi, rinforzati con fibra di carbonio, soggetti a test di torsione e di flessione laterale, i massimi valori di tensione si sviluppano lungo la direzione coincidente a quella delle fibre, e tali valori risultano inferiori a quello di rottura.

3.2.3 Verifica statica secondo normativa ISO 4210-5:2014

In questo paragrafo viene analizzata la verifica statica seguendo le norme presenti in normativa ISO 4210-5:2014 (tale normativa sostituisce la precedente UNI EN 14781), riportando i test da eseguire affinché un manubrio da corsa possa essere definito omologato.

Le prime prove richieste riguardano il test di congelamento e il test eseguito con acqua calda. Entrambe le prove prevedono l'immersione per un'ora del manubrio, rispettivamente in acqua a temperatura ambiente e a temperatura di $+60^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$. Dopodiché nella prova di congelamento, una volta che il manubrio ha raggiunto la temperatura di -5°C viene sottoposto ad una forza di 70 N per un tempo necessario al raggiungimento della temperatura di $+5^\circ\text{C}$. Nel caso, invece, del test con acqua calda, una volta rimosso il manubrio e lasciato stabilizzare a temperatura ambiente per 30 minuti, si applica un carico pari a 100 N per un minuto. In entrambe le situazioni la direzione di applicazione della forza è mostrata in figura 3.7 (per i test è necessaria la creazione di un foro per l'applicazione dell'apparecchio di prova, tale da non influire sulla stessa).

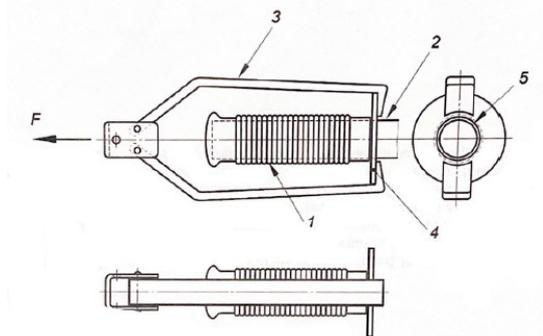


Figura 3.7: Meccanismo utilizzato nelle prove di congelamento e ad acqua calda. 1. Impugnatura manubrio, 2. manubrio, 3. Fissaggio, 4. Anello di aggancio, 5. Gioco [35].

Di seguito vengono riportate le prove statiche a cui è soggetto il manubrio:

- il primo accertamento riguarda la flessione laterale. In questa verifica si fa agire per 1 minuto una forza di 1000 N applicata alla distanza di 50 mm dall'estremità libera del manubrio, con direzione di applicazione parallela allo stelo della forcella;
- il secondo test è riferito alla torsione sul manubrio. La prova prevede per le bici da corsa una coppia pari a 60 Nm divisa equamente su entrambi i lati del manubrio (poiché il momento torcente è definito come $F \times L$ l'entità della forza dipenderà dalla tipologia di manubrio);
- oltre ai controlli che riguardano esclusivamente il manubrio, in normativa sono riportate le verifiche di flessione laterale, flessione in avanti e torsione in riferimento allo stelo, e la verifica di torsione per eventuali estensioni aerodinamiche del manubrio.

Per una maggiore comprensione si faccia riferimento alla figura 3.8 riportata di seguito.

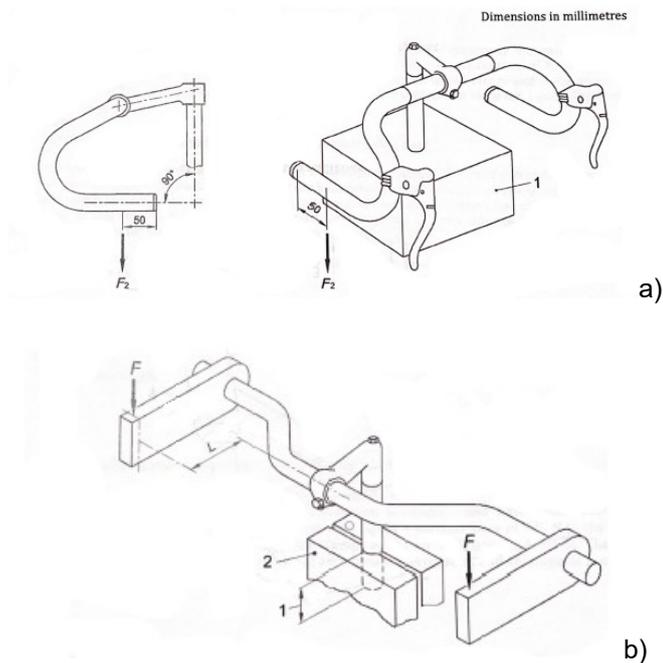
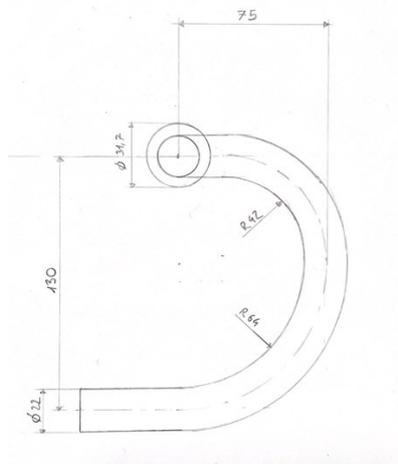
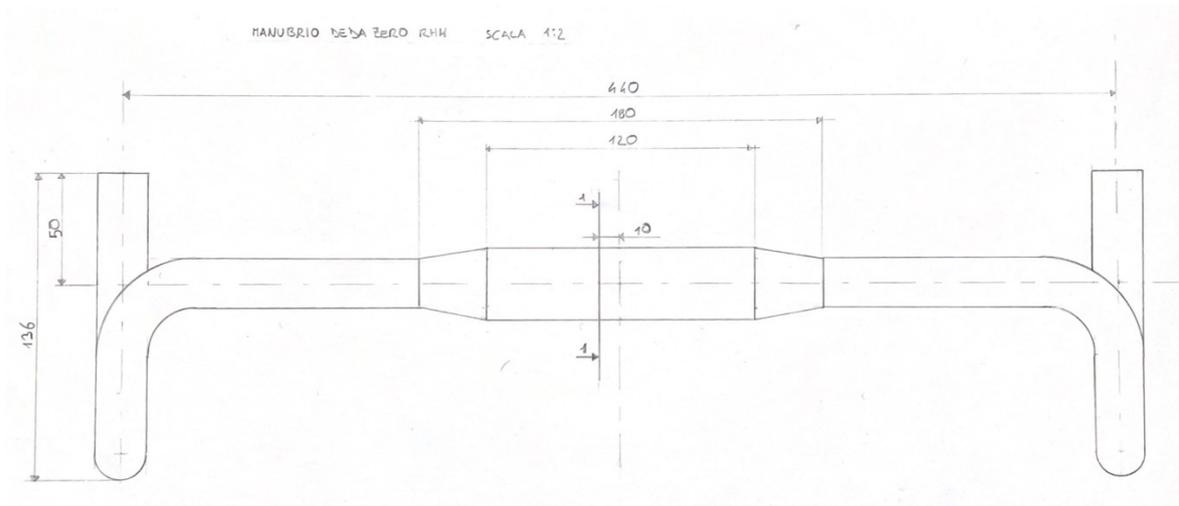


