



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Relazione per la prova finale

*Analisi strutturale del telaio di una bicicletta da corsa in lega
leggera*

Tutor Universitario: Prof. Giovanni Meneghetti

Tommaso Billiani-2036607

Anno Accademico 2025/2026

Indice

CAPITOLO 1.	Descrizione stato d'arte della bicicletta da corsa	1
1.1.	Dalla draisina al biciclo	1
1.2.	La bici di sicurezza.....	1
1.3.	Storia della bici in Italia	2
1.4.	La nascita del cambio e la sua evoluzione.....	3
1.5.	Nuovi materiali.....	4
1.6.	Gli anni 2000: il dominio del carbonio.....	5
1.7.	Gli Anni 2010: Elettronica e freni a disco	5
1.8.	Oggi: Integrazione totale, aerodinamica e wireless	6
1.9.	Le contaminazioni tecnologiche tra le discipline	7
1.9.1.	Bici da strada: corsa, endurance, aero e crono	7
1.9.1.1.	Bici da Corsa Classica (Lightweight / Salita).....	7
1.9.1.2.	Bici Endurance (Granfondo)	7
1.9.1.3.	Bici Aero	8
1.9.1.4.	Bici da Cronometro / Triathlon (Crono).....	8
1.9.2.	Mountain bike: non sono tutte uguali	9
1.9.2.1.	Il Cross Country (XC).....	9
1.9.2.2.	Il Trail.....	10
1.9.2.3.	L'Enduro.....	10
1.9.2.4.	Il Downhill (DH).....	11
1.9.3.	Gravel, ciclocross e ibride: le bici che fanno tutto.....	11
1.9.3.1.	Il Ciclocross (CX)	11
1.9.3.2.	Il Gravel	12
1.9.3.3.	Le Ibride (Trekking e Fitness).....	12
1.9.4.	Bici urbane, pieghevoli e cargo.....	13
1.9.4.1.	Bici urbane	13
1.9.4.2.	Bici pieghevoli	14
1.9.4.3.	Cargo	14
1.9.5.	E-bike e bici speciali.....	15
1.9.5.1.	Le E-bike (Biciclette a pedalata assistita).....	15
1.9.5.2.	Le Bici Reclinate	15
1.9.5.3.	Tandem e Handbike.....	16
CAPITOLO 2.	L'anima della bici da corsa: il telaio	17
2.1.	Introduzione e funzione del telaio	17
2.2.	Evoluzione geometrica: dalla tradizionale allo "Sloping".....	17
2.3.	Panoramica dei materiali costruttivi.....	17

2.3.1.	Acciaio.....	18
2.3.2.	Alluminio.....	18
2.3.3.	Carbonio	18
2.3.4.	Titanio.....	19
2.4.	Alluminio 7021 T6.....	19
CAPITOLO 3. Caratteristiche geometriche del telaio e carichi applicati		22
3.1.	Geometria del telaio	22
3.2.	Oggetto dello studio	24
3.3.	Carichi applicati	24
CAPITOLO 4. Modellino travi del telaio con Solidworks		30
4.1.	Finestra principale Solidworks	30
4.2.	Struttura del telaio	30
CAPITOLO 5. Simulazione elementi finiti sul telaio con carichi.....		33
5.1.	Introduzione al Metodo degli Elementi Finiti	33
5.2.	Definizioni di base.....	33
5.3.	Passi dell'analisi F.E. per casi statici lineari.....	34
5.4.	Tipi di elemento finito	34
5.5.	Tipi di mesh.....	34
5.6.	Ipotesi dell'analisi statica lineare	35
5.7.	Fasi del processo FEM	35
5.8.	Creazione della mesh.....	36
5.9.	Definizione dei carichi e delle condizioni al contorno	37
5.9.1.	Vincoli.....	37
5.9.2.	Forze	39
5.9.2.1.	Ciclista seduto	39
5.9.2.2.	Ciclista in piedi.....	42
5.9.2.3.	Strada dissestata	43
5.9.2.4.	Frenata.....	47
5.10.	Spostamenti	49
5.11.	Tensioni	52
5.12.	Valutazione a fatica.....	54

Sommario

In questa tesi si effettua l'analisi statica lineare e la verifica a fatica di un telaio da bici da corsa realizzato in lega di alluminio 7021-T6 attraverso il metodo degli elementi finiti.

L'obiettivo è quello di valutare lo stato di sollecitazione e deformazione a cui è sottoposto il telaio sotto diversi scenari operativi, verificandone l'affidabilità strutturale e stimandone la vita utile.

Il Capitolo 1 è dedicato a una descrizione dello stato d'arte della bicicletta da corsa, delineando la sua evoluzione storica, le innovazioni tecnologiche e classificando le diverse tipologie di biciclette presenti oggi sul mercato.

Nel Capitolo 2 si descrive la funzione strutturale del telaio e la sua evoluzione geometrica verso la moderna configurazione "sloping". Si fornisce inoltre una panoramica dei principali materiali costruttivi impiegati in ambito ciclistico, definendo nello specifico le proprietà fisiche e meccaniche della lega di Alluminio 7021 T6 impiegata nell'analisi.

Nel Capitolo 3 si descrivono le caratteristiche geometriche specifiche del telaio oggetto di studio, derivato dal modello Bianchi ML3 Reparto Corse. Inoltre, si analizzano nel dettaglio e si calcolano analiticamente le diverse tipologie di carico applicate al telaio, derivanti da specifiche condizioni di marcia (ciclista seduto, in piedi, strada dissestata e frenata).

Nel Capitolo 4 si realizza il modello geometrico tridimensionale del telaio mediante il software SolidWorks, definendo lo scheletro strutturale e modellando accuratamente le intersezioni tra le tubazioni.

Nel Capitolo 5, dopo un'introduzione ai principi del Metodo degli Elementi Finiti (FEM), si esegue la modellazione FEM del telaio definendo la mesh, i vincoli cinematici e l'applicazione spaziale delle forzanti. Si procede quindi con l'analisi statica esaminando gli spostamenti e le tensioni equivalenti per i vari scenari di carico, concludendo lo studio con un'approfondita valutazione della vita a fatica del componente basata sui parametri normativi dell'Eurocodice 9.

CAPITOLO 1. Descrizione stato d'arte della bicicletta da corsa

1.1. Dalla draisina al biciclo

La bicicletta da corsa rappresenta una delle massime espressioni dell'ottimizzazione strutturale in campo meccanico. Nel corso dei decenni, l'obiettivo progettuale è rimasto invariato: massimizzare la rigidità torsionale e flessionale per garantire la totale trasmissione della potenza espressa dal ciclista, riducendo contestualmente al minimo la massa complessiva del veicolo.

Tutto ebbe inizio nel 1818, quando l'inventore tedesco Karl von Drais brevettò il primo modello rudimentale di bicicletta, evoluzione di una forma più primitiva (celerifero) che venne perfezionata con l'aggiunta del manubrio e della sella; tale veicolo, chiamato draisina in onore del suo ideatore, aveva una struttura prevalentemente lignea e non era dotata né di freni né di pedali, per cui la spinta e la conseguente frenata erano impressi dall'azione delle gambe e dei piedi sul terreno.



Figura 1.1: Primo modello di bici: draisina [1]

La storia della bicicletta prosegue, dopo l'introduzione dei pedali avvenuta nel 1861 ad opera di Ernest Michaux e il loro montaggio su un velocipede di nuova concezione, nel 1869. Eugene Meyer si mise in mostra sulla scena internazionale inventando il biciclo, cioè un particolare velocipede con la ruota anteriore di grande diametro rispetto a quella posteriore.



Figura 1.2: Biciclo [1]

In questo periodo vennero sviluppati studi specifici al fine di garantire una sempre maggiore efficienza unitamente al comfort di questo mezzo di trasporto; infatti, oltre all'utilizzo di materiali lignei e metallici per la sua fabbricazione, vennero introdotte delle novità tra cui la ruota a raggi, la trasmissione a catena e i primi congegni atti a moltiplicare la velocità di avanzamento.

1.2. La bici di sicurezza

Nel 1885 l'inglese John Starley realizzò la prima vera bicicletta, che chiamò Safety Bicycle, cioè “bicicletta di sicurezza” in quanto dotata di tutti quei particolari da renderla, a differenza del biciclo, più sicura e confortevole: ruote dello stesso diametro, sistema di pedalata a ruota libera (meccanismo che permette alla ruota di continuare a girare anche quando i pedali sono fermi), catena per la trasmissione del movimento alla ruota posteriore, ruota dentata fissata al mozzo della ruota posteriore e ruota dentata calettata sull'asse dei pedali, cuscinetti a sfera, pneumatici, impianto frenante.



Figura 1.3: Safety bicycle [1]

1.3. Storia della bici in Italia

Contemporaneamente sorsero le prime case costruttrici di biciclette, tra cui Bianchi, primo marchio assoluto in Italia (1885). A partire dal 1890 cominciarono a diffondersi con una certa regolarità le competizioni ciclistiche, le quali, certamente, ebbero il pregio di rendere popolare sin da subito questo nuovo sport, oltre che a rappresentare la molla verso il raggiungimento del modello più perfetto di bicicletta.

Le prime biciclette da corsa, la cui forma è rimasta tale sino ai nostri giorni (struttura del telaio a diamante, cioè a doppio triangolo), erano costruite generalmente con robuste tubazioni d'acciaio ed avevano un peso elevato, circa 20 kg, in quanto dovevano resistere alle sollecitazioni meccaniche inferte dai terreni sconnessi (a quei tempi le strade non erano ancora asfaltate); inoltre tali bici non erano dotate né di cambio né di ruota libera, montavano il rapporto unico ed avevano il freno anteriore a tampone, che agiva direttamente sul copertone e non sul cerchio

Si dovrà attendere solamente il secondo decennio del Novecento per vedere un impianto frenante più evoluto (freno tipo Bowden) che agisca sul cerchio della ruota, come anche l'adozione di due pignoni sul mozzo

posteriore, uno a destra e uno a sinistra; per cambiare rapporto bisognava fermarsi, smontare la ruota posteriore e poi rimontarla dall'altro lato, ove era collocato l'altro pignone.



Figura 1.4: 1907 Labor [1]

1.4. La nascita del cambio e la sua evoluzione

L'innovazione più importante degli anni Trenta fu sicuramente il cambio, brevettato nel 1933 da Campagnolo nella versione del cambio a bacchetta (detto anche a due leve); la manovra consisteva nell'azionare la prima leva per sbloccare il mozzo della ruota, azionare l'altra per spostare la catena sul pignone e successivamente chiudere il mozzo tramite la prima leva, e durante questa procedura bisognava compiere una mezza pedalata all'indietro.

Nel corso di due decenni, il cambio fu migliorato nei componenti e nei meccanismi, sino a raggiungere alti livelli nel 1947 con il cambio introdotto da Simplex, il quale sfruttava una levetta posta sul tubo obliquo del telaio per effettuare la cambiata; con questo sistema si potevano montare sino a 5 pignoni con la doppia corona.



Figura 1.5: 1937 Peugeot [1]

Dal 1950 sino agli inizi degli anni '70 il gruppo Campagnolo sviluppò dei nuovi modelli di cambio più efficienti, più leggeri ma al contempo robusti, che potevano garantire una maggiore scelta nel numero dei pignoni (lo standard prevede 5 o 6 pignoni posteriori e la classica guarnitura anteriore 52-42), unitamente ad una cambiata più immediata, assicurata dall'azionamento di due levette (una per i pignoni posteriori e una per le corone anteriori) posizionate sul tubo obliquo del telaio. I ciclisti devono staccare una mano dal manubrio per cercare il rapporto giusto "a sensazione" (non c'era lo scatto indicizzato). Nel 1973 si affacciò sulla scena mondiale quello che diventerà il principale concorrente di Campagnolo, la giapponese Shimano, che lanciò il suo primo cambio Dura Ace. Per quanto riguarda i pedali invece, si usano puntapiedi in metallo e cinghietti in cuoio da stringere manualmente per bloccare la scarpa. Negli anni '70 una bicicletta top di gamma pesava intorno ai 10 kg.



Figura 1.6: 1970 Frejus [1]

Nel corso degli anni '80, oltre all'innovazione del pacco pignoni a cassetta in sostituzione del sistema a ruota libera, Shimano divenne famosa per aver introdotto la nuova versione del cambio Dura Ace (1984) a sei velocità e indicizzato, ovvero con la levetta che scattava ad ogni cambio di pignone; sistema molto più pratico, veloce e preciso, antesignano del nuovo sistema che verrà introdotto nel 1991 che comprenderà il cambio integrato nelle leve del freno sul manubrio. È una rivoluzione per la sicurezza e la reattività, poiché si cambia senza mai staccare le mani dal manubrio.

Contestualmente a queste innovazioni entrarono sul mercato i pedali a gancio e sgancio rapido in sostituzione di quelli classici a gabbietta, migliorando la sicurezza in caso di caduta e l'efficienza della pedalata.

1.5. Nuovi materiali

Negli ultimi trent'anni si assistette ad una vera rivoluzione: l'acciaio venne sostituito da materiali più leggeri e performanti, come l'alluminio, la fibra di carbonio ed il titanio; la bici da corsa classica venne ad essere affiancata, e poi sostituita, da bici da corsa dalle forme sempre più moderne ed esteticamente accattivanti, quasi esasperate nella ricerca del minor peso possibile e della maggior efficienza, sia da un punto di vista meccanico che aerodinamico.

Cominciano a comparire i primi manubri da cronometro (resi celebri da Greg LeMond al Tour de France del 1989) e le ruote lenticolari.



Figura 1.7: Greg Lemond nella TT del 1989



Figura 1.8: Francesco Moser con la prima bici lenticolare del 1984

1.6. Gli anni 2000: il dominio del carbonio

Il carbonio diventa rapidamente il materiale d'elezione. La tecnologia costruttiva "monoscocca", il telaio viene "cotto" all'interno di uno stampo come se fosse un pezzo unico, permette di plasmare telai privi di congiunzioni, rigidissimi, resistenti e con forme tubolari personalizzate per flettere o resistere in punti specifici.

La tecnologia dei materiali compositi permise di creare bici talmente leggere e performanti che, nell'anno 2000, l'Unione Ciclistica Internazionale (UCI) fu costretta a imporre un limite di peso minimo di 6,8 kg per garantire l'integrità strutturale e la sicurezza dei corridori. Le biciclette diventano così leggere da raggiungere e superare agilmente questo limite, costringendo spesso i meccanici ad aggiungere pesi fittizi per poter gareggiare.

Fino ai primi anni 2000, la guarnitura standard era la 53/39 (53 denti la corona grande, 39 la piccola). Questo richiedeva gambe notevoli, specialmente sulle salite alpine. Viene introdotta e resa popolare la guarnitura Compact (50/34) che abbinata a cassette posteriori con 10 velocità, permetteva finalmente a chiunque di affrontare grandi pendenze con una pedalata "agile", senza doversi alzare continuamente sui pedali per pura forza.

Con l'avvento dei nuovi materiali anche i prezzi delle biciclette subiscono un'impennata: quelle biciclette che nel secolo precedente giravano intorno ai 3/5 milioni di lire (ovvero 1500/2500 euro), ora vengono a costare fino a 6000 euro.