Figura 3.8: a) Configurazione nella verifica di flessione laterale, 1. Dispositivo di fissaggio b) Configurazione nella prova di torsione, 1. Minima profondità di inserimento, 2. Blocco di fissaggio [35].

Per completezza dell'argomentazione si riporta un esempio applicativo in riferimento al manubrio *DEDA ZERO RHM* in lega 7075. In figura 3.9 vengono riportate le dimensioni caratteristiche e la sezione 1-1 (sezione ipotizzata considerato lo spessore del morsetto dell'attacco) in cui si esegue la verifica.

a)



b)

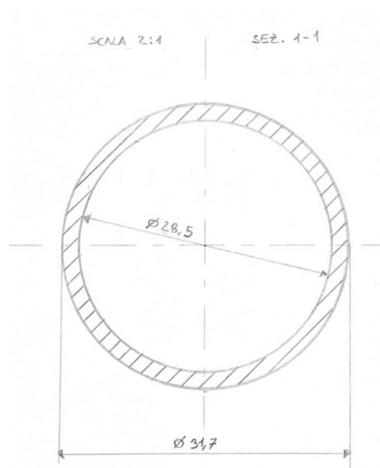


Figura 3.9: a) rappresentazione grafica del manubrio *DEDA ZERO RHM* con le relative misure; b) sezione 1-1 del manubrio riferita ai calcoli svolti per la quale è stato ipotizzato $D_e/D_i=0,9$.

1. In relazione alla prima prova di flessione laterale il momento flettente rispetto alla sezione centrale 1-1 del manubrio vale:

$$M_f = F \cdot a = 1000 \cdot 210 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad (3.18)$$

con a distanza della sezione rispetto al punto di applicazione della forza. Inoltre, si riportano di seguito i calcoli relativi ai valori statici della sezione di riferimento 1-1:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^4 - D_i^4) = \frac{\pi}{4} (31,7^4 - 28,5^4) = 2,749 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad (3.19)$$

$$J_{xx} = J_{yy} = \frac{\pi}{64} (D_e^4 - D_i^4) = \frac{\pi}{64} (31,7^4 - 28,5^4) = 1,833 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (3.20)$$

$$W_f = W_{xx} = \frac{J_{xx}}{D_e/2} = \frac{1,833 \cdot 10^4}{31,7/2} = 1,156 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (3.21)$$

$$J_{zz} = J_p = 2J_{xx} = \frac{\pi}{32} (D_e^4 - D_i^4) = \frac{\pi}{32} (31,7^4 - 28,5^4) = 3,437 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (3.22)$$

$$W_t = W_{zz} = \frac{J_p}{D_e/2} = \frac{3,437 \cdot 10^4}{31,7/2} = 2,168 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (3.23)$$

dove D_i è il diametro interno, A l'area della sezione, J_f il momento d'inerzia della sezione rispetto all'asse x e W_f , il relativo modulo di resistenza a flessione, J_p il momento d'inerzia rispetto all'asse z e W_t il relativo modulo di resistenza a flessione.

Nel calcolo delle tensioni è stato trascurato l'effetto delle τ dovute all'azione di taglio in quanto generalmente l'effetto dovuto al momento flettente è preponderante rispetto ai contributi delle tensioni dovute a taglio e a momento torcente. Per determinare la tensione ideale ($\bar{\sigma}_{id}$) è stato utilizzato il criterio di *Von Mises*.

$$\sigma_f(M_f) = \frac{M_f}{W_f} = \frac{2,1 \cdot 10^5}{1,156 \cdot 10^3} = 181,66 \text{ MPa} \quad (3.24)$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_f)^2} = \sqrt{181,66^2} = 181,66 \text{ MPa} \quad (3.25)$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{id}} = \frac{520}{181,6} = 2,86 \quad (3.26)$$

con v_s coefficiente di sicurezza statico (il valore utilizzato per la tensione di snervamento si trova in tabella 1.6).

2. Nella seconda prova relativa al momento torcente (vedi figura 3.8b) sulla sezione centrale del manubrio sono applicati un momento torcente M_t ed uno flettente M_f , rispettivamente:

$$M_t = 6,0 \cdot 10^4 \text{ Nmm} \quad (3.27)$$

$$M_f = F \cdot a = 800 \cdot 210 = 1,68 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad (3.28)$$

Considerato il punto di applicazione equivalente al valore di *reach* del manubrio è stata, dunque, applicata una forza pari a:

$$F = \frac{M_t}{b} = \frac{6,0 \cdot 10^4}{75} = 800 \text{ N} \quad (3.29)$$

Il calcolo delle tensioni è relativo alla sezione 1-1 e ai valori statici (3.19), (3.20), (3.21), (3.22), (3.23), trascurando, anche in questo caso, le tensioni dovute al taglio e utilizzando il criterio di *Von Mises* per la tensione ideale:

$$\sigma_f(M_f) = \frac{M_f}{W_f} = \frac{1,68 \cdot 10^5}{1,156 \cdot 10^3} = 145,33 \text{ MPa} \quad (3.30)$$

$$\tau_t(M_t) = \frac{M_t}{W_t} = \frac{6,0 \cdot 10^4}{2,168 \cdot 10^3} = 27,68 \text{ MPa} \quad (3.31)$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{145,33^2 + 3 \cdot 27,68^2} = 153,03 \text{ MPa} \quad (3.32)$$

Si ricava il coefficiente di sicurezza nella prova statica:

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{id}} = \frac{520}{153,03} = 3,40 \quad (3.33)$$

In aggiunta viene riportata una tabella riassuntiva con i risultati ottenuti dalle due prove (vedi tabella 3.2).

PROVA	M _f [Nmm]	M _t [Nmm]	W _f [mm ³]	W _t [mm ³]	σ _f [MPa]	τ _t [MPa]	σ _{id} [MPa]	v _s []
1	210000	/	1156	2168	181,66	/	181,66	2,86
2	168000	60000	1156	2168	145,33	27,68	153,03	3,4

Tabella 3.2: Tabella riassuntiva dei valori calcolati nelle rispettive prove di flessione e torsione.

3.3 Analisi e verifica a fatica del manubrio

3.3.1 Comportamento a fatica della leghe in alluminio

Oltre alla verifica statica di un elemento è necessario verificarne anche la resistenza a fatica, in quanto rappresenta circa l'80% delle cause che portano alla rottura. La fatica rappresenta un meccanismo progressivo di danneggiamento per un materiale, che nel corso del tempo può comportare la rottura di un componente per le ripetute sollecitazioni, anche se soggetto a tensioni di molto inferiori rispetto a quelle che portano a rottura nella verifica statica. Per comprendere a fondo come si comportano le leghe leggere si introduce brevemente il fenomeno che caratterizza la fatica e i fattori che ne influenzano la vita.

Per illustrare al meglio il caso, si può prendere come riferimento un provino sollecitato da un'azione ripetuta di trazione e compressione, dopo un determinato numero di cicli, si potrà notare in superficie un primo segno di innesco della cricca. Proseguendo con i cicli di sollecitazione, la propagazione di quest'ultima si svilupperà in direzione perpendicolare a quella di sollecitazione finché la sezione resistente rimanente non riuscirà più a sopportare il carico applicato. Bisogna quindi prestare attenzione a questo fenomeno in quanto, nella maggioranza dei casi, la rottura avviene senza deformazioni plastiche evidenti complicandone la verifica dello stato di un elemento, dopo un determinato tempo di utilizzo. Le prove sperimentali per l'analisi della resistenza a fatica sono riprodotte in diagrammi (*curva di Wöhler*) nei quali si riportano in scala bi-logaritmica il numero di cicli e l'ampiezza di tensione a cui è soggetto il componente, rispettivamente nell'asse delle ascisse e delle ordinate. La scelta della scala è fondamentale per osservare una caratteristica importante della curva chiamata "*ginocchio*". Questo punto rappresenta il valore limite di tensione al di sotto del quale, teoricamente, il materiale può sopportare un numero infinito di cicli (σ_{a∞,-1}), e risulta particolarmente accentuato per gli acciai. Per le leghe di alluminio invece, la curva non presenta un significativo cambio di pendenza e di conseguenza il valore limite di fatica è sempre accompagnato dal relativo numero di cicli a rottura. Convenzionalmente, si fa riferimento ad un numero di cicli pari a 10⁸ o 5·10⁸ come si può notare nella figura 3.10 riportata di seguito, in cui si confronta la resistenza di fatica delle leghe più utilizzate.

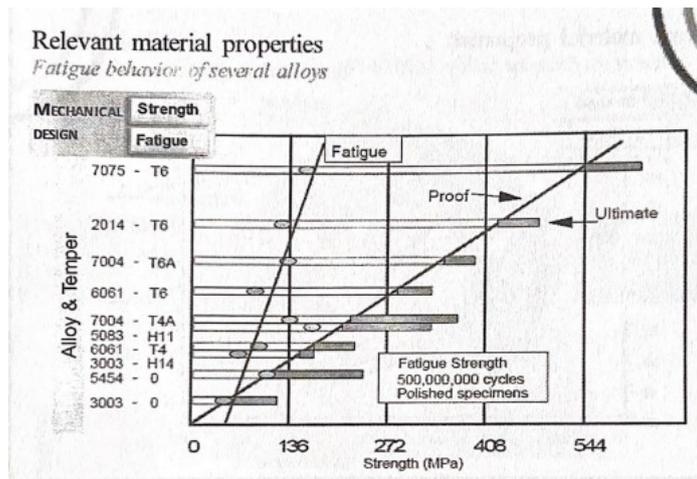


Figura 3.10: Comportamento a fatica di diverse leghe di alluminio [19].

Nelle leghe 6061-T6 e 7075-T6 considerate nel seguente elaborato, il limite a fatica (per sollecitazioni ad ampiezza variabile) vale rispettivamente 96.5 MPa e 159 MPa ad un numero di cicli pari a $5 \cdot 10^8$. Esistono numerosi parametri che influenzano il limite a fatica: il più importante riguarda sicuramente la tipologia di materiale utilizzato. Infatti esiste una relazione che lega la resistenza statica con la resistenza a fatica del materiale tramite il rapporto di fatica R_f , definito dalla relazione

$$R_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{\sigma_R} \quad (3.34)$$

il cui valore risulta compreso tra 1/2 e circa 1/3 della tensione a rottura (σ_R), proprietà del materiale, come evidenziato in figura 3.11.

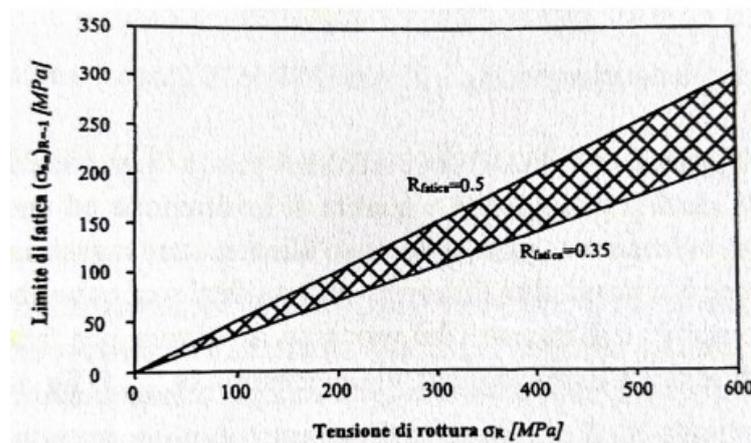


Figura 3.11: Banda di dispersione dei valori del rapporto di fatica R_f ottenuto dalla relazione [32].