Questo rialzo deriva anche da un cambiamento a livello della produzione; i telai non sono più fatti a mano da un telaista locale, ma prodotti in stampi costosissimi in estremo oriente. Il marketing e la sponsorizzazione delle squadre World Tour iniziano a pesare enormemente sul prezzo finale.

1.7. Gli Anni 2010: Elettronica e freni a disco

L'elettronica irrompe nel ciclismo, seguita da un radicale cambiamento nel sistema di frenata.

Shimano sdogana il cambio elettronico su larga scala con il sistema Di2. I tradizionali cavi d'acciaio vengono sostituiti da impulsi elettrici che muovono piccoli deragliatori motorizzati. La cambiata diventa un click perfetto, istantaneo e infallibile anche sotto sforzo.



Figura 1.9: Sistema Di2 della Shimano

Nell'impianto di frenata si impongono i freni a disco idraulici (derivati dalla mountain bike) che iniziano a sostituire i classici freni a pattino. Nonostante le iniziali resistenze, si impongono perché offrono una frenata potente, modulabile e sicura in qualsiasi condizione atmosferica.

Anche per quanto riguarda i copertoni abbiamo un cambiamento: si passa dai sottilissimi 19-21 mm a sezioni da 25 mm, ottenendo più velocità e più comfort.

1.8. Oggi: Integrazione totale, aerodinamica e wireless

La bicicletta contemporanea è un sistema chiuso e perfettamente calcolato in galleria del vento, dove ogni dettaglio è studiato per fendere l'aria.

I cavi (sia dei freni che del cambio) sono completamente nascosti all'interno del manubrio, dell'attacco e del telaio. Questo pulisce l'estetica e riduce drasticamente i vortici d'aria.

Le camere d'aria sono ormai obsolete tra i professionisti, sostituite dai sistemi tubeless (pneumatici con liquido sigillante all'interno). Le larghezze standard sono arrivate a 28 mm, permettendo pressioni di gonfiaggio più basse che assorbono le vibrazioni dell'asfalto senza perdere scorrevolezza.

I moderni gruppi cambio comunicano senza fili tra le leve e i deragliatori, arrivando a gestire 12 o 13 rapporti posteriori.

La tecnologia elettronica e i freni a disco hanno trasformato il mondo della bicicletta in una vera e propria categoria di lusso: le bici dei grandi marchi toccano i 16000 euro mentre le bici di medio range non scendono sotto i 4000 euro.



Figura 1.10: Bianchi Infinito 2026

1.9. Le contaminazioni tecnologiche tra le discipline

L'evoluzione tecnologica e il mutare delle esigenze degli utilizzatori hanno spinto l'industria ciclistica verso una continua innovazione. Negli ultimi decenni, le nette distinzioni storiche tra le diverse tipologie di biciclette si sono progressivamente assottigliate: le soluzioni tecniche proprie delle Mountain Bike (MTB) si sono fuse con le geometrie e la ricerca aerodinamica tipiche delle biciclette da corsa, dando vita a mezzi ibridi di nuova generazione.

Attualmente il mondo del biciclo si divide in cinque macrocategorie: da strada, mountain bike, ibride/gravel, urbane e speciali (e-bike, BMX, fat bike). Ogni tipo ha una geometria del telaio diversa che cambia la posizione del corpo, il comfort e la resa sui vari terreni.

1.9.1. Bici da strada: corsa, endurance, aero e crono

Negli ultimi decenni, la ricerca dell'ottimizzazione della performance ha portato a una netta specializzazione della bicicletta da corsa, suddividendo il mercato in quattro macrocategorie principali, ciascuna con geometrie, materiali e finalità ben distinte.

1.9.1.1. Bici da Corsa Classica (Lightweight / Salita)

Al vertice della piramide per quanto riguarda la leggerezza troviamo la bicicletta da corsa classica, definita anche "lightweight" o da salita. In questo caso, l'obiettivo primario dei progettisti è il contenimento della massa, spesso spingendosi fino al limite regolamentare UCI di 6,8 kg, per favorire la reattività e le prestazioni sui grandi dislivelli. Si tratta di mezzi agili, con interassi ridotti e una struttura ottimizzata per massimizzare la rigidità torsionale durante lo scatto. I prezzi per questi modelli riflettono l'ampiezza del mercato, partendo dai circa 1.500 euro delle versioni in lega leggera fino a superare i 12.000 euro per le macchine professionali in carbonio.



Figura 1.11: Specialissima RC Bianchi

1.9.1.2. Bici Endurance (Granfondo)

Qui il focus si sposta sulla biomeccanica e sul comfort: attraverso valori di stack più elevati e un reach più contenuto, si garantisce al ciclista una posizione meno estrema e più sostenibile per molte ore in sella. Il telaio e il reggisella sono spesso progettati per flettere in modo controllato così da assorbire le vibrazioni del

terreno, rendendo queste bici ideali per le Granfondo o i percorsi su fondi irregolari. I costi in questo segmento variano mediamente dai 1.200 ai 10.000 euro.



Figura 1.12: Bici endurance bianchi

1.9.1.3. Bici Aero

La priorità assoluta è la riduzione della resistenza all'avanzamento. Ogni tubazione è modellata seguendo profili aerodinamici e l'integrazione dei componenti è totale per eliminare ogni resistenza superflua. Sebbene siano solitamente più pesanti delle bici da pura salita, rappresentano la scelta d'elezione per velocisti e passisti che operano ad alte velocità in pianura. A causa della complessità dei test in galleria del vento e dei processi produttivi, i prezzi difficilmente scendono sotto i 3.000 euro, toccando punte di 15.000 euro.



Figura 1.13: Bici Oltre RC Bianchi

1.9.1.4. Bici da Cronometro / Triathlon (Crono)

Questi mezzi sono progettati esclusivamente per prove individuali contro il tempo, adottando posizioni di guida estremamente avanzate grazie ad angoli del tubo sella molto verticali. Trattandosi di strumenti di

estrema nicchia con componentistica quasi interamente proprietaria, i costi sono elevati e partono generalmente da una base di 4.000 euro per i modelli specialistici.



Figura 1.14: Bici Aquila RC Bianchi

1.9.2. Mountain bike: non sono tutte uguali

Esattamente come accade su strada, anche il mondo del fuoristrada ha subito una profonda frammentazione tecnologica. Sotto il termine generico di "Mountain Bike" (MTB) si raggruppano oggi macchine ingegneristicamente molto diverse tra loro, progettate per rispondere a specifiche esigenze di pendenza, velocità e assorbimento degli urti.

1.9.2.1. Il Cross Country (XC)

L'obiettivo primario di queste biciclette è divorare i chilometri e dominare le salite. I telai, rigorosamente in carbonio per i modelli di alta gamma, sono studiati per la massima rigidità e leggerezza. Le geometrie presentano un angolo di sterzo più "chiuso" (verticale) per garantire una sterzata fulminea e reattiva. Le sospensioni hanno un'escursione ridotta, tipicamente tra i 100 e i 120 millimetri: il minimo indispensabile per assorbire le asperità del terreno senza disperdere la potenza impressa sui pedali. Non a caso, è l'unica categoria dove sopravvivono ancora le bici "front" (o hardtail), ovvero prive di ammortizzatore posteriore. Per quanto riguarda i costi, si parte da circa 800-1.200 euro per validi modelli entry-level in alluminio, passando ai 3.000-5.000 euro per le performanti "full-suspended" in carbonio, fino ad arrivare a cifre vertiginose tra i 9.000 e i 12.000 euro per le macchine pronto-gara utilizzate in Coppa del Mondo.



Figura 1.15: Bici Magma 29S Bianchi

1.9.2.2. Il Trail

Allontanandoci dall'esasperazione dei campi di gara XC, troviamo le bici da Trail. Una bici da Trail è progettata per essere un eccellente compromesso: deve permettere di pedalare comodamente in salita per lunghe escursioni, ma deve anche offrire sicurezza e divertimento quando la pendenza diventa negativa. Le geometrie si fanno più rilassate e stabili, e le escursioni delle sospensioni salgono nel range dei 120-150 millimetri. Il telaio è leggermente più irrobustito per sopportare piccoli salti e fondi accidentati, e fa la sua comparsa fissa il reggisella telescopico, elemento fondamentale per abbassare il baricentro in discesa. I prezzi riflettono questa grande versatilità: le versioni base si aggirano attorno ai 1.500-2.500 euro, i modelli di fascia media (che offrono il miglior rapporto qualità/prezzo) viaggiano tra i 3.500 e i 5.000 euro, mentre i montaggi di lusso superano agilmente gli 8.000 euro.



Figura 1.16: Bici E-Vertic FX Bianchi

1.9.2.3. L'Enduro

Se il Trail cerca l'equilibrio perfetto, l'Enduro sposta nettamente l'ago della bilancia verso la discesa. Le biciclette da Enduro sono macchine robuste, progettate per incassare impatti notevoli a velocità elevate. L'angolo di sterzo si "apre" molto, allungando l'interasse della bici per garantire stabilità sullo sconnesso veloce. Le sospensioni vantano escursioni generose, dai 150 fino ai 180 millimetri, e i telai sono rinforzati nei punti critici. Si perde brillantezza in salita a causa del peso e delle geometrie votate alla gravità, ma si guadagna una capacità di superamento degli ostacoli quasi impareggiabile. A livello economico, l'ingegneria necessaria a creare telai così resistenti alza i costi d'ingresso: una buona base parte dai 2.500-3.000 euro, il cuore del mercato si attesta sui 4.500-6.000 euro, sfiorando i 9.000-11.000 euro per i modelli con sospensioni e cambi elettronici di vertice.



Figura 1.17: Bici Methanol CV FS Bianchi

1.9.2.4. Il Downhill (DH)

All'estremo opposto del Cross Country troviamo il Downhill. In questo caso, il compromesso cessa di esistere: le bici da DH non sono minimamente progettate per essere pedalate in salita (la risalita avviene tramite impianti a fune o furgoni). Strutturalmente si distinguono subito per la presenza di possenti forcelle a "doppia piastra" di derivazione motociclistica e sospensioni a molla o aria con escursioni che superano i 200 millimetri. Le geometrie sono le più "sdraiate" in assoluto per mantenere il peso del pilota arretrato e impedire il ribaltamento. Sono bici pesanti, corazzate e dotate di impianti frenanti massicci. Trattandosi di veicoli di nicchia pensati per sopportare stress meccanici incredibili, i prezzi di partenza sono alti: difficilmente si scende sotto i 3.500-4.000 euro per un modello con un telaio d'ingresso in alluminio, mentre i "bolidi" usati dai professionisti arrivano facilmente a superare gli 8.000-10.000 euro.



Figura 1.18: Bici Downhill Intense

1.9.3. Gravel, ciclocross e ibride: le bici che fanno tutto

Negli ultimi anni, il confine tra l'asfalto e lo sterrato si è assottigliato fino a svanire, dando origine a biciclette progettate per non doversi fermare dove finisce la strada. Questa famiglia di "bici tuttodfare" mescola in modo affascinante elementi del mondo stradale e di quello fuoristrada, ma si divide in tre categorie con anime profondamente diverse tra loro.

1.9.3.1. Il Ciclocross (CX)

Sebbene esteticamente possa sembrare una moderna bici Gravel, la bicicletta da Ciclocross è in realtà un mezzo da gara puro e senza compromessi, nato decenni fa per far gareggiare i ciclisti su strada durante i rigidi mesi invernali. Le geometrie sono nervose e aggressive: il movimento centrale è più alto da terra per superare gli ostacoli, e l'interasse è molto corto per garantire agilità estrema nelle curve strette e nel fango. Il passaggio ruota è limitato, poiché il regolamento dell'Unione Ciclistica Internazionale (UCI) impone pneumatici con una larghezza massima di 33 millimetri. Inoltre, il triangolo principale del telaio è spesso sagomato e svuotato di qualsiasi attacco per la borraccia, in modo da permettere all'atleta di caricarsi la bici in spalla e correre a piedi superando rampe o scalinate. Trattandosi di macchine specialistiche da competizione, i costi partono da circa 1.500 euro per i modelli base in alluminio, posizionandosi mediamente

tra i 3.000 e i 5.000 euro per le versioni da gara in carbonio, fino a superare gli 8.000 euro per i mezzi dei professionisti.



Figura 1.19: Bici Zolder Pro Bianchi

1.9.3.2. Il Gravel

Questa è la categoria che ha rivoluzionato il mercato nell'ultimo decennio, prendendo l'impostazione col manubrio curvo tipica delle bici da corsa e adattandola all'avventura. Le geometrie sono studiate per la stabilità e il comfort: interasse lungo, angolo di sterzo aperto e movimento centrale più basso. I telai presentano un passaggio ruota enorme, permettendo di montare pneumatici tassellati larghi dai 40 fino agli oltre 50 millimetri per assorbire le vibrazioni degli sterrati. Il manubrio presenta un caratteristico "flare" (un'apertura delle estremità verso l'esterno) per migliorare il controllo sullo sconnesso, e il telaio è disseminato di fori filettati per montare borse, portapacchi e parafranghi. Grazie all'incredibile versatilità, l'offerta sul mercato è sconfinata: si parte da ottime bici in acciaio o alluminio attorno ai 1.000-1.500 euro, salendo tra i 2.500 e i 5.000 euro per i modelli in carbonio leggeri e reattivi, per arrivare a sfiorare i 10.000 euro per le versioni più esclusive, talvolta dotate di micro-sospensioni integrate.



Figura 1.20: Bici Impulso RC Bianchi

1.9.3.3. Le Ibride (Trekking e Fitness)

A differenza di Ciclocross e Gravel, le biciclette Ibride abbandonano il manubrio curvo da corsa in favore del manubrio dritto (flat bar) di derivazione Mountain Bike. Questa scelta ergonomica obbliga il ciclista a una posizione molto più eretta e rilassata, riducendo lo stress su schiena e collo e garantendo una visibilità ottimale nel traffico. Spesso montano una forcella anteriore ammortizzata con un'escursione minima (circa 50-60 millimetri) e pneumatici scorrevoli ma robusti (35-45 mm), in grado di affrontare buche cittadine o strade bianche di campagna senza timore di forature. Essendo pensate per un pubblico molto vasto e spesso

meno focalizzato sull'agonismo o sulla riduzione del peso, i prezzi sono decisamente più accessibili: un'ottima Ibrida muscolare si acquista tra i 400 e i 900 euro, mentre i modelli di fascia altissima (magari con telai in carbonio e trasmissioni sofisticate per il "fitness" veloce) si spingono verso i 1.500-2.000 euro.



Figura 1.21: Bici Trekking Cube

1.9.4. Bici urbane, pieghevoli e cargo

Negli ultimi anni, la rivoluzione della mobilità sostenibile ha trasformato le nostre città, spingendo l'industria ciclistica a ripensare la bicicletta non più solo come strumento sportivo o ricreativo, ma come un vero e proprio veicolo di trasporto quotidiano. Questa esigenza ha dato vita a mezzi specializzati, progettati per affrontare il traffico, il trasporto logistico e l'intermodalità.