Per quanto riguarda invece la finitura superficiale, a differenza degli acciai, per le leghe leggere il fattore di riduzione della resistenza a fatica viene considerato unitario, in quanto i limiti di durata di questi materiali includono già gli effetti della finitura [36]. Pertanto è possibile definire il fattore riduttivo relativo alla finitura come:

$$k_l = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{\sigma_{a\infty,-1}^*} = 1 \quad (3.35)$$

(La tensione a denominatore $\sigma_{a\infty,-1}^*$ si riferisce al limite a fatica del materiale in corso di valutazione). Un altro importante effetto che caratterizza la vita a fatica è l'effetto scala: due componenti, geometricamente simili, a parità di tutti gli altri parametri, ma con dimensioni assolute diverse, possiedono due resistenze a fatica differenti. Qualitativamente i componenti di dimensioni maggiori

risultano avere una resistenza minore rispetto a quelli con dimensioni inferiori. Questo fenomeno accade per due motivazioni principali: la prima è di entità probabilistica, in quanto una maggiore dimensione è correlata ad una quantità di difetti più rilevante e quindi esistono più possibilità di innescare di eventuali cricche, e in secondo luogo, qualora il componente fosse trattato, a causa delle maggiori dimensioni l'effetto ricercato avrebbe meno influenza nelle aree più interne. In questo caso dunque il fattore di abbattimento relativo alle dimensioni sarà $k_d \geq 1$.

La presenza di intagli agevola l'innescare di cricche nel materiale, in quanto localmente si sviluppano tensioni che superano quelle nominali. Da studi sperimentali è stato dimostrato che materiali differenti presentano sensibilità differenti agli intagli, ma in generale questo fenomeno non risulta così elevato nelle leghe di alluminio [37]. È comunque opportuno definire il fattore di riduzione della resistenza a fatica per effetto di intaglio come:

$$k_f = 1 + q(k_{tn} - 1) \quad (3.36)$$

in cui q rappresenta la sensibilità all'intaglio e $0 \leq q \leq 1$ mentre k_{tn} il fattore di concentrazione delle tensioni. Il fattore q è stato definito empiricamente da *Peterson* nel 1974 in funzione del raggio dell'intaglio (formula 3.37).

$$q = \frac{1}{1 + a/r} \quad (3.37)$$

Il parametro a nelle leghe di alluminio assume un valore pari a 0.508 mm ed è funzione della tensione di rottura del materiale. Si può notare in figura 3.12 l'andamento di q in relazione al raggio dell'intaglio.

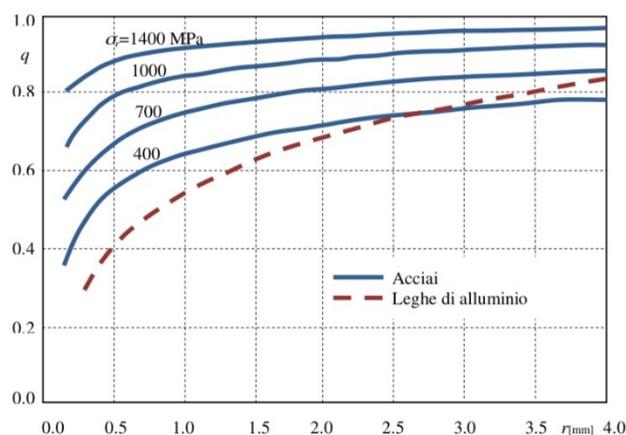


Figura 3.12: Diagramma del fattore di sensibilità all'intaglio in funzione del raggio dello stesso, per diversi acciai e le leghe di alluminio [36].

L'equazione (3.36) è di notevole importanza in quanto mostra tre possibili scenari:

1. se $q=0$ allora $k_f=1$, quindi il componente ha sensibilità all'intaglio nulla, di conseguenza a parità degli altri parametri il limite a fatica del componente intagliato non verrà diminuito;
2. se $0 < q < 1$ si ottiene $1 < k_f < k_{tn}$, quindi si ha una parziale sensibilità;
3. se $q=1$, $k_f = k_{tn}$, ci sarà una piena sensibilità da parte del componente.

Anche i trattamenti termici hanno una forte influenza sulla vita a fatica: se nelle leghe i trattamenti superficiali non presentano particolari effetti, i trattamenti termici possono indurre stati di tensioni residue. Qualora questi processi portassero stati di compressione nel pezzo si otterrebbe un miglioramento della resistenza, poiché forze di compressione si oppongono all'eventuale innescare della frattura.

Oltre ai parametri caratteristici del componente, esistono ulteriori fattori che ne caratterizzano la resistenza a fatica quando quest'ultimo viene posto in esercizio. Uno dei più importanti è sicuramente legato all'effetto della tensione media ($\sigma_m \neq 0$), infatti i componenti sono comunemente soggetti a tensioni fluttuanti, ovvero tensioni alternate sommate a tensioni statiche. Comunemente queste tensioni sono definite tramite la tensione media e l'ampiezza della tensione alternata (σ_a) applicata

secondo (3.38) e (3.39). Per esemplificare al meglio l'argomento vengono riportate le formule relative al rapporto di ciclo R e al range di tensione $\Delta\sigma$.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.38); \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.39); \quad \Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (3.40); \quad R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3.41)$$

Naturalmente a parità di ampiezza di tensione del ciclo con $R=-1$, se la tensione media ha valori positivi, significa che i carichi applicati instaurano nel pezzo uno stato di tensione di trazione che favorirà l'innescò della cricca, se invece l'alternanza è caratterizzata da una tensione media negativa accade il contrario. Per tenere conto di questo parametro sono stati proposti in letteratura dei diagrammi, ottenuti da prove sperimentali, che consentono di quantificare questo effetto sia in fase di progettazione, sia in quella di verifica (per esempio il diagramma di *Haigh* e quello di *Goodman-Smith*).

Essendo la fatica un fenomeno statistico, quanto maggiore è il volume di materiale soggetto ad una tensione prossima a quella massima, tanto più è probabile trovare un sito di potenziale innescò della cricca. Di conseguenza, anche la tipologia di sollecitazione applicata deve essere considerata per la valutazione della resistenza a fatica. I provini vengono usualmente assoggettati a prove di flessione rotante, ma nella realtà spesso si è in presenza di altre tipologie di carico, quindi anche in questo caso viene determinato un fattore correttivo k_v , che assume diversi valori a seconda della sollecitazione. La modalità di variazione del carico, invece, non rappresenta un parametro determinante per la vita a fatica del pezzo, a differenza dell'ambiente e della temperatura in cui andrà ad operare. Per esempio, luoghi corrosivi ed elevate temperature sono fattori sfavorevoli. Infine si ricorda che tutti i cicli di sollecitazione influiscono sulla durata a fatica in esercizio del componente; appunto per questo, *Miner* nel 1945, introdusse una relazione che tiene conto del danno accumulato anche in presenza di storie di carico ad ampiezza variabile.

3.3.2 Comportamento a fatica nei compositi in fibra di carbonio

Il comportamento a fatica nei materiali compositi in fibra di carbonio rappresenta una delle cause principali della rottura degli stessi. Come per gli acciai e le leghe leggere, una volta che il materiale composito è sottoposto a cicli di carico variabili, può presentare rottura a sollecitazioni di molto inferiori rispetto al valore di resistenza relativo alle prove statiche. Anche per questa tipologia di materiale la rottura si sviluppa a partire da difetti presenti nello stesso, dando vita progressivamente all'accrescimento della cricca. Differentemente però, lo sviluppo di quest'ultima può arrestarsi, senza dar luogo ad alcuna rottura grazie alla struttura con la quale è costituito il materiale composito. Per una migliore comprensione si pensi allo sviluppo della cricca all'interno della matrice ma, una volta che, al procedere dei cicli di carico, la sua propagazione raggiunge la fibra questa si arresta.

Le cause principali che governano tale comportamento riguardano principalmente la tipologia di matrice e la possibilità che si verifichi il cosiddetto "*debonding*", ovvero lo scollamento tra fibra e matrice. Altri motivi possono essere legati al tipo e alla disposizione delle fibre, con conseguente eventualità che la concentrazione delle tensioni si centralizzi alle estremità di quest'ultime e ne causino la rottura. Un ulteriore fattore di notevole importanza, che interessa direttamente la resistenza a fatica, riguarda la modalità e il numero di cicli con cui i carichi vengono applicati. È stato dimostrato [38] quanto il comportamento a fatica della matrice non rifletta quello del composito di cui fa parte e quanto possa influenzare quello dominante delle fibre di carbonio. Ciò che più sorprende di questo studio è che la natura fragile delle matrici epossidiche, altamente reticolate, fornisce al composito una resistenza alla fatica più elevata rispetto alle matrici termoplastiche (che sono più duttili). Di conseguenza, anche in presenza di compositi in fibra di carbonio unidirezionali con carichi applicati parallelamente alla direzione delle fibre, una matrice debole svolgerà un ruolo determinante rispetto alla risposta data complessivamente dal materiale.

Anche l'orientamento delle fibra gioca un ruolo fondamentale nella resistenza a fatica. Se a livello statico la massima resistenza si ottiene nel caso in cui le fibre siano disposte parallelamente allo sforzo applicato, nel caso di sollecitazioni ripetute tale configurazione risulta cruciale per il danneggiamento del materiale. Disponendo dunque le fibre con angolazioni differenti si ottengono risultati nettamente migliori. Qualora venissero aggiunti tra gli strati di fibra dei laminati di altro

materiale (come per esempio sottili lamine di vetro) disposti con angolature differenti dalle fibre stesse, questi contrasterebbero l'avanzare delle crepe, evitando la riduzione di resistenza [39].

Per quanto concerne la varietà di sollecitazioni che si possono applicare ad un componente in materiale composito, non esistono ad oggi delle teorie affermate che provino l'esistenza di una relazione tra la durata a fatica e la rispettiva tipologia di carico a cui è soggetto. In particolare si è notato (nei compositi rinforzati con fibra di vetro) che gli sforzi applicati in direzione trasversale alle fibre comportano una diminuzione di rigidità pari al 30%, corrispondente ai cicli di carico che influenzano il primo 5% della vita a fatica del materiale [40].

Come per le leghe leggere e gli acciai anche nei compositi in fibra di carbonio la tensione media condiziona la resistenza a fatica: in particolare, in presenza di sollecitazioni di compressione (caratterizzate da tensioni medie negative) si rileva un peggioramento radicale della resistenza a fatica, soprattutto, qualora si generino fenomeni di concentrazione delle tensioni [40]. Da non dimenticare, infine le condizioni ambientali in cui vengono fatti lavorare i prodotti in composito, in quanto luoghi con temperature elevate e ricchi di umidità ne causano irrimediabilmente una riduzione della vita a fatica.

È doveroso sottolineare che il composito non manifesta segni rilevanti di deformazione, ma nella maggior parte dei casi si tratta di fenomeni localizzati di difficile identificazione. Pertanto risulta difficile prevedere il comportamento di tali materiali sia a livello locale che globale, ed è altresì complicato fare affidamento su relazioni che ne prevedano la resistenza a fatica. Secondo studi recenti [41] è stato possibile decretare il comportamento a fatica di provini in laminato composito in fibra di carbonio, unidirezionali, e resina epossidica grazie all'utilizzo di tecnologie di stampaggio RTM (*Resin Transfer Molding*, tecnica nella quale si utilizza l'iniezione di resina in pressione nello stampo in cui è presente il rinforzo). In questo studio è emerso che esiste una correlazione probabilistica diretta tra l'indice di danneggiamento, relativo al 90% della vita a fatica, e l'incremento di temperatura massimo, raggiunto nella zona maggiormente sollecitata (vedi figura 3.13), tuttavia non è possibile legare la variazione percentuale di rigidità del composito con il danneggiamento a causa di una dispersione di dati significativa.