1.9.4.1. Bici urbane

Erede della classica bici "da passeggio", la moderna bicicletta urbana è concepita attorno alla praticità assoluta. Le geometrie privilegiano un baricentro basso e una postura a schiena quasi completamente dritta, che garantisce un'ottima visibilità nel traffico e non affatica la colonna vertebrale. A differenza delle bici sportive, nate per essere essenziali, la City Bike è ricca di accessori funzionali: parafanghi avvolgenti, carter copricatena per non sporcare i pantaloni, cavalletto, luci integrate a dinamo e robusti portapacchi. I copertoni sono resistenti alle forature e studiati per affrontare pavé, rotaie del tram e buche. Essendo costruite con materiali robusti ma economici (spesso acciaio o alluminio base), i costi sono i più accessibili del mercato: si parte da 200-400 euro per i modelli più semplici, salendo tra i 600 e i 1.000 euro per le versioni "Commuter" di alta gamma, dotate magari di freni a disco idraulici, cambi integrati nel mozzo (che non richiedono manutenzione) e trasmissione a cinghia al posto della catena.



Figura 1.22: Bici Spillo Deluxe Bianchi

1.9.4.2. Bici pieghevoli

La bicicletta pieghevole è un capolavoro di ingegneria degli spazi. Si riconosce immediatamente per le ruote molto piccole (generalmente da 16 o 20 pollici) e per il telaio dotato di robusti snodi centrali che permettono di "impacchettare" il mezzo in pochi secondi. Nonostante le dimensioni ridotte delle ruote, grazie a reggisella e piantoni dello sterzo telescopici molto lunghi, offrono una posizione di pedalata sorprendentemente simile a quella di una bici tradizionale. La loro unica, geniale finalità è l'intermodalità e la risoluzione dei problemi di spazio: sono l'arma definitiva per il pendolare che deve combinare la bici con il treno, la metropolitana o il bagagliaio dell'auto, oltre a eliminare il rischio di furto potendo essere comodamente riposte sotto la scrivania in ufficio o nel ripostiglio di casa. Il prezzo varia moltissimo in base all'ingegnosità del sistema di chiusura e alla leggerezza. Si trovano modelli base a partire da 250-400 euro, ma il mercato è dominato da marchi premium (come la celebre Brompton britannica) le cui macchine, veri e propri status symbol di ingegneria urbana, partono dai 1.500 euro e superano agilmente i 2.500 euro per le versioni ultraleggere con componenti in titanio.



Figura 1.23: Bici Brompton G Line

1.9.4.3. Cargo

Se fino a qualche anno fa erano una rarità nordeuropea, oggi le Cargo Bike stanno conquistando le strade di tutto il mondo. Sono mezzi dalle dimensioni imponenti, progettati strutturalmente per sopportare carichi che superano abbondantemente i 200 kg. Si dividono principalmente in due categorie: le Longtail (con la coda allungata e un portapacchi posteriore massiccio capace di ospitare due seggiolini per bambini o grosse borse) e le Bakfiets (che presentano un interasse lunghissimo con un ampio cassone di carico posizionato tra il manubrio e la ruota anteriore). Dotate di cavalletti centrali a prova di ribaltamento e impianti frenanti potenziati, queste bici rappresentano un vero e proprio salto di paradigma. La loro finalità è la micro-logistica e la mobilità familiare: nate per sostituire in toto la seconda o l'unica automobile di famiglia, sono perfette per portare i bambini a scuola, fare la spesa grossa o, in ambito commerciale, per le consegne urbane di pacchi e merci. Data la complessità costruttiva e la mole di materiale impiegato, i costi sono importanti. Una Cargo muscolare di buona fattura parte dai 1.500-2.500 euro. Tuttavia, questo è il settore dove la pedalata assistita ha più senso in assoluto: per una E-Cargo capace di muovere agevolmente carichi pesanti in salita, i

prezzi si attestano tra i 4.000 e gli 8.000 euro, arrivando anche oltre per i modelli commerciali dotati di cabine chiuse.



Figura 1.24: Cargo Bike

1.9.5. E-bike e bici speciali

L'ultimo capitolo dell'evoluzione ciclistica contemporanea è segnato da due fenomeni paralleli: da un lato, l'avvento della trazione elettrica che ha rivoluzionato il concetto stesso di fatica; dall'altro, lo sviluppo di mezzi dalle architetture non convenzionali, progettati per rispondere a esigenze biomeccaniche, aerodinamiche o di inclusione sociale estremamente specifiche.

1.9.5.1. Le E-bike (Biciclette a pedalata assistita)

Le E-bike rappresentano il più grande stravolgimento commerciale e tecnologico del ciclismo nel ventunesimo secolo. Non si tratta di motocicli, ma di biciclette in cui un motore elettrico (generalmente posizionato nel movimento centrale o nel mozzo posteriore) eroga potenza solo ed esclusivamente se il ciclista sta pedalando, disattivandosi per legge (in Europa) al raggiungimento dei 25 km/h. Strutturalmente, impongono nuove sfide ingegneristiche: i telai (ormai declinati in versioni da corsa, MTB, Gravel e urbane) devono essere riprogettati per ospitare le batterie agli ioni di litio e per resistere a torsioni e pesi nettamente superiori, che spesso superano i 20-25 kg. Dal punto di vista dei costi, la presenza di batterie, sensori e motori sposta l'asticella verso l'alto: si parte dai 1.000-1.500 euro per le E-bike urbane di base, passando per il cuore del mercato tra i 3.000 e i 6.000 euro (dove si trovano ottime E-MTB ed E-Gravel), fino ad arrivare a cifre comprese tra i 10.000 e i 15.000 euro per i modelli da corsa in carbonio ultraleggeri, dove le aziende compiono veri miracoli ingegneristici per mantenere il peso totale sotto gli 11 kg.



Figura 1.25: Bici T-Tronik C 8.2 Chain Bianchi

1.9.5.2. Le Bici Reclinate

La bicicletta reclinata abbandona il tradizionale telaio a diamante per posizionare il ciclista in una postura supina o semi-supina, con i pedali collocati anteriormente rispetto alla ruota frontale. Possono essere a due

ruote o in configurazione triciclo (Trike). Questa architettura offre due vantaggi immensi: scarica completamente il peso dalla colonna vertebrale e dai polsi (garantendo un comfort ineguagliabile) e riduce drasticamente l'area frontale esposta al vento. Trattandosi di un mercato di nicchia, con produzioni spesso artigianali o in serie limitatissime, non esistono vere e proprie fasce economiche entry-level. I prezzi per una reclinata di buona fattura partono dai 2.000-2.500 euro, arrivando facilmente a sfiorare i 6.000-8.000 euro per i modelli carenati o realizzati in materiali compositi.



Figura 1.26: Bici reclinata Delto

1.9.5.3. Tandem e Handbike

Esistono infine categorie speciali nate per abbattere barriere fisiche o per moltiplicare la forza motrice.

Il *Tandem* è un veicolo a due ruote allungato, progettato per ospitare due (o più) ciclisti disposti in fila. L'ingegneria del telaio deve essere eccezionalmente robusta per sopportare il doppio del peso e lo stress torsionale di due guarniture collegate. I costi variano dai 1.000 euro per modelli turistici base, fino agli oltre 10.000 euro per i tandem da competizione in carbonio o per i moderni E-Tandem fuoristrada.

L'*Handbike*, infine, è un mezzo a tre ruote (solitamente due posteriori e una anteriore motrice e sterzante) propulso non dalle gambe, ma dalla forza delle braccia tramite manovelle sincronizzate. La sua finalità è nobile e sportiva: garantire la mobilità, l'agonismo (Paraciclismo) e l'indipendenza ad atleti con disabilità agli arti inferiori, trasformando la forza del tronco e delle braccia in velocità pure. Essendo veicoli altamente tecnologici e adattati spesso su misura alle esigenze mediche e posturali dell'atleta, hanno costi di partenza attorno ai 3.000-4.000 euro, ma i sofisticati modelli da competizione aerodinamica impiegati alle Paralimpiadi superano agilmente i 12.000-15.000 euro.



Figura 1.27: Tandem Bike



Figura 1.28: Handbike

CAPITOLO 2. L'anima della bici da corsa: il telaio

2.1. Introduzione e funzione del telaio

Dalla creazione della prima bicicletta da corsa alla fine del 1800 fino ai giorni d'oggi, il telaio è l'unico pezzo che non ha vissuto grandissimi cambiamenti; il cosiddetto "telaio a diamante", caratterizzato da otto tubazioni con diametro standardizzato che disegnano due triangoli adiacenti, è arrivato fino ai giorni nostri.

Dall'inizio degli anni '80 sono iniziate delle sperimentazioni sul diametro dei tubi che formano il triangolo principale del telaio e sulle varie inclinazioni, grazie allo sviluppo della tecnologia delle lavorazioni meccaniche e all'uso sempre più frequente di altri materiali oltre all'acciaio (anche se telai in alluminio erano già presenti, come prodotti di nicchia, dal decennio precedente).

Il telaio rappresenta il nucleo strutturale della bicicletta, l'elemento su cui convergono tutte le sollecitazioni dinamiche e statiche e al quale sono vincolati i restanti componenti meccanici.

Dal punto di vista componentistico si divide in triangolo anteriore, composto da tubo di sterzo, tubo obliquo, tubo verticale e tubo orizzontale, e dal carro posteriore costituito da foderi alti e foderi bassi.

Durante l'utilizzo, tutto questo complesso è sottoposto a molteplici sollecitazioni, che possono essere di tipo statico, come il peso del ciclista, oppure di tipo dinamico, come le spinte sui pedali o le reazioni vincolari del terreno derivanti da irregolarità.

La progettazione del telaio richiede quindi la risoluzione di un compromesso: realizzare un pezzo che massimizzi la rigidità flessionale e torsionale, minimizzi la massa complessiva e assicuri una resistenza fatica che sia adeguata all'intero ciclo di vita del biciclo.

2.2. Evoluzione geometrica: dalla tradizionale allo "Sloping"

Nel secolo antecedente al nostro, l'industria ciclistica ha adottato la geometria tradizionale, caratterizzata da un tubo orizzontale perfettamente parallelo al terreno.

Tuttavia, alla fine degli anni '90 è stata introdotta una nuova configurazione ovvero lo "Sloping", derivata dalla gamma fuoristrada (MTB).

Con l'inclinazione si raggiunge una maggiore compattezza e di conseguenza una maggiore rigidità e leggerezza, perché il disegno essendo più raccolto permette di utilizzare tubazioni più leggere.

In opposizione, questa soluzione può far perdere rigidità quando il ciclista è seduto in sella; il canotto deve essere ben strutturato per non flettere al peso del ciclista e non farlo saltellare sotto la spinta ritmica della pedalata.

Inoltre, la marcata rigidità, potrebbe causare mal di schiena al ciclista.

Oltre ai cambi di inclinazione, verso la fine del secolo scorso c'è stata una evoluzione anche sulla forma delle tubazioni; dalle classiche forme circolari si è passati alle forme trapezoidali, ovali, rettangolari e sagomate che permettono di amplificare la rigidità torsionale.

Questo cambiamento è avvenuto per l'esigenza di testare nuove configurazioni nei componenti del telaio che vengono maggiormente sollecitati.

2.3. Panoramica dei materiali costruttivi

La scelta del materiale costituisce il primo vincolo nel dimensionamento del telaio; quelli più utilizzati attualmente nel mercato sono l'acciaio, l'alluminio, il carbonio e il titanio.

Occorre preliminarmente notare che il telaio rappresenta un elemento fondamentale per ottimizzare le prestazioni del ciclista.

La ricerca dell'equilibrio tra rigidità ed elasticità consente di ottenere il massimo rendimento energetico senza sacrificare il comfort durante la pedalata.

Un telaio rigido è in grado di trasferire l'energia impressa sulla bicicletta con minime perdite, consentendo al ciclista di ottenere il massimo rendimento ad ogni spinta sui pedali.

Nonostante la necessità di rigidità per l'efficienza energetica, il comfort del ciclista non deve essere trascurato.

Il telaio deve essere in grado di assorbire le vibrazioni provenienti dalla strada, altrimenti il ciclista rischia di affrontare un'esperienza poco piacevole e potenzialmente dannosa per il corpo.

Cerchiamo, allora, di capire le differenze fondamentali tra i materiali dei telai e le loro destinazioni d'uso.

2.3.1. Acciaio

L'acciaio è una lega di metalli formata da ferro, carbonio e altri elementi minoritari ed è stato a lungo il materiale dominante nella produzione di biciclette.

È noto per la sua resistenza e durata nel tempo, rendendolo una scelta popolare per le biciclette da viaggio e da città.

Inoltre, l'acciaio è un materiale flessibile e confortevole per le lunghe distanze perché ha un'ottima capacità di assorbire le vibrazioni.

L'acciaio ha tra i suoi punti di forza anche l'aspetto della sostenibilità essendo un materiale riciclabile.

Tuttavia, l'acciaio soffre di fenomeni ossidativi: si arrugginisce facilmente se non è trattato opportunamente, quindi il telaio richiede maggiore cura.

Inoltre, tra i materiali dei telai, l'acciaio è il più pesante e questo influisce sicuramente sul peso complessivo della bicicletta.

2.3.2. Alluminio

Un altro materiale molto utilizzato è la lega di alluminio.

Le bici in alluminio sono diventate popolari negli anni '80 come alternativa leggera all'acciaio.

Proprio la leggerezza dell'alluminio viene compensata con diametri abbondanti nella costruzione dei tubi.

Anche l'alluminio è riciclabile. I tubi in alluminio sono solitamente robusti per compensare la scarsa resistenza meccanica e, di conseguenza, la rigidità aumenta. Risulta, quindi, particolarmente indicato per corse brevi e nervose.

Tuttavia, può essere meno resistente dell'acciaio e può essere soggetto a fatica e crepe sotto stress elevato perché un materiale con poca elasticità.

2.3.3. Carbonio

Il carbonio utilizzato per i telai è un materiale composito formato da filamenti di carbonio uniti con resina ipossidrica.

Tra i materiali dei telai è il più avanzato e leggero disponibile per le biciclette moderne e offre la migliore trasmissione di potenza. Il carbonio, infatti, è tra i materiali dei telai maggiormente in grado di assorbire le vibrazioni offrendo una buona comodità.

Tuttavia, il carbonio è tra i materiali più difficili da riciclare e può avere un impatto ambientale maggiore durante la produzione.

Tra i materiali dei telai è anche uno dei più costosi e può essere vulnerabile ai danni da impatti. Le fibre, infatti, vengono assemblate per essere in grado di reggere le sollecitazioni che arrivano da determinate direzioni.

Se dovesse capitare di applicare una forza (nemmeno esageratamente significativa) su una linea non prevista, si potrebbero verificare crepe o rotture.

2.3.4. Titanio

Il titanio, anch'esso formato da una lega con altri minerali, è noto per la sua leggerezza e durezza, rendendolo una scelta eccellente per le biciclette di alta gamma.

Le biciclette in titanio offrono un'esperienza di guida confortevole e sono estremamente durature nel tempo.

Tra i materiali dei telai presenti sul mercato potremmo forse dire che è il più versatile.

Il titanio ha un'ottima resistenza alla corrosione: non soffrendo l'esposizione agli agenti atmosferici può anche non essere verniciato.

Un altro pregio del titanio è la grande capacità di assorbire le vibrazioni, risultando, così, molto confortevole.

Tuttavia, il titanio è anche un materiale estremamente costoso: avendo una durezza elevata la lavorazione risulta difficoltosa. Inoltre, la sostenibilità non è tra le migliori in quanto è un materiale difficilmente riciclabile.

2.4. Alluminio 7021 T6

Il materiale scelto per l'analisi strutturale è l'alluminio 7021 T6.

Le principali proprietà fisiche e meccaniche prese in considerazione per descriverne il comportamento, sono:

- la densità ρ è il rapporto tra massa e volume, la cui unità di misura è generalmente kg/m^3 ;
- la rigidità è la capacità di resistere alla deformazione elastica sotto l'azione di una forza esterna; le rigidità longitudinale e trasversale sono espresse tramite il modulo di Young E , che rappresenta il rapporto tra tensione e deformazione; la rigidità tangenziale, invece, è espressa mediante il modulo tangenziale o di taglio G , rapporto tra taglio e scorrimento angolare; le due grandezze sono legate secondo la relazione generica

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (2.1)$$

dove ν è il coefficiente di Poisson, caratteristica intrinseca del materiale, che rappresenta il grado di variazione trasversale di un corpo soggetto a trazione;

- la resistenza, indica il massimo sforzo che un materiale può sopportare senza giungere a rottura, e si differenzia, in base al tipo di sollecitazione, in resistenza a trazione, compressione, torsione o taglio; la grandezza che valuta la resistenza è il carico a rottura σ_R ;
- il carico di snervamento, rappresenta il punto di transizione da deformazione elastica a plastica; infatti, per valori inferiori, cessata la sollecitazione, il corpo torna al suo stato iniziale, invece, per valori superiori al carico di snervamento, il corpo subisce una deformazione permanente; esso è generalmente indicato con $\sigma_{0.2}$, ovvero il carico che produce una deformazione plastica pari allo 0.2% della configurazione iniziale.

Rigidità, resistenza e carico di snervamento si misurano in MPa o N/mm^2 .

Questo specifico materiale possiede diverse qualità:

- **Alta resistenza:** Una delle caratteristiche distintive dell'alluminio 7021 è la sua impressionante resistenza meccanica. Questa lega metallica, grazie alla sua particolare miscela di elementi di lega

come zinco, rame e magnesio, si traduce in un materiale eccezionalmente forte e durevole. Questa resistenza può fornire una maggiore durata al componente finale, in particolare nelle applicazioni che devono sopportare alti livelli di stress o carichi pesanti.

- **Buona resistenza all'usura:** La durezza dell'alluminio 7021 lo rende una scelta robusta con un'elevata resistenza all'usura. La superficie dei componenti realizzati con questa lega ha minori probabilità di degradarsi, il che la rende adatta ad applicazioni che comportano alti livelli di abrasione o attrito. Ciò può portare a una maggiore durata delle parti meccaniche e ad un potenziale risparmio sui costi nel lungo periodo.
- **Stabilità dimensionale:** L'alluminio 7021 vanta un basso coefficiente di espansione termica, garantendo un'eccellente stabilità dimensionale. I componenti prodotti con questo materiale resistono a cambiamenti di dimensione o forma in condizioni di temperatura variabili. Questa qualità è molto vantaggiosa nei settori in cui le operazioni avvengono in scenari termici imprevedibili o estremi.
- **Alto trasferimento di calore:** La conducibilità termica dell'alluminio 7021 è superiore a quella di molti altri materiali e lo rende ideale per i componenti che richiedono una dissipazione rapida ed efficiente del calore. Questo attributo è particolarmente utile nelle parti di macchinari o motori che generano calore, dove un suo trasferimento efficiente può prevenire il surriscaldamento e garantire prestazioni ottimali.

Per quanto riguarda i difetti invece, questa lega ha una saldabilità limitata, rendendo difficile l'applicazione quando le saldature sono estese, limitando le opzioni di assemblaggio e progettazione, e ha una formabilità ridotta, portandolo ad essere complicato da piegare, modellare o lavorare in geometrie complesse.

Le proprietà dell'alluminio 7021 lo rendono ideale per una varietà di applicazioni in molti settori.

Il suo rapporto resistenza/peso lo rende adatto all'industrie dei trasporti e dell'automotive, la forza meccanica e la resistenza all'usura lo rendono adatto all'industria aerospaziale e nella componentistica navale mentre la sua resilienza e la sua durata possono essere sfruttate nel settore manifatturiero.

Nelle seguenti due tabelle vengono indicati i vari componenti della lega e le proprietà fisico/chimiche.

Tabella 2.1: Composizione percentuale dell'alluminio con breve descrizione di ogni componente [9]

ELEMENTO	GAMMA DI COMPOSIZIONE (%IN PESO)	DESCRIZIONE
Alluminio (Al)	91.5-94.3	Il componente principale, che fornisce una base leggera e resistente alla corrosione.
Zinco (Zn)	5.0-6.0	Aumenta notevolmente la resistenza, ideale per impieghi strutturali ad alte sollecitazioni.
Magnesio (Mg)	1.2-1.8	Aumenta la forza e la resistenza alla corrosione per prestazioni durature.
Zirconio (Zr)	0.08-0.18	Migliora l'affinamento della grana, aumentando la tenacità e la formabilità.
Rame (Cu)	0.25	Aggiunge forza e supporta la saldabilità in piccole quantità.
Ferro (Fe)	0.4	Mantenuto basso per mantenere la resistenza alla corrosione e la purezza della lega.
Silicio (Si)	0.25	Limitato per garantire proprietà meccaniche ottimali.

Manganese (Mn)	0.1	Contribuisce alla tenacità in tracce
Cromo (Cr)	0.05	Aumenta la resistenza all'usura in quantità minime.
Titanio (Ti)	0.1	Affina la struttura della grana per una migliore qualità di produzione.
Altri	0.20	Totale elementi minori, mantenuti bassi per mantenere le prestazioni.

Tabella 2.2: Principali proprietà dell'alluminio 7021 [9]

PROPRIETA'	VALORE/DESCRIZIONE
Densità	2,78 g/cm ³
Punto di fusione	~475-635°C
Resistenza alla trazione (tempra T6)	~370-410 MPa
Resistenza allo snervamento (tempra T6)	~330-370 MPa
Resistenza alla corrosione	Moderato, può richiedere rivestimenti in ambienti difficili
Conduttività termica	~140-160 W/m-K
Conducibilità elettrica	~33-38% IACS
Saldabilità	Buono, adatto per la saldatura TIG, MIG e friction stir
Formabilità	Moderato, buono per l'estrusione ma meno per le forme complesse
Tasso di espansione termica	$23.2 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
Modulo elastico	69 Pa

CAPITOLO 3. Caratteristiche geometriche del telaio e carichi applicati

3.1. Geometria del telaio



Figura 3.1: Riquadro dei componenti del telaio

Partendo dal centro, abbiamo il tubo verticale (alcuni lo chiamano anche piantone), che è collegato al tubo superiore o (anche detto orizzontale) che è curvato a “U” nei modelli da donna, e a quello obliquo che unisce, attraverso la scatola del movimento centrale, il piantone al tubo dello sterzo. Dietro abbiamo i foderi (o detti anche tubi verticali e orizzontali) a cui sono attaccati i forcellini posteriori.

Le principali misure della geometrie della bici sono:

1. **Stack:** Lo stack è la distanza verticale tra il movimento centrale (bottom bracket) e la parte superiore del tubo sterzo (head tube). Questa misura definisce l'altezza della parte anteriore della bici e quindi la posizione del ciclista. Un stack elevato permette una posizione più eretta, aumentando il comfort, ideale per lunghe pedalate o per chi cerca una guida rilassata.
2. **Reach:** Il reach, invece, è la distanza orizzontale tra il movimento centrale e la parte superiore del tubo sterzo. Questa misura influisce sulla lunghezza effettiva del telaio e sulla posizione del ciclista rispetto al manubrio. Un reach lungo è tipico delle bici da corsa, dove è necessario mantenere una posizione più distesa per ridurre la resistenza dell'aria.
3. **Lunghezza tubo orizzontale:** La lunghezza del top tube rappresenta la distanza tra il tubo sterzo e il tubo sella. Questa misura è essenziale per determinare la posizione in sella. Un top tube più lungo offre maggiore stabilità ed è comune nelle bici da strada. Al contrario, un top tube più corto è preferibile per bici che richiedono maggiore agilità, come le MTB progettate per terreni tecnici.
4. **Angolo del tubo sterzo:** L'head tube angle è l'angolo formato dal tubo sterzo rispetto al suolo. Questo parametro è cruciale per la stabilità e la manovrabilità della bici. Mentre un angolo più chiuso (72-74 gradi) è tipico delle bici da corsa, offrendo reattività e precisione nei cambi di direzione, un angolo più aperto (65-68 gradi) è ideale per MTB e gravel, garantendo maggiore stabilità su discese ripide e terreni sconnessi.
5. **Lunghezza del tubo sella:** La lunghezza del seat tube è la distanza tra il centro del movimento centrale e la parte superiore del tubo reggisella. In passato, questa misura veniva talvolta presa al centro dell'incrocio con il tubo orizzontale, ma oggi è meno comune. Tradizionalmente utilizzata per determinare la taglia della bici, la lunghezza del seat tube attualmente influisce su quanto il reggisella sporge dal telaio, a seconda dell'altezza della sella. Per le bici da strada e gravel, questa

misura può influire sulla flessibilità e sul comfort offerti dal reggisella. Nelle mountain bike, invece, può limitare la lunghezza o l'escursione del reggisella telescopico che può essere utilizzato.

6. **Angolo del tubo sella:** Il seat tube angle è l'angolo formato dal tubo sella rispetto al terreno. Questa misura influisce direttamente sulla posizione del ciclista e sull'efficienza della pedalata. Un angolo più ripido (74-75 gradi) porta il ciclista in una posizione avanzata, ideale per la massima potenza, mentre un angolo più rilassato (70-72 gradi) è comune nelle bici progettate da viaggio e quindi pensate per lunghe distanze.
7. **Interasse:** Il wheelbase è la distanza tra i mozzi delle due ruote, cioè la distanza orizzontale tra il centro dell'asse della ruota anteriore e quello della ruota posteriore. Questa misura determina la stabilità generale della bici. Un wheelbase più lungo aumenta la stabilità alle alte velocità, rendendo la bici più adatta a discese veloci o a lunghe pedalate su superfici regolari. Tuttavia, questa caratteristica può influire negativamente sulla maneggevolezza, rendendo la bici più lenta nei cambi di direzione. Al contrario, un wheelbase più corto migliora l'agilità e la reattività complessiva della bici, ma può ridurre la stabilità, specialmente a velocità elevate, ideale per percorsi tecnici o per bici da gara.
8. **Lunghezza dei foderi bassi:** La lunghezza dei foderi è la distanza tra il movimento centrale e il mozzo della ruota posteriore. Questo parametro influisce sull'agilità della bici e sulla distribuzione del peso. Foderi più lunghi migliorano la stabilità e la trazione in salita, mentre foderi più corti aumentano la reattività e l'accelerazione, ideali per bici da competizione.
9. **Drop del BB:** Il BB drop è la distanza verticale tra il centro del movimento centrale e una linea orizzontale che unisce gli assi delle ruote anteriore e posteriore. Il BB drop determina l'altezza complessiva del baricentro del ciclista rispetto agli assi della bici. Un BB drop maggiore abbassa il baricentro, migliorando la capacità della bici di affrontare curve a velocità elevata. Tuttavia, per evitare il rischio di colpire il terreno con i pedali, il BB drop deve essere bilanciato con l'altezza del BB, soprattutto in base al tipo di utilizzo previsto per la bici (strada, gravel o mountain bike).
10. **Altezza del BB:** L'altezza del bottom bracket (BB) è la distanza verticale tra il centro del movimento centrale e il suolo. Questo parametro influisce direttamente sulla clearance (distanza dal suolo), determinando la probabilità di colpire gli ostacoli con i pedali. Per una mountain bike, un BB più alto garantisce maggiore sicurezza su terreni sconnessi. Tuttavia, un BB troppo alto può compromettere la stabilità generale. Per le bici da strada, un BB più basso favorisce una posizione del baricentro più vicina al suolo, migliorando la stabilità nelle curve veloci.

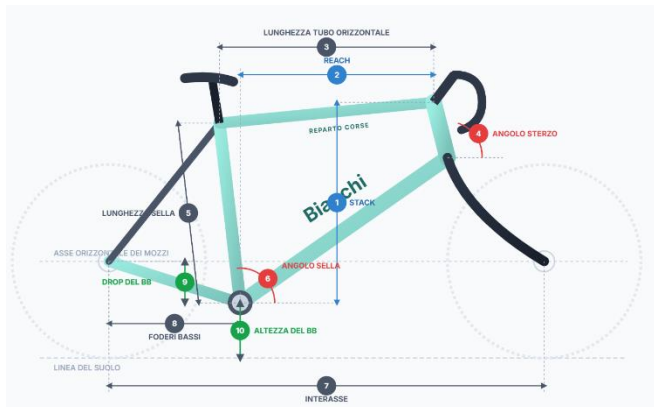


Figura 3.2: Misure delle geometrie della bici

3.2. Oggetto dello studio

Il protagonista di questa tesi sarà un ottimo esempio di ingegneria ciclistica dei primi anni 2000: la bicicletta Bianchi modello ML3 Alloy Reparto Corse.

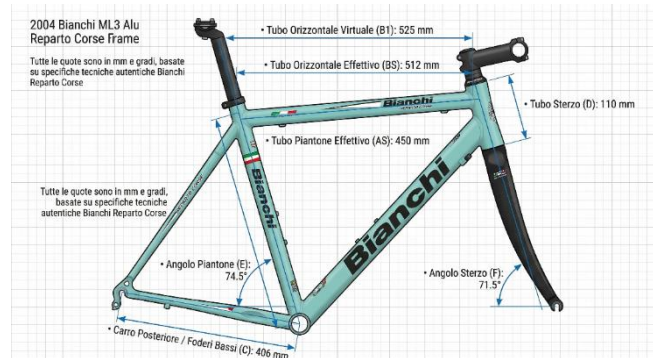


Figura 3.3: Bianchi ML3 2004 reparto corse

Si tratta di un telaio in alluminio 7021 T6 caratterizzato da una geometria “sloping”; le tubazioni sono unite con saldatura TIG e presentano profili Oversize a spessore differenziato per ottimizzare il rapporto rigidità-peso.

3.3. Carichi applicati

I carichi su una bici da corsa sono principalmente dinamici e includono il peso del ciclista, forze di pedalata, impatti stradali e forze inerziali. Il peso massimo consentito, secondo le normative di sicurezza internazionali (ISO 4210), considerando il peso del ciclista, dell’attrezzatura, della bicicletta e dei bagagli, è di 136 kg; il telaio inoltre deve sopportare carichi a fatica.