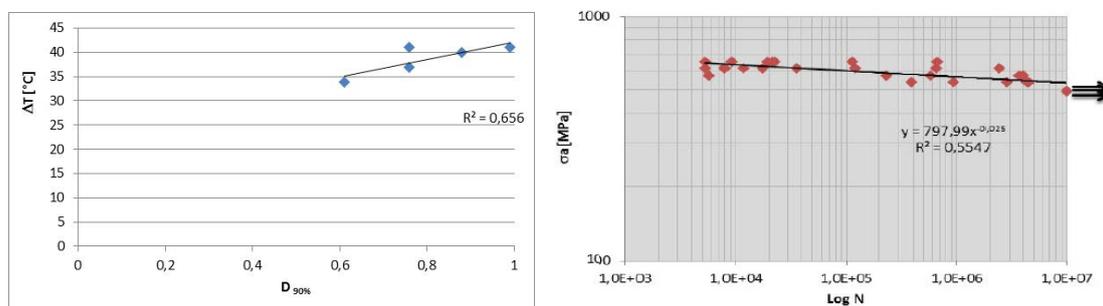


Figura 3.13: Relazione tra incremento di temperatura e indice di danneggiamento al 90% della vita a fatica a sinistra, con relativa curva di *Wöhler* destra [41].

3.3.3 Verifica a fatica secondo normativa ISO 4210-5:2014

La verifica di resistenza a fatica del manubrio da corsa prevede, dopo aver fissato adeguatamente lo stesso secondo le prescrizioni del produttore, di collegare al manubrio due dispositivi costituiti da un perno unito ad un giunto sferico, con i rispettivi assi ad una distanza minima di 15 mm dalla superficie esterna del manubrio, in modo tale da riprodurre il più fedelmente possibile la posizione delle leve del freno come raffigurato in figura 3.14.

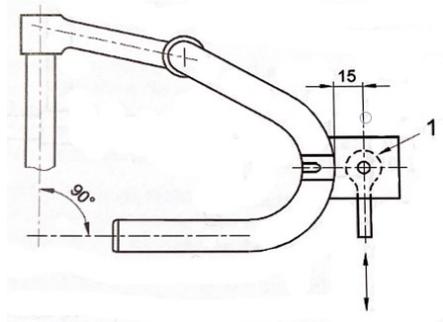


Figura 3.14; Dispositivo applicato sul manubrio, per applicare le sollecitazioni; 1) giunto sferico [35].

Anche la seguente verifica si suddivide in due fasi:

- nella prima, attraverso i giunti a sfera vengono applicate due forze sfasate di 180° pari a 280 N e parallele all'asse dello sterzo, per 10⁵ cicli alla frequenza massima di 10 Hz [42]. Qualora tale prova risultasse superata, secondo i requisiti definiti nella [43], si può passare al test successivo;
- la seconda, invece, consistente nell'applicare carichi pari a 400 N, nelle medesime condizioni della verifica precedente, ma in questo caso in fase tra di loro (vedi figura 3.15).

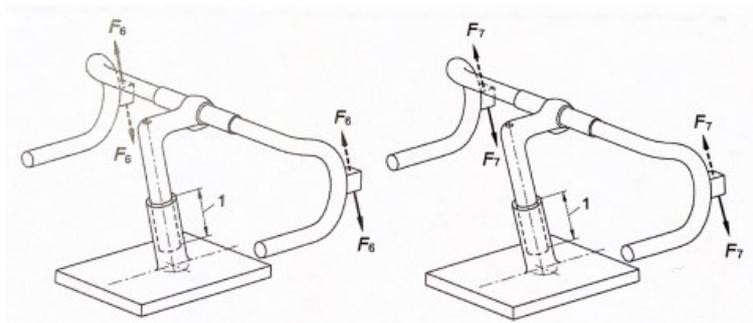


Figura 3.15: Gruppo manubrio e stelo; le forze F₆ e F₇ sono rispettivamente quelle applicate nella fase primaria e secondaria [35].

Anche per la prova a fatica, a titolo esemplificativo, si esegue la verifica in riferimento al manubrio sopra citato e raffigurato in figura 3.9.

1. In questo caso il manubrio è soggetto a momento torcente e flettente alternati con rapporto di ciclo $R=-1$:

$$M_f = F \cdot a = 280 \cdot 10^4 = 5,88 \cdot 10^4 \text{ Nmm} \quad (3.42)$$

$$M_t = F \cdot b = 280 \cdot 101 = 2,83 \cdot 10^4 \text{ Nmm} \quad (3.43)$$

dove $a = 210\text{mm}$, e $b = 75 + 11 + 15 = 101\text{mm}$ (considerando le condizioni di prova e le misure in figura 3.9. Per il calcolo, la sezione è stata considerata come un incastro ed è stato ipotizzato di poter trascurare l'effetto di concentrazione delle tensioni. Inoltre $K_t = 1$ per (3.35) e dalla letteratura è stato ricavato $K_d = 1,16$.

Note le tensioni ammissibili per il materiale si ricavano i valori limite per il componente (calcolati per un valore del rapporto di fatica pari a 0.4):

$$\sigma_{a,-1} = \sigma_R \cdot R_f = 580 \cdot 0,4 = 232\text{MPa} \quad (3.44)$$

$$\tau_{a,-1} = \tau_R \cdot R_f = 331 \cdot 0,4 = 132,4\text{MPa} \quad (3.45)$$

$$\sigma_{a,-1}^* = \frac{\sigma_{a,-1}}{K_d} = \frac{232}{1,16} = 200\text{MPa} \quad (3.46)$$

$$\tau_{a,-1}^* = \frac{\tau_{a,-1}}{K_d} = \frac{132,4}{1,16} = 114,14\text{MPa} \quad (3.47)$$

È possibile poi determinare la tensione ammissibile a vita finita (10⁵ cicli) e in particolare la pendenza del diagramma di *Whöler* (figura 3.16) del componente:

$$\sigma_a^*(10^5) = \sigma_{a,-1} \left(\frac{2 \cdot 10^6}{10^5} \right)^{\frac{1}{k}} = 200 \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^6}{10^5} \right)^{\frac{1}{7,139}} = 304,28 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

$$k = \frac{\log\left(\frac{2 \cdot 10^6}{10^3}\right)}{\log\left(\frac{\sigma_R}{\sigma_{a,-1}}\right)} = \frac{\log\left(\frac{2 \cdot 10^6}{10^3}\right)}{\log\left(\frac{580}{200}\right)} = 7,139 \quad (3.49)$$