Il carico espresso in Newton è dato da:

$$F = 136 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cong 1335 \text{ N} \quad (3.1)$$

Secondo la biomeccanica applicata al ciclismo, il corretto posizionamento del ciclista sulla bicicletta, prevede che il peso sia distribuito per il 60% sulla sella, e per il 40% sul manubrio.

Di conseguenza, nell’analisi, si considerano due forze così definite:

1. Una forza anteriore, applicata in corrispondenza del tubo sterzo, sede di inserimento del manubrio.

$$F_a = 0.4 \cdot 1335 = 534 \text{ N} \quad (3.2)$$

2. Una forza posteriore, applicata in corrispondenza del tubo verticale, sede di inserimento della sella.

$$F_p = 0.6 \cdot 1335 = 801 \text{ N} \quad (3.3)$$

Queste due forze statiche andranno a sommarsi con quelle dinamiche impresse sul manubrio e sui pedali dalle gambe, dalle braccia e dalle sconnessioni del terreno.

La forza applicata sul sellino possiede un'inclinazione che si aggira intorno ai 100/110 gradi rispetto all'orizzontale, mentre quella applicata sui pedali raggiunge il suo modulo massimo quando la pedivella è inclinata di 140° , se il ciclista è seduto, e di 110° , se il ciclista è in piedi, rispetto all'asse orizzontale; per il manubrio invece imponiamo che la forza sia inclinata dello stesso angolo del tubo sterzo ($71,5^\circ$).



Figura 3.4: Inclinazione delle principali forze agenti

Nella successiva analisi andremo quindi a studiare come influiscono sulle tensioni del telaio le seguenti situazioni:

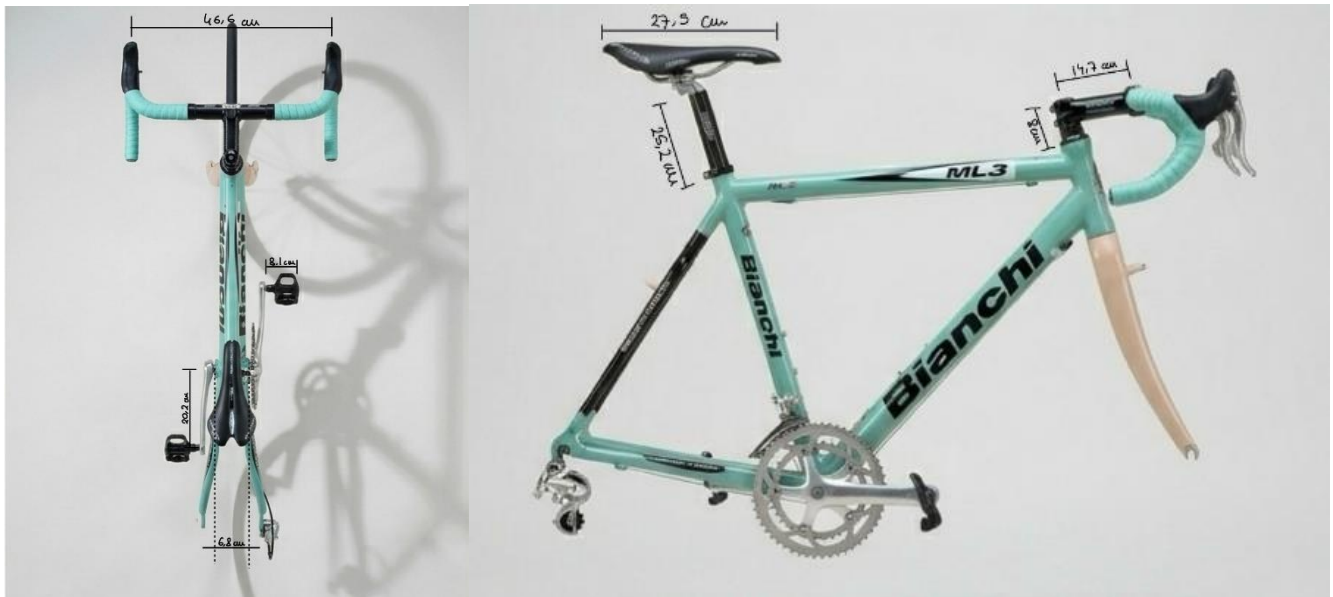


Figura 3.5: Misure utilizzate per il calcolo delle forze e dei momenti

1. Ciclista seduto: imponiamo che del carico applicato sul sellino un 25% si trasferisca sul pedale in spinta (334 N) generando un momento motore, che causa il movimento della bicicletta, e un momento di rollio, che sbilancia la bicicletta dal lato della spinta;

$$M_{\text{motore}} = \text{Forza} \times \text{Lunghezza pedivella} = 334 \cdot 0,202 = 67,47 \text{ Nm} \quad (3.4)$$

$$M_{\text{rollio}} = \text{Forza} \times d_{\text{pedale-telaio}} = 334 \cdot 0,0745 = 24,883 \text{ Nm} \quad (3.5)$$

Questo sbilanciamento viene equilibrato dal ciclista con la spinta sul manubrio (se la spinta avviene con il pedale destro, il braccio sinistro spingerà verso il basso, se la spinta avviene con il piede sinistro, il braccio destro spingerà verso il basso).

$$\Delta F_{compensazione} = \frac{M_{rollio}}{l_{manubrio}} = \frac{24,883}{0,466} = 53,29 \text{ N} \quad (3.6)$$

$$F_{braccio destro} = \frac{F_a}{2} + \Delta F = 267 + 53,29 = 320,29 \text{ N} \quad (3.7)$$

$$F_{braccio sinistro} = \frac{F_a}{2} - \Delta F = 213,71 \text{ N} \quad (3.8)$$



Figura 3.6: Carichi agenti nel caso ciclista seduto

2. Ciclista in piedi: quando il ciclista cerca di scattare la forza che impone sul pedale è superiore ai 1335 N totali calcolati precedentemente, perché si deve aggiungere la forza di tiraggio sul manubrio, che permette di avere più potenza; in ambito ingegneristico di solito si ipotizza una spinta pari a 1,2 volte il carico totale (1602 N). Questo carico risultante è composto per la maggior parte dal peso del ciclista, il resto deriva da una forza di tiraggio che il ciclista utilizza per aiutarsi nella spinta.

$$F_{tiraggio} = 1602 - 1335 = 267 \text{ N} \quad (3.9)$$

Avendo cambiato il carico totale, dovrò ricalcolare il momento torcente e quello di rollio e dovrò anche sistemare la compensazione sul manubrio.

$$M_{motore} = Forza \times Lunghezza pedivella = 1602 \cdot 0,202 = 323,6 \text{ Nm} \quad (3.10)$$

$$M_{rollio} = Forza \times d_{pedale-telaio} = 1602 \cdot 0,0745 = 119,35 \text{ Nm} \quad (3.11)$$

$$\Delta F_{compensazione} = \frac{M_{rollio}}{l_{manubrio}} = \frac{119,35}{0,466} = 256,116 \text{ N} \quad (3.12)$$

$$F_{braccio destro} = \frac{F_a}{2} + \Delta F = 133,5 + 323,6 = 389,62 \text{ N} \quad (3.13)$$

$$F_{braccio sinistro} = \frac{F_a}{2} - \Delta F = 122,62 \text{ N} \quad (3.14)$$



Figura 3.7: Carichi agenti nel caso del ciclista in piedi

3. Strada dissestata: testiamo il caso in cui il ciclista approccia una buca con le mani sul manubrio e stoppando la pedalata; i casi possono essere due:
 - Nel primo caso la affronta restando seduto, di conseguenza il carico distribuito sulla sella e sul manubrio che abbiamo calcolato in precedenza subiscono un'accelerazione, secondo le norme ISO 4210-6, di 2g o 3g.

$$F_a = 0.4 \cdot 1335 \cdot 2 = 1068 \text{ N} \quad (3.15)$$

$$F_p = 0.6 \cdot 1335 \cdot 2 = 1602 \text{ N} \quad (3.16)$$



Figura 3.8: Carichi agenti nel caso di strada dissestata e ciclista seduto

- Nel secondo caso invece affronta la buca alzandosi sui pedali; il peso si distribuisce per il 70% sui pedali e per il 30% sul manubrio, secondo la letteratura ciclistica, e subisce un'accelerazione sempre di 2g o 3g

$$F_{dinamica} = 1335 \cdot 2 = 2670 \text{ N} \quad (3.17)$$

$$F_{pedali} = 0,7 \cdot \frac{2670}{2} = 934,5 \text{ N} \quad (3.18)$$

$$F_{manubrio} = \frac{2670}{2} \cdot 0,3 = 400,5 \text{ N} \quad (3.19)$$



Figura 3.9: Carichi agenti nel caso di strada dissestata e ciclista in piedi

4. Frenata: per simulare una frenata di emergenza le normative ISO impongono una decelerazione sul carico totale di 0,5g; quindi, oltre ad avere il nostro carico verticale su sella e manubrio, avremo anche una forza d'inerzia che agisce orizzontalmente.

$$F_{inerzia} = 1335 \cdot 0,5 = 668 \text{ N} \quad (3.20)$$

$$F_{v-manubrio} = \frac{1335}{2} \cdot 0,6 = 400,5 \text{ N} \quad (3.21)$$

$$F_{v-pedali} = \frac{1335}{2} \cdot 0,4 = 267 \text{ N} \quad (3.22)$$

$$F_{o-manubrio} = \frac{668}{2} \cdot 0,6 = 200,5 \text{ N} \quad (3.23)$$

$$F_{o-pedali} = \frac{668}{2} \cdot 0,4 = 133,5 \text{ N} \quad (3.24)$$



Figura 3.10: Carichi agenti nel caso di brusca frenata

CAPITOLO 4. Modellino travi del telaio con Solidworks

La realizzazione del modello geometrico tridimensionale del telaio si effettua rappresentando gli elementi che lo compongono mediante sole superfici, mentre lo spessore viene assegnato come proprietà nel software di pre-processo.

A tale scopo, si impiega il software di modellazione 3D Solidworks nella versione 2025; questo programma mi permette sia di costruire il modellino del telaio sia di fare la simulazione col metodo degli elementi finiti.

4.1. Finestra principale Solidworks

Nella parte superiore della facciata troviamo la cosiddetta “CommandManager”, che rappresenta una barra degli strumenti dinamica suddivisa in schede tematiche. Per lo sviluppo del progetto sono state fondamentali le schede Sketch, per la definizione del wireframe (scheletro strutturale) del telaio, Weldments (saldature), per l’assegnazione dei profili strutturali ai segmenti dello schizzo, e la scheda Simulation (simulazione), propedeutica alla successiva fase di validazione strutturale.

Tutto quello che viene creato con il CommandManager, viene poi visualizzato in maniera cronologica nella “FeatureManager Design Tree” situato nella porzione sinistra dell’interfaccia; esso permette di monitorare e modificare in ogni momento le entità geometriche, le funzioni di generazione del solido e, nel caso specifico del telaio in esame, la “Cut List” per la gestione dei membri strutturali.

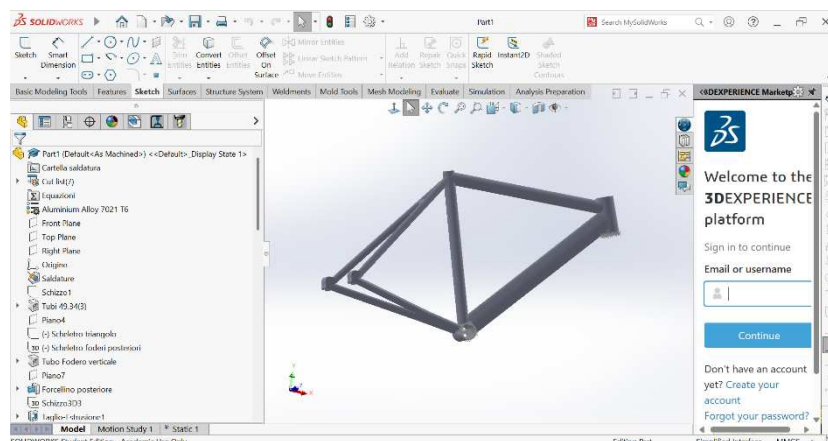


Figura 2.0: Finestra principale di Solidworks

4.2. Struttura del telaio

Seguendo le caratteristiche geometriche precedentemente stabilite, si disegnano le entità geometriche utili a definire la struttura del telaio, utilizzando le principali funzioni di disegno 2D.

A partire dalle specifiche geometriche precedentemente definite, si procede alla modellazione della struttura del telaio avvalendosi degli strumenti di schizzo e delle funzioni di modellazione solida 3D.

Il punto di partenza è l’origine degli assi, da cui viene tracciata una linea perpendicolare al piano frontale che funge da riferimento per la successiva modellazione della scatola del movimento centrale. A partire da questo nodo, viene generato lo schizzo tridimensionale (layout) che definisce lo scheletro del triangolo principale e dei foderi posteriori, assegnando ad ogni segmento la corretta quota e inclinazione di progetto. Al fine di ottimizzare i tempi di modellazione e garantire la perfetta simmetria, il carro posteriore viene inizialmente

modellato solo a metà, per poi essere completato in una fase successiva tramite un'operazione di specchiatura rispetto al piano frontale.

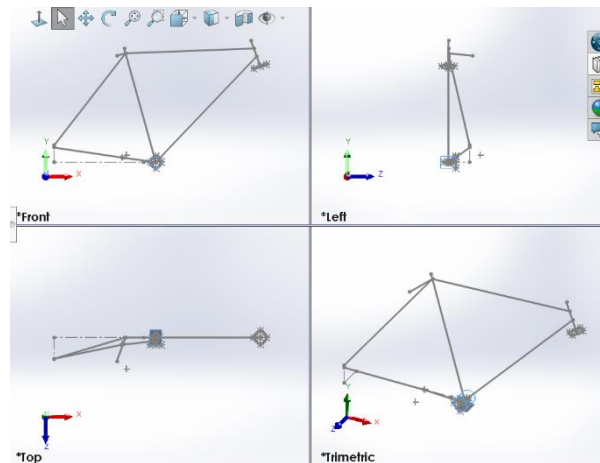


Figura 4.1: Scheletro triangolo e foderi posteriori

Parallelamente, si definisce lo schizzo del forcellino posteriore, sagomato nella parte inferiore con un'apposita geometria semicircolare destinata ad ospitare l'asse della ruota e il deragliatore; tale profilo viene poi estruso per conferirgli il corretto spessore tridimensionale.

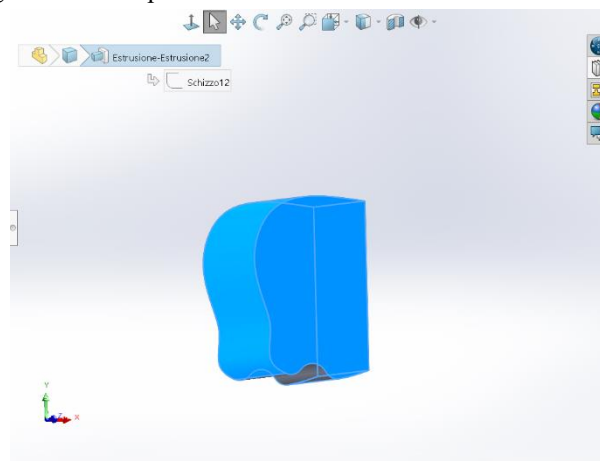


Figura 4.2: Forcellino posteriore

Successivamente, ai segmenti dello schizzo vengono associati i relativi membri strutturali a sezione tubolare. Fa eccezione il tubo obliquo: non presentando una sezione perfettamente circolare, ma essendo costituito dall'unione di una semicirconferenza e un'ellisse, la sua geometria solida scaturisce da un'estrusione diretta del profilo personalizzato.

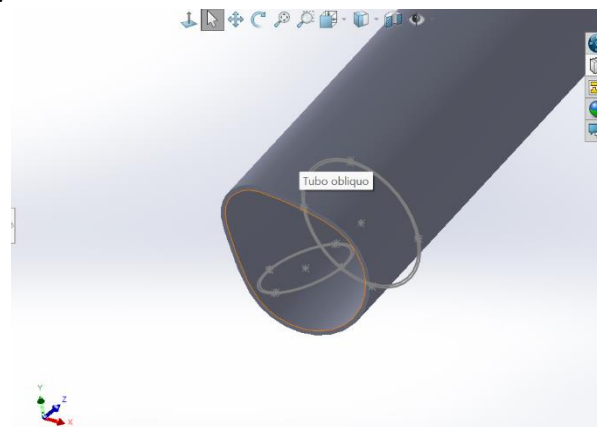


Figura 4.3: Tubo obliquo

Completata la struttura primaria, la porzione modellata dei foderi posteriori viene specchiata per completare il carro, al quale viene in seguito aggiunto e modellato il ponticello di irrigidimento tra i foderi verticali.

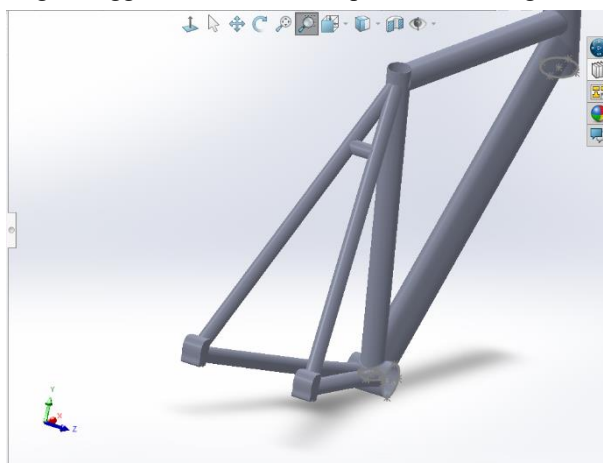


Figura 4.4: Foderi posteriori e ponticello

L'ultima e cruciale fase della modellazione riguarda la pulizia dei nodi strutturali. Utilizzando la funzione Accorcia/Estendi, si reciprocamente rifilano le tubazioni intersecanti, eliminando le eccedenze e il materiale compenetrante all'interno del telaio. Infine, laddove l'intersezione tra tubi di diametro differente genera discontinuità o gap geometrici, si interviene tramite raccordi di faccia ed estrusioni mirate. Questo processo di stuccatura virtuale e modellazione dei cordoni di saldatura non ha solo valenza estetica, ma è strettamente necessario per garantire la congruenza dei bordi, eliminare gli spigoli vivi e restituire un volume solido omogeneo e continuo, requisito fondamentale per la successiva e corretta discretizzazione (mesh) nell'analisi agli elementi finiti.

Il risultato della modellazione su Solidworks è mostrato nell'immagine seguente (4.5).

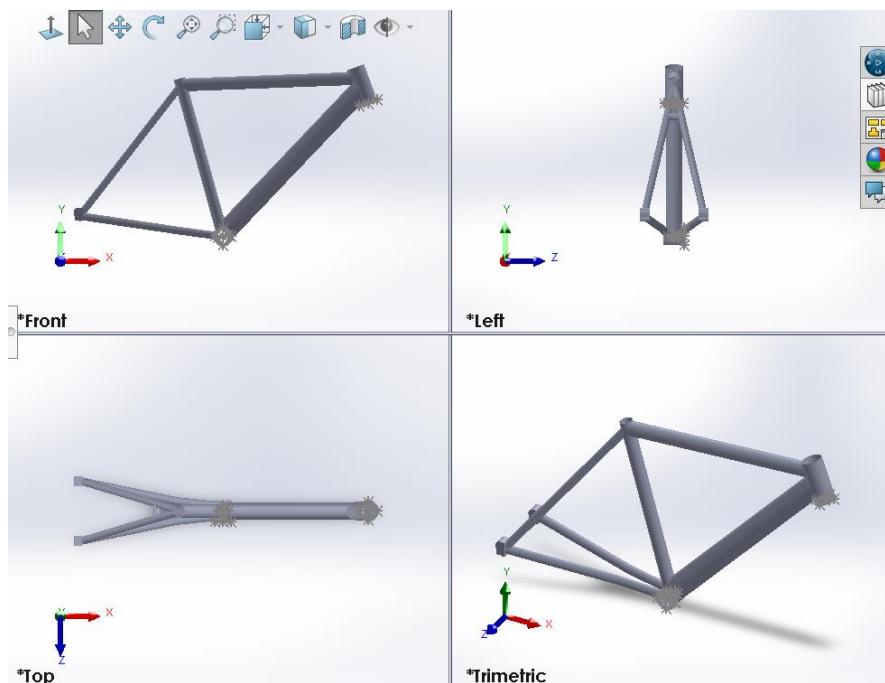


Figura 4.5: Vista completa del modello 3D del telaio

CAPITOLO 5. Simulazione elementi finiti sul telaio con carichi

5.1. Introduzione al Metodo degli Elementi Finiti

Pur permettendo una formulazione matematicamente coerente e meccanicamente ben fondata del problema di equilibrio (o dinamico), l'approccio della meccanica del continuo alla meccanica dei solidi e delle strutture produce in generale equazioni difficili o impossibili da risolvere dal punto di vista analitico. Anche nell'ambito di validità dell'ipotesi di piccoli spostamenti, soluzioni analitiche di problemi concreti sono disponibili solo per un ristretto numero di casi particolari, per lo più relativi al comportamento linearmente elastico del materiale. Tali soluzioni sono indubbiamente importanti, ma certamente non esaustive dei problemi di interesse tecnico in campo ingegneristico.

Di grande utilità è a tal riguardo il metodo di approssimazione agli elementi finiti e in particolare il suo approccio agli spostamenti. Tale approccio si configura come una tecnica di approssimazione di problemi di valore iniziale e/o al contorno fondata su tre elementi basilari: la discretizzazione della regione corrispondente alla configurazione di riferimento (o attuale) del corpo in un insieme discreto ("mesh") di sottoregioni o elementi di dimensione finita ("mesh di elementi finiti"); l'impiego di una formulazione variazionale del problema di equilibrio o del moto e l'adozione di funzioni approssimanti (o "funzioni di forma") del campo di spostamenti del tipo a supporto compatto, che risultino cioè diverse da zero solo in corrispondenza di un numero ristretto di elementi. Queste ultime si possono identificare con le funzioni interpolanti dei vettori spostamento dei vertici degli elementi finiti in cui è stato discretizzato il corpo, detti usualmente "nodi". La formulazione variazionale (o "debole") del problema al continuo consente di allargare opportunamente l'insieme delle soluzioni ammissibili, rispetto alla formulazione differenziale (o "forte"), mentre l'impiego di funzioni a supporto compatto rende agevole la descrizione di effetti puntuali legati, ad esempio, alla concentrazione delle tensioni oppure a fenomeni di rottura o danneggiamento locali. Nella stragrande maggioranza dei casi, le funzioni approssimanti sono di tipo polinomiale e ciascuna di essa è associata ad un nodo della mesh di elementi finiti.

Il metodo degli elementi finiti si è andato rapidamente diffondendo in anni recenti in molteplici campi applicativi e di ricerca, a partire da settori più squisitamente tecnico-ingegneristici, per arrivare ai campi di interesse di tutte le scienze applicate, siano esse matematiche, fisiche, o naturali. Al giorno d'oggi risulta come uno dei metodi più potenti per la risoluzione numerica di problemi iniziali e/o al contorno di natura generale, unitamente al metodo delle differenze finite ed al metodo degli elementi di contorno.

L'approccio agli spostamenti del metodo degli elementi finiti generalizza in maniera spontanea e diretta l'idea della modellazione cinematica alla base delle classiche teorie strutturali (teorie delle travi, piastre, gusci, ecc.), pervenendo ad una formulazione estremamente versatile, traducibile in algoritmi gestibili in modo molto efficiente da strumenti di calcolo automatico.

5.2. Definizioni di base

- **Nodo:** Rappresenta il punto di connessione tra gli elementi. È in queste posizioni che vengono calcolate le incognite primarie del sistema (spostamenti).
- **Gradi di libertà:** Definiscono le capacità di movimento e rotazione di un nodo nello spazio. Per un'analisi tridimensionale completa, ogni nodo può avere fino a sei gradi di libertà (tre traslazioni e tre rotazioni).
- **Elemento finito:** L'entità geometrica caratterizzata da una determinata formulazione matematica che "unisce" i nodi. I nodi possono essere uniti in maniera diversa creando forme differenti.

- **Mesh:** rappresenta una serie di elementi finiti contigui che vanno a discretizzare il corpo.



Figura 5.0: Elementi di base dell'analisi FEM

5.3. Passi dell'analisi F.E. per casi statici lineari

Il processo risolutivo di un solutore FEA (come SOLIDWORKS Simulation) segue una sequenza logica rigorosa:

- **Calcolo della condizione di equilibrio del corpo, applicando carichi e vincoli:** Si definiscono le condizioni al contorno (vincoli e carichi) per stabilire l'equilibrio statico; siamo in grado quindi di calcolare la matrice di rigidezza del corpo. Il software ha a disposizione una serie di equazioni che definiscono equivocamente il corpo.
- **Calcolo degli spostamenti, Δf :** Il sistema risolve l'equazione matriciale

$$[K] \cdot \{u\} = \{F\} \quad (5.1)$$
 dove $[K]$ è la matrice di rigidezza, $\{u\}$ il vettore degli spostamenti e $\{F\}$ il vettore delle forze applicate. Ad ogni nodo della mesh, quindi, viene assegnato uno spostamento.
- **Calcolo delle deformazioni, $\varepsilon = \frac{\Delta f}{f}$:** La deformazione è derivata dal gradiente degli spostamenti rispetto alla lunghezza iniziale.
- **Calcolo delle tensioni, $\sigma = \sigma(\varepsilon, E, \nu)$:** Infine, si ricavano le tensioni attraverso le relazioni costitutive del materiale, dove E è il modulo di Young e ν il coefficiente di Poisson.

5.4. Tipi di elemento finito

La scelta dell'accuratezza del modello dipende dall'ordine polinomiale delle funzioni di forma:

- **Elementi del primo ordine (Lineari):** Presentano nodi solo ai vertici. Lo spostamento calcolato varia linearmente tra i nodi, il che comporta una deformazione (e quindi una tensione) costante all'interno dell'elemento. Questo può portare a un fenomeno noto come shear locking in modelli a mesh grossolana. Se lo spostamento è continuo, la deformazione presenta dei salti.

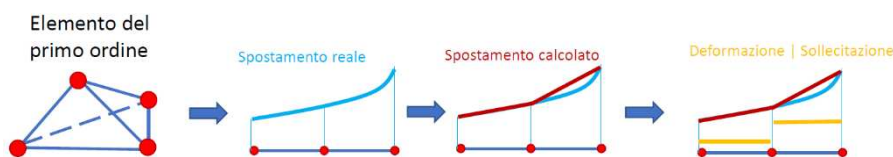


Figura 5.1: Passi dell'analisi per un elemento del primo ordine

- **Elementi del secondo ordine (Parabolici):** Includono nodi intermedi lungo i lati. Permettono di mappare meglio gli spostamenti reali curvilinei, garantendo una variazione lineare della deformazione all'interno dell'elemento e una maggiore precisione generale.

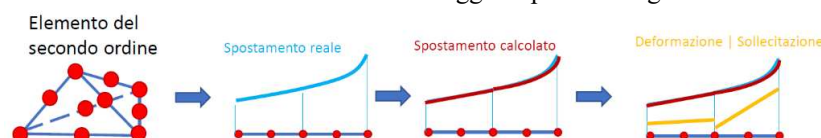


Figura 5.2: Passi dell'analisi per un elemento del secondo ordine

5.5. Tipi di mesh

In base alla geometria del componente, si adottano diverse tipologie di discretizzazione:

- **Mesh Beam (Trave):** Utilizzata per elementi strutturali snelli (come telai), dove la sezione trasversale è rappresentata da proprietà geometriche integrate. Gli elementi trave (Truss) trasmettono esclusivamente sforzi assiali, avendo tipicamente 3 gradi di libertà traslazionali per nodo.
- **Mesh Shell (Guscio):** Ideale per componenti con spessori sottili rispetto alle altre dimensioni. Lo spessore è trattato matematicamente, riducendo il costo computazionale. Si presentano sotto forma di elementi triangolari (3 o 6 nodi) o quadrilateri (4 o 8 nodi).
- **Mesh Solida:** Utilizza elementi tetraedrici o esaedrici per corpi con volume significativo in tutte e tre le direzioni. Le forme più utilizzate sono i tetraedri (piramidi a base triangolare) e gli esaedri (elementi a forma di mattone o brick).

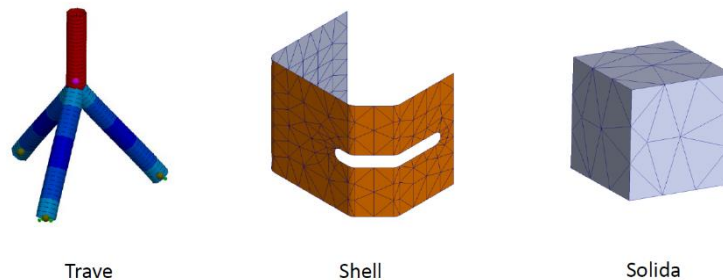


Figura 5.3: Tipologie di mesh

5.6. Ipotesi dell'analisi statica lineare

Perché i risultati siano validi, devono essere rispettate tre ipotesi fondamentali:

- **Carichi costanti nel tempo:** I carichi non variano nel tempo e gli effetti inerziali o di smorzamento sono trascurati.
- **Risposta lineare del materiale:** Si assume che il materiale operi esclusivamente in campo elastico lineare, seguendo la legge di Hooke. Non vengono considerati isteresi o plasticizzazione.
- **Piccoli spostamenti:** La deformazione viene calcolata rispetto alla struttura indeformata di partenza, anziché calcolare una progressiva deformazione del corpo, a cui conseguirebbe una variazione di rigidità e direzione di applicazione del carico.