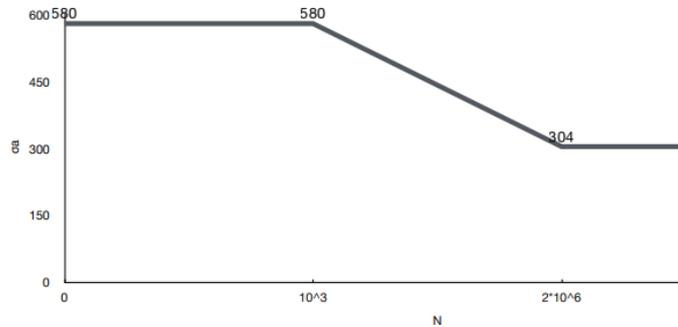


Figura 3.16: Curva di Wöhler

Per la determinazione delle tensioni applicate si sfruttano (3.21) e (3.23), ed il criterio di *Von Mises* per la tensione ideale, pertanto il coefficiente di sicurezza a fatica risulta verificato (3.53).

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{5,88 \cdot 10^4}{1,156 \cdot 10^3} = 50,87 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{2,83 \cdot 10^4}{2,168 \cdot 10^3} = 13,05 \text{ MPa} \quad (3.51)$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = \sqrt{50,87^2 + 3 \cdot 13,05^2} = 55,67 \text{ MPa} \quad (3.52)$$

$$v_f = \frac{\sigma_a^*(10^5)}{\sigma_{id}} = \frac{304,28}{55,67} = 5,47 \quad (3.53)$$

2. Analogamente alla prima verifica si calcola il coefficiente di sicurezza a fatica in relazione al momento torcente e flettente derivati in questo caso da una forza pari a 400 N:

$$M_f = 400 \cdot 210 = 8,4 \cdot 10^4 \text{ Nmm} \quad (3.56)$$

$$M_t = 400 \cdot 101 = 4,04 \cdot 10^4 \text{ Nmm} \quad (3.57)$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{8,4 \cdot 10^4}{1,156 \cdot 10^3} = 72,66 \text{ MPa} \quad (3.58)$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{4,04 \cdot 10^4}{2,168 \cdot 10^3} = 18,63 \text{ MPa} \quad (3.59)$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = \sqrt{72,66^2 + 3 \cdot 18,63^2} = 79,50 \text{ MPa} \quad (3.60)$$

$$v_f = \frac{\sigma_a^*(10^5)}{\sigma_{id}} = \frac{304,28}{79,50} = 3,83 \quad (3.61)$$

Nella seguente tabella 3.3 vengono riportati i dati ottenuti nelle rispettive prove a fatica.

PROVA	M_f [Nmm]	M_t [Nmm]	k_f	k_d	$\sigma_a^*(10^5)$ [Mpa]	σ_f [Mpa]	τ_t [MPa]	σ_{id} [Mpa]	v_f []
1	58800	28300	1	1,2	304,28	50,87	13,05	55,67	5,47
2	84000	40400	1	1,2	304,28	72,66	18,63	79,5	3,83

Tabella 3.3: Tabella riassuntiva dei valori calcolati nelle due prove a fatica.

CONCLUSIONI

Il seguente elaborato è servito a raccogliere informazioni relative a tutti quei parametri che svolgono un ruolo fondamentale per l'analisi meccanica di un manubrio di una bicicletta da corsa. Dopo aver analizzato, i materiali costituenti questo componente, si è passati ad un approfondimento per i compositi in resina epossidica rinforzati con fibre di carbonio e per due leghe leggere di alluminio. È stato dimostrato che questi materiali fibro-rinforzati e, nel particolare, le leghe di alluminio 6061 e 7075, offrono un ottimo compromesso tra leggerezza e proprietà meccaniche. Si è visto, in seguito, come differenti composizioni di elementi, e di trattamenti termici possono influire sulle caratteristiche delle leghe, variandone la risposta agli sforzi a cui sono soggetti. Inoltre sono stati forniti dei modelli matematici, basati su dati ottenuti sperimentalmente, che descrivono il comportamento vibratorio trasmesso dal manubrio al ciclista, evidenziandone gli aspetti caratteristici in riferimento alle accelerazioni, alle forze e alle pressioni. Dall'analisi condotte, dunque, è emerso che i manubri in alluminio risultano avere una risposta peggiore alle sollecitazioni rispetto a quelli in carbonio, anche se il loro assorbimento risulta più stabile. Contestualizzando l'idea di comfort, in relazione allo sviluppo delle nuove geometrie presenti nel mercato, è stato documentato quanto sia diventato influente l'approccio fluidodinamico-computazionale. L'introduzione di sagome, di ispirazione alare, ha, infatti, generato vantaggi considerevoli, riducendo turbolenze ed energia cinetica e velocizzando la marcia dell'intera bici di un fattore del 3%. Infine seguendo i modelli di analisi presenti in letteratura è stato comprovato che le forze applicate sul manubrio dipendono, oltre che dalle condizioni di corsa, dall'atleta e di conseguenza, a causa di questa variabilità, non essendoci dei valori standard che caratterizzino i carichi, questi vengono analizzati secondo intervalli specifici. Per tali motivi un manubrio da corsa è soggetto a molteplici prove di verifica, selezionate appositamente e raccolte nella vigente normativa ISO 4210-5:2014, prima di essere omologato per la vendita. Nella fattispecie, a titolo esemplificativo, è stata eseguita la verifica sia statica sia a fatica di un manubrio *DEDA ZERO RHM*, che ha ottenuto esito positivo in entrambe le prove, ottenendo valori dei coefficienti di sicurezza superiori a 1,5 preso di riferimento.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G.P. Rubino, *La bicicletta da corsa*, Hoepli, 2019, pp. 210-212.
- [2] R. Hallett, *La bicicletta pezzo per pezzo*, Logos edizioni, 2015, p. 150.
- [3] <https://cyclinside.it>
- [4] www.flybox.altervista.org
- [5] <https://dedaelementi.com>
- [6] M. Pasquali, *Le fibre di carbonio*, Università degli Studi di Roma, 2010, pp. 1-48.
- [7] D. Tassetti, *Studio delle tecniche di prototipazione virtuale per l'analisi dei laminati compositi in CFRP*, 2019, pp. 15-18.
- [8] <http://www.dallabetta.com>
- [9] R. Bertani, *Corso di «Chimica per l'ingegneria aerospaziale»*, Università degli Studi di Padova, 2021/2022.
- [10] <https://alpinebike.altervista.org>
- [11] I. Antonazzo, *Polimerizzazione frontale di compositi a base epossidica rinforzati con tessuto in fibra di carbonio*, 2019, p.17.
- [12] G. Barile, *Caratterizzazione di materiali compositi. Rilevamento e calcolo dei moduli caratteristici*, Università degli Studi di Ferrara, 2014.
- [13] S. Russo, *Incremento della tenacità a frattura interlaminare di Modo I e II in CFRP mediante l'uso di nanofibre polimeriche ottenute per elettrofilatura*, Università degli Studi di Bologna, 2017, pag. 14.
- [14] A. Haeger, D. Meinhard, F. Lissek, M. Kaufeld, M. J. Hoffmann, G. Schneider, V. Knoblauch, *Interaction between laminate quality, drilling-induced delamination and mechanical properties in machining of carbon fibre reinforced plastic (CFRP)*, Materwiss, Werksttech., vol. 47, 2016, pp. 997-1014.
- [15] T. Brugo and R. Palazzetti, *The effect of thickness of Nylon 6,6 nanofibrous mat on Modes I–II fracture mechanics of UD and woven composite laminates*, Compos. Struct., vol. 154, 2016, pp. 172–178.
- [16] E. Giannotti, *Alluminio e le sue leghe. Classificazioni e trattamenti termici*, Torino.
- [17] M. Dabalà, *Materiali metallici*, Università degli Studi di Padova, 2022.
- [18] R. Cobden, A. Banbury, *Alluminium: Physical Properties, Characteristics and Alloys*, TALAT, 1994.
- [19] P. Ferro, F. Bonollo, *Dispense di materiali metallici*, Libreria Progetto, Padova.
- [20] S. Tung, *Handlebar Production Machine Line*, Bicycle Production Machine, 2019.
- [21] Y. Champoux, S. Richard, J.-M. Drouet, *Bicycle Structural Dynamics*, Sound and vibration, 2007, pp. 16-22.
- [22] T.T. Gribb, F.J. Worzala, G.W. Gribb, *Modeling bicycle-rider vibrations: implications for material selection*, Mrs Bulletin, 1998, pp. 56-58.