5.7. Fasi del processo FEM

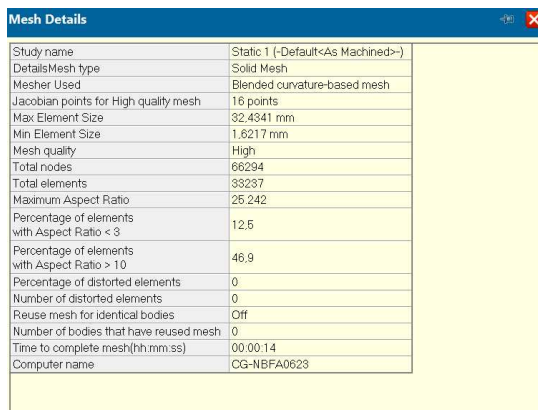
Il processo di analisi FEM è suddiviso in tre step:

- 1) **Pre-processing:** nella prima fase viene definito il modello ad elementi finiti. Si definiscono una serie di elementi:
 - l'analisi da utilizzare: statica, dinamica, termica, lineare, ecc.;
 - la tipologia di elementi finiti;
 - i parametri dei materiali assegnati;
 - i vincoli;
 - i carichi;

Durante la fase del pre-processing avviene anche la scomposizione: il modello iniziale viene suddiviso in tanti piccoli elementi di forma ridotta e definita riducendo di fatto la complessità del problema (di qui prende il nome di analisi di elementi finiti); in genere le forme scelte per la scomposizione sono elementari (quadrato, cerchio, triangolo...) attraverso la creazione di una griglia, mesh. Viene, poi, studiato il comportamento di ogni singolo elemento: come reagisce ad uno stress, come si deforma, ecc.; Su ogni singolo elemento ridotto in forma elementare, la soluzione del problema viene espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette funzioni di base o funzioni di forma, shape functions;

- 2) **Processing:** il software risolve un gigantesco sistema di equazioni algebriche per determinare lo stato (spostamenti, tensioni, temperature) di ogni nodo della mesh. Questa fase è completamente automatizzata e richiede la potenza di calcolo del computer.
- 3) **Post-processing:** la terza ed ultima fase corrisponde all'elaborazione e alla visualizzazione grafica dei risultati ottenuti.

5.8. Creazione della mesh



Mesh Details	
Study name	Static 1 (-Default<As Machined>-)
Details Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Blended curvature-based mesh
Jacobian points for High quality mesh	16 points
Max Element Size	32.4341 mm
Min Element Size	1.6217 mm
Mesh quality	High
Total nodes	66294
Total elements	33237
Maximum Aspect Ratio	25.242
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	12.5
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	46.9
Percentage of distorted elements	0
Number of distorted elements	0
Reuse mesh for identical bodies	Off
Number of bodies that have reused mesh	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:00:14
Computer name	CG-NBFA0623

Figura 5.4: I dettagli della Mesh

La discretizzazione della struttura in un numero finito di elementi, ha come risultato la realizzazione di una griglia, detta mesh. Tale operazione, definita meshing, risulta molto importante, dato che dalla qualità della mesh dipende l'accuratezza dei risultati dell'analisi. Al crescere del numero degli elementi, la soluzione approssimata converge verso la soluzione reale.

Per la discretizzazione del telaio in esame, si è optato per una mesh solida (Solid Mesh) impostata su un livello di alta qualità (High). Nello specifico, è stato utilizzato l'algoritmo di meshing basato sulla curvatura fusa (Blended curvature-based mesh). Questa scelta risulta particolarmente indicata per le geometrie tubolari e le intersezioni complesse tipiche di un telaio da bicicletta: tale algoritmo, infatti, adatta in modo intelligente la dimensione dei tetraedri, infittendo automaticamente la griglia nelle zone con raggi di curvatura stretti (come i raccordi e gli innesti tra i tubi) e mantenendola più rada nelle porzioni rettilinee. Questo approccio garantisce una modellazione accurata delle concentrazioni di sforzo senza appesantire inutilmente il costo computazionale.

Come si evince dai dettagli del modello, la griglia generata presenta le seguenti caratteristiche dimensionali:

- Dimensione massima dell'elemento: 32,48 mm, applicata prevalentemente lungo lo sviluppo longitudinale dei tubi principali.
- Dimensione minima dell'elemento: 1,62 mm, necessaria per mappare in modo fedele le zone di transizione e i nodi strutturali più critici, quali la scatola del movimento centrale e le intersezioni dei foderi posteriori.

Complessivamente, il processo di discretizzazione ha generato un modello matematico composto da 33.237 elementi e 66.294 nodi.

Un aspetto fondamentale che convalida l'affidabilità del modello è l'analisi della qualità degli elementi stessi. Il controllo geometrico, effettuato su 16 punti Jacobiani, ha registrato lo 0% di elementi distorti (distorted elements). Questo dato certifica che la forma dei tetraedri si mantiene regolare in tutto il volume del telaio, assicurando che le successive equazioni di rigidità non siano affette da errori legati a una cattiva geometria della mesh, permettendo al calcolatore di convergere verso una soluzione affidabile in tempi estremamente rapidi.

Il risultato di questo procedimento è visibile nella successiva immagine (5.5).

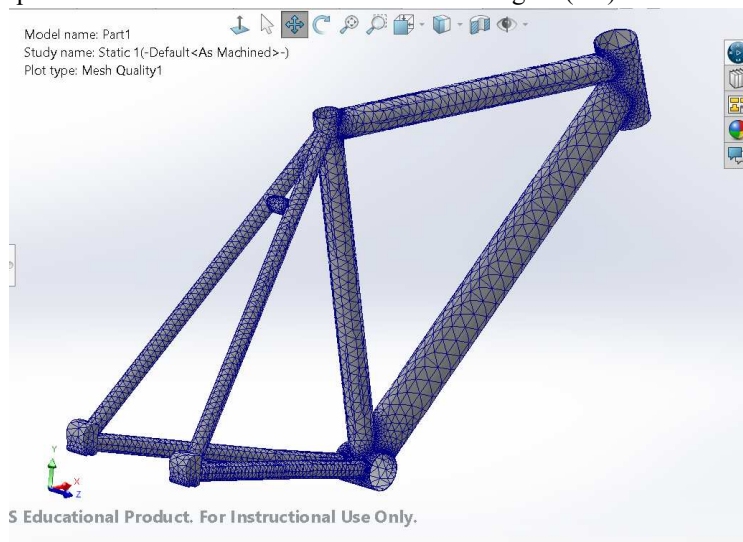


Figura 5.5: Mesh adattata al telaio

5.9. Definizione dei carichi e delle condizioni al contorno

Una volta ultimata la fase di discretizzazione geometrica tramite la creazione della mesh, il passo successivo e determinante nell'analisi agli elementi finiti (FEM) consiste nella trasposizione delle condizioni fisiche e operative reali all'interno dell'ambiente di simulazione. La corretta impostazione di questa fase è di cruciale importanza: il solutore matematico, infatti, restituirà risultati coerenti con la realtà fisica solo se i vincoli e le forze applicate rispecchiano fedelmente la cinematica della bicicletta e lo stile di guida del ciclista.

In questa sezione vengono descritti i due macrogruppi di parametri impostati a sistema:

- Le condizioni al contorno (Vincoli): Necessarie per eliminare i gradi di libertà del modello e renderlo isostaticamente (o iperstaticamente) stabile nello spazio, impedendone i moti di corpo rigido. Nello specifico, si è andati a simulare l'ancoraggio del telaio al suolo tramite i perni delle ruote, bloccando i forcellini posteriori e ricreando l'appoggio a terra della forcella anteriore.
- I carichi esterni (Forze): Necessari per simulare le sollecitazioni indotte dalla massa del ciclista e dalla sua azione biomeccanica durante la pedalata. Poiché l'analisi si concentra esclusivamente sul telaio nudo, i componenti periferici (manubrio, sella, guarnitura e pedali) non sono stati modellati fisicamente. Per sopperire a questa semplificazione geometrica, si è fatto largo uso della funzione "Carico a distanza" (Remote Load). Questo strumento analitico ha permesso di applicare i vettori forza nelle loro esatte coordinate spaziali, garantendo il corretto trasferimento al telaio non solo delle forze pure, ma anche e soprattutto dei momenti flettenti e torcenti generati dai bracci di leva dei componenti mancanti.

L'insieme di queste condizioni definisce lo scenario di carico (o Load Case) che è stato sottoposto al solutore matematico di SolidWorks.

5.9.1. Vincoli

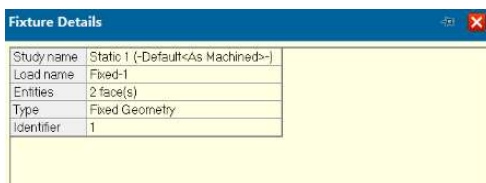


Figura 5.6: I dettagli del vincolo posteriore

Per garantire la stabilità del modello e impedire moti di corpo rigido durante l'applicazione dei carichi, si è proceduto alla definizione dei vincoli strutturali (Fixtures).

Il primo vincolo, denominato in SolidWorks come Fixed-1, è stato impostato con la tipologia Geometria Fissa (Fixed Geometry) ed è stato applicato alle due facce cilindriche interne dei forcellini posteriori (come mostrato nella Figura 5.7).

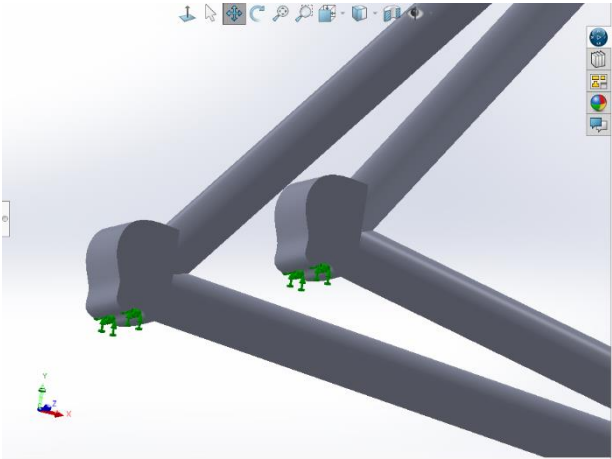


Figura 5.7: Vincoli alle forcelline posteriori

Dal punto di vista fisico e cinematico, questa condizione al contorno simula la presenza del perno del mozzo della ruota posteriore saldamente serrato al telaio. Dal punto di vista matematico, l'imposizione di una geometria fissa si traduce nell'annullamento di tutti i sei gradi di libertà (tre traslazionali e tre rotazionali) per i nodi della mesh appartenenti alle facce selezionate. Il retrotreno della bicicletta risulta così rigidamente ancorato al sistema di riferimento globale, fornendo la necessaria reazione vincolare per bilanciare le forze attive che verranno applicate nei successivi step di configurazione.

A completamento delle condizioni al contorno, e come secondo vincolo fondamentale applicato al modello dopo l'ancoraggio a terra dei forcellini posteriori, si è resa necessaria la definizione del vincolo all'avantreno. Poiché la forcella non è stata fisicamente inclusa nella geometria del telaio analizzato, la sua funzione cinematica e strutturale è stata riprodotta matematicamente attraverso l'impiego di due Spostamenti a distanza (Remote Displacements).

Come si evince dai parametri di simulazione (Figure 5.8 e 5.9), questi due vincoli remoti sono stati associati al tubo di sterzo mantenendo un tipo di connessione Rigida (Rigid). Tale impostazione, coerentemente con le scelte precedenti, simula la presenza indeformabile del canotto della forcella e della relativa serie sterzo all'interno del tubo, impedendone un'irrealistica ovalizzazione sotto sforzo.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	Static 1 (-Default<As Machined
Load name	Remote Displacement (Rigid co
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	—,0 mm,0 mm
Rotational Components	—,—,—
Reference coordinates	580 68 34 mm
Identifier	8

Figura 5.8: Dettagli vincolo sul lato destro della forcella

Remote Loads/Mass Details	
Study name	Static 1 (-Default<As Machined
Load name	Remote Displacement (Rigid co
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	—,0 mm,0 mm
Rotational Components	—,—,—
Reference coordinates	580 68 -34 mm
Identifier	9

Figura 5.9: Dettagli vincolo sul lato sinistro della forcella

Per ricreare fedelmente i punti di vincolo a terra del mozzo anteriore, i nodi virtuali sono stati traslati nello spazio fino a raggiungere l'ipotetica posizione dell'asse ruota, ovvero alle coordinate $X = 580 \text{ mm}$ e $Y = 88 \text{ mm}$. Per modellare la battuta del mozzo, i due vincoli sono stati disposti simmetricamente rispetto al piano mediano: il primo a $Z = 84 \text{ mm}$ (lato destro) e il secondo a $Z = -84 \text{ mm}$ (lato sinistro), simulando un interasse complessivo coerente con gli standard ciclistici.

Di particolare rilevanza analitica è l'impostazione dei gradi di libertà in questi due nodi remoti. Come visibile alla voce Translational Components, si è imposto uno spostamento nullo (0 mm) lungo l'asse Y (verticale), per garantire la reazione vincolare contro il suolo, e lungo l'asse Z (trasversale), per assicurare la stabilità laterale del telaio. Al contrario, la traslazione lungo l'asse longitudinale X è stata lasciata libera. Questa è una scelta ingegneristica mirata: svincolando l'asse X all'avantreno, si modella un appoggio a carrello che permette al telaio di inflettersi, flettersi e "distendersi" naturalmente sotto l'azione dei carichi verticali (come il peso sulla sella), evitando l'insorgere di tensioni assiali fittizie e irrealistiche che si genererebbero se la struttura fosse ipervincolata a terra ad ambedue le estremità.

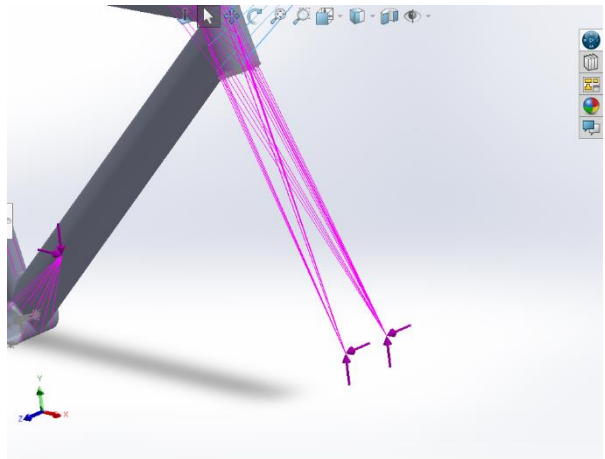


Figura 5.10: Vincoli sulla forcella anteriore

5.9.2. Forze

A valle della definizione dei vincoli, il setup della simulazione ha previsto l'introduzione delle forzanti attive, atte a replicare lo scenario di carico biomeccanico indotto dal ciclista.