- [23] J. Lépine, Y. Champoux, J.M. Drouet, *Road bike comfort: on the measurement of vibrations induced to cyclist*, Isea, 2014, n. 17, pp. 113-122.
- [24] J. Lépine, Y. Champoux, J.M. Drouet, *The relative contribution of road bicycle components on vibration induced to the cyclist*, Isea, 2015, n. 18, pp. 79-91.
- [25] M. Castellini, M. Barbanera, M. Scungio, F. Arpino, *Numerical and experimental analysis of turbulent fluid flow around latest generation cycling frame*, Int. J. Comp. Meth. And Exp. Meas, Vol. 8, n. 4, pp. 355-366.
- [26] R.A. Lukes, S.B. Chin, S.J. Haake, *The understanding and development of cycling aerodynamics*, Sports Engineering, 2005, Vol. 8, pp. 59-74.
- [27] W. Wurnitsch, M. Siebert, S. Litzenberger, A. Sabo, *Development of an individually customizable integral carbon aerobar based on sEMG measurements of the upper limbs*, Procedia Engineering, 2010, n. 2, pp. 2631-2635.
- [28] www.bicidastrada.it
- [29] www.ribboncycles.co.uk
- [30] F. Bolourchi, M.L. Hull, *Measurement of Rider Induced Loads During Simulated Bicycling*, International Journal of Sport Biomechanics, 1985, Vol. 1, 308-329.
- [31] D. Covill, P. Allard, J.-M. Drouet, N. Emerson, *An Assessment of Bicycle Frame Behaviour under Various Load Conditions Using Numerical Simulations*, Procedia Engineering, 2016, n. 147, pp. 665-670.
- [32] B. Atzori, *Appunti di costruzione di macchine*, Libreria Int. Cortina, Padova, 2005, p. 6, p. 85.
- [33] S. Ilario, *Studio di attrezzature e realizzazione di prove sperimentali per l'analisi del comportamento a compressione di materiali compositi in CFRP*, Università di Pisa, p. 10.
- [34] P. Bere, M.C. Dudescu, N. Balci, P. Berce, A.M. Iurian, O. Nemes, *Design and Analysis of Carbon/epoxy Composite Bicycle Handlebar*, Materiale Plastice, V.51, n.2, 2014, pp. 145-149.
- [35] BS EN ISO 4210-5: 2014, *Cycles – Safety requirements for bicycles*.
- [36] G. Petrucci, *Dispense del Corso di Costruzione di Macchine*, Università degli Studi di Palermo, 15.1-15.10.
- [37] P. Lazzarin, R. Tovo, G. Meneghetti, *Fatigue crack initiation and propagation phases near notches in metals with low notch sensitivity*, Int. J. Fatigue, 1997, Vol. 19, pp. 646-657.
- [38] G. Hartwig, R. Hubner, S. Knaak, C. Pannkoke, *Fatigue behaviour of composite*, Cryogenics, 1998, pp. 75-78.
- [39] G. Hartwig, *Reinforced polymers at low temperatures*, Advances in Cryogenic Engineering Materials, 1982, pp. 179-180.
- [40] B. Zuccarello, *Dispense del Corso di Meccanica dei Materiali Compositi e Ceramiche*, Università di Palermo, 2014, pp. 100-112.
- [41] V. Dattoma, M. De Giorgi, R. Nobile, F. Palano, *Danneggiamento a fatica di materiali compositi in fibra di carbonio*, AIAS – Ass. Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni, 2014, pp. 1-10.
- [42] BS EN ISO 4210-3: 2014, *Common test methods*.
- [43] BS EN ISO 4210-2: 2014, *Requirements for city and trekking, young adult, mountain and racing bicycles*.