Di seguito, andremo a esplicitare le modalità di carico su Solidworks dei casi elencati nel Capitolo 3:

5.9.2.1. Ciclista seduto

In questo primo caso, avrò due forze che agiscono sul manubrio, una spinta sul pedale destro e una forza sul sellino. Le Figure 5.11 e 5.12 illustrano i parametri associati al carico gravitazionale gravante sul manubrio.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	Static 1 (-Default<As Machined>
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	—;320,29 N;—
Rotational Components	—;—;—
Reference coordinates	528 601 233 mm
Identifier	4

Figura 5.11: Dettagli sulla forza applicata dalla mano destra (ciclista seduto)

Remote Loads/Mass Details	
Study name	Static 1 (-Default<As Machined>
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	—;-213,71 N;—
Rotational Components	—;—;—
Reference coordinates	528 601 -233 mm
Identifier	5

Figura 5.12: Dettagli sulla forza applicata dalla mano sinistra (ciclista seduto)

Per modellare questa specifica sollecitazione, il carico è stato applicato all'unica entità geometrica a diretto contatto con il componente reale non modellato: la faccia cilindrica interna del tubo piantone (Entities: 1 face).

Il punto di applicazione remoto, che individua spazialmente il baricentro di spinta sul sellino, è stato posizionato alle coordinate globali X=528, Y=601, Z=-233 mm per la mano sinistra e X=528, Y=601, Z=233 mm per la mano destra. In tali punti sono stati applicati dei vettori forza avente una componente traslazionale puramente verticale (lungo l'asse Y) pari a -213,71 N per la mano sinistra e di 320,29 N per la mano destra. Il segno negativo conferma la corretta direzionalità del vettore verso il basso.

Di fondamentale importanza per l'accuratezza dell'analisi è l'impostazione del tipo di connessione su Rigida (Rigid). Grazie a questo espediente matematico, SolidWorks non si limita a traslare le forze sul tubo, ma calcola e trasferisce fedelmente al telaio il notevole momento flettente generato dal braccio di leva del manubrio. Tale momento è il principale responsabile delle tensioni flessionali critiche che si innescano nel nodo di intersezione tra tubo orizzontale, tubo piantone e foderi posteriori.

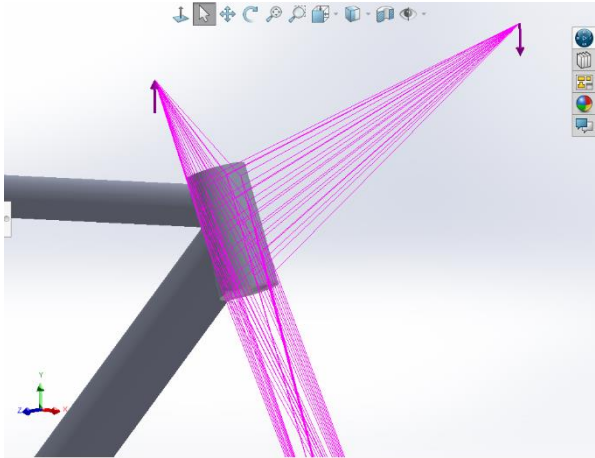


Figura 5.13: Forze applicate sul manubrio (ciclista seduto)

Come terzo carico abbiamo la spinta sul pedale, che rappresenta la forzante più critica per l'innescio di fenomeni torsionali sul telaio. Come evidenziato dai dettagli di simulazione (Figura 5.14), l'azione biomeccanica del ciclista è stata riprodotta avvalendosi nuovamente di un Carico a Distanza (Remote Load), applicato all'unica faccia cilindrica interna della scatola del movimento centrale.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	Static 1 (-Default<As Machined)
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	29,11 N;-332,73 N;—
Rotational Components	—;—;—
Reference coordinates	154,7 129,8 74,5 mm
Identifier	7

Figura 5.14: Dettagli del carico sul pedale (ciclista seduto)

Per simulare con rigore l'ingombro spaziale della guarnitura e il braccio di leva generato dalla pedivella, il punto virtuale di applicazione della forza è stato traslato alle coordinate globali $X = 154,7\text{ mm}$, $Y = 129,8\text{ mm}$ e, fattore cruciale per la genesi del momento torcente, $Z = 74,5\text{ mm}$. Quest'ultima quota modella l'esatto offset laterale del pedale destro rispetto al piano di simmetria della bicicletta. In questo nodo remoto è stato imposto il vettore forza risultante dalla pedalata, inclinato di circa 5 gradi rispetto alla verticale, quindi caratterizzato da una componente di spinta longitudinale pari a 29,11 N e una componente verticale discendente di -332,73 N.

Infine, la scelta di impostare il tipo di connessione come "Rigida" (Rigid) ha permesso di trasferire integralmente queste forze e i relativi momenti al nodo strutturale, mimando la rigidità reale conferita dalla cartuccia del movimento centrale in metallo e ponendo così solide basi per la successiva fase di calcolo.

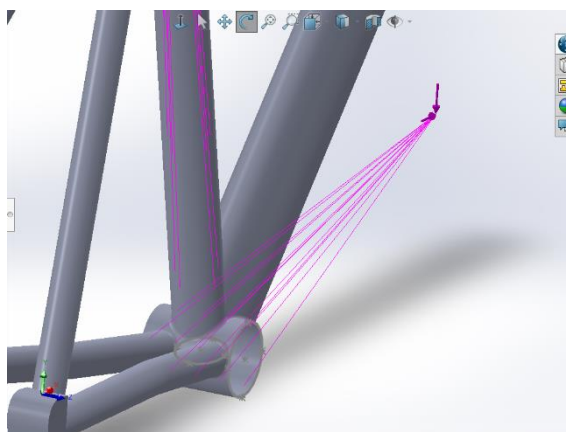


Figura 5.15: Carico sul pedale destro (ciclista seduto)

L'ultimo carico considerato nel nostro studio è rappresentato dalla quota parte del peso del ciclista scaricata sul sellino. Coerentemente con l'approccio metodologico adottato per gli altri componenti periferici, tale forzante è stata implementata nel modello tramite lo strumento di Carico a Distanza (Remote Load), vincolando l'azione alla faccia cilindrica interna del tubo piantone, ovvero la sede naturale di innesto del reggisella.

Come illustrato nei dettagli della simulazione (Figura 5.16), per rispettare la reale biomeccanica e l'effettivo braccio di leva, il punto remoto di applicazione è stato posizionato alle coordinate globali $X = -190,8 \text{ mm}$, $Y = 685,1 \text{ mm}$ e $Z = 0 \text{ mm}$. La coordinata Z nulla garantisce che il baricentro del carico giaccia perfettamente sul piano di simmetria longitudinale della bicicletta, evitando l'introduzione di momenti torcenti fittizi in quest'area. Le coordinate X e Y , invece, collocano spazialmente la seduta in quota e in posizione arretrata.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	Static 1 (-Default<As Machined>-)
Load name	Remote Load/Mass (Rigid connection)-3 (variable)
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	-124.8 N;-450.02 N;—
Rotational Components	—;—;—
Reference coordinates	-190.3 686.1 0 mm
Identifier	6

Figura 5.16: Dettagli del carico sul sellino (ciclista seduto)

In corrispondenza di tale nodo virtuale è stato applicato il vettore forza, scomposto in una componente orizzontale di $-124,8 \text{ N}$ (diretta verso il retrotreno) e una componente verticale di $-450,02 \text{ N}$ (diretta verso il basso). L'entità e i segni di tali vettori rispecchiano fedelmente l'inclinazione della spinta del ciclista seduto (stimata in precedenza tra i 100° e i 110° rispetto all'asse orizzontale).

L'impostazione della connessione di tipo Rigida (Rigid) risulta infine determinante per l'accuratezza dei risultati: essa permette non solo di trasferire le forze assiali e di taglio al tubo piantone, ma soprattutto di trasmettere il notevole momento flettente generato dallo sbalzo del reggisella.

Questo espediente matematico assicura che il nodo strutturale di intersezione tra il tubo orizzontale, il tubo piantone e i foderi posteriori venga sollecitato in modo coerente con il comportamento reale del telaio sotto carico.

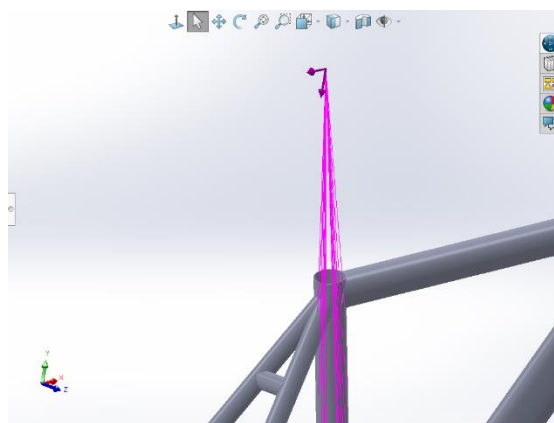


Figura 5.17: Carico agente sul sellino (ciclista seduto)

5.9.2.2. Ciclista in piedi

In questo secondo scenario di carico, denominato "ciclista in piedi", si simula la condizione dinamica in cui l'atleta solleva il proprio bacino dal sellino, trasferendo l'intero peso corporeo e la massima azione muscolare sui pedali e sul manubrio. Le Figure 5.18 e 5.19 illustrano i parametri di configurazione associati alle sollecitazioni gravanti sulle due estremità del manubrio in questa specifica configurazione.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	ciclista in piedi (-Default<As Max
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	—;389.62 N;—
Rotational Components	—;—;—
Reference coordinates	528 601 233 mm
Identifier	4

Figura 5.18: Dettagli sulla forza applicata dalla mano destra (ciclista in piedi)

Remote Loads/Mass Details	
Study name	ciclista in piedi (-Default<As Max
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	—;-122.62 N;—
Rotational Components	—;—;—
Reference coordinates	528 601 -233 mm
Identifier	5

Figura 5.19: Dettagli sulla forza applicata dalla mano sinistra (ciclista in piedi)

Per modellare questa specifica sollecitazione, i carichi sono stati applicati all'unica entità geometrica a diretto contatto con il gruppo attacco-manubrio reale (non modellato tridimensionalmente): la faccia cilindrica interna del tubo di sterzo.

I punti di applicazione remoti, che individuano spazialmente le zone di presa delle mani sui comandi, sono stati posizionati alle coordinate globali $X = 528$ mm, $Y = 601$ mm e scostati simmetricamente lungo l'asse trasversale: $Z = 233$ mm per la mano destra e $Z = -233$ mm per la mano sinistra.

In tali punti sono stati applicati dei vettori forza aventi una componente traslazionale puramente verticale (lungo l'asse Y). Come si evince dai dettagli di simulazione, in questo scenario è stata introdotta una marcata asimmetria dei carichi: 389,62 N per la mano destra e -122,62 N per la mano sinistra (il segno negativo conferma la corretta direzionalità del vettore verso il basso). Tale asimmetria è essenziale per riprodurre fedelmente la biomeccanica dello scatto in piedi, durante il quale il ciclista esercita una forte pressione verso l'alto sul lato concordante al pedale in fase di spinta (in questo caso il destro), alleggerendo il carico sul braccio opposto.

Di fondamentale importanza per l'accuratezza dell'analisi è l'impostazione del tipo di connessione su Rigida (Rigid). Grazie a questo espediente matematico, SolidWorks non si limita a traslare le forze sul tubo, ma calcola e trasferisce fedelmente al telaio il notevole momento torcente e il momento flettente generati dal braccio di leva del manubrio asimmetricamente caricato. Tali azioni interne sono le principali responsabili delle tensioni torsionali critiche che si innescano nel nodo di intersezione tra tubo di sterzo, tubo orizzontale e tubo obliquo durante la marcia in fuorisella.

A completamento della modellazione dello scenario "ciclista in piedi", si è proceduto alla configurazione del carico gravante sulla guarnitura. In questa dinamica di marcia, venendo a mancare l'appoggio sulla sella, la spinta sul pedale in fase discendente diviene la forzante dominante dell'intero sistema, raggiungendo i valori di picco assoluti.

Come illustrato nei dettagli della simulazione (Figura 5.20), l'azione biomeccanica è stata riprodotta avvalendosi di un Carico a Distanza (Remote Load) applicato alla faccia cilindrica interna della scatola del movimento centrale.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	ciclista in piedi (-Default<As Mar
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	278,18 N;1.577,66 N;---
Rotational Components	---
Reference coordinates	69,09 189,82 74,5 mm
Identifier	7

Figura 5.20: Dettagli del carico applicato sul pedale destro (ciclista in piedi)

Per simulare la posizione di massima espressione della potenza muscolare in fuorisella, il punto virtuale di applicazione della forza è stato riposizionato alle coordinate globali $X = 69,09$ mm, $Y = 189,82$ mm e $Z = 74,5$ mm, essendo cambiata l'inclinazione della pedivella. Se le nuove quote X e Y riflettono la differente rotazione cinematica della pedivella rispetto allo scenario da seduto, la quota $Z = 74,5$ mm si mantiene costante, in quanto modella l'esatto offset laterale (braccio di leva) del pedale destro rispetto al piano di simmetria del telaio.

In questo nodo remoto è stato imposto il vettore forza risultante, caratterizzato da una componente di spinta orizzontale (longitudinale) pari a 279,19 N e da un'imponente componente verticale discendente pari a -1577,86 N. Tale valore, nettamente superiore a quello registrato nella marcia da seduto, modella l'azione combinata dell'intero peso corporeo del ciclista sommata all'estrinsecazione della forza muscolare massimale.

Infine, coerentemente con le assunzioni precedenti, l'impostazione della connessione di tipo Rigida (Rigid) che permette di trasferire al nodo strutturale non solo gli elevati carichi traslazionali, ma soprattutto l'ingente momento torcente generato dal braccio di leva Z . L'azione combinata di questo momento torcente al movimento centrale e di quello opposto generato asimmetricamente sul manubrio, sottopone il telaio alla condizione di massima torsione globale, rendendo questo Load Case il più severo per la verifica della rigidezza torsionale della struttura.

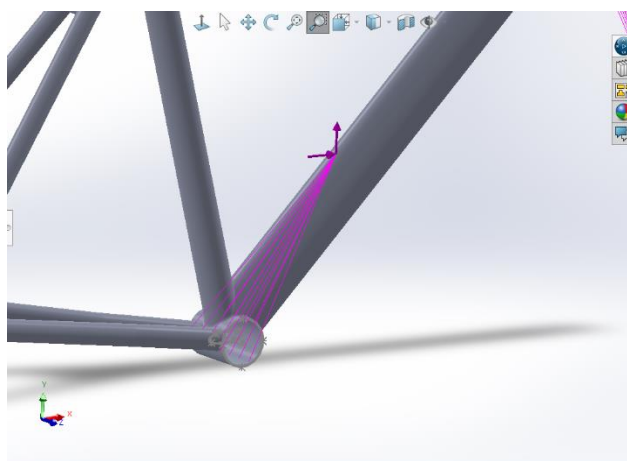


Figura 5.21: Carico agente sul pedale destro (ciclista in piedi)

5.9.2.3. Strada dissestata

In questo terzo scenario di carico, denominato "strada dissestata", si intende simulare le sollecitazioni strutturali indotte dal transito della bicicletta su una superficie irregolare (es. pavé, buche o ostacoli modesti).

In tale condizione cinematica, le forze statiche subiscono una notevole maggiorazione a causa delle repentine accelerazioni verticali (urti) subite dal sistema, rendendo necessaria l'applicazione di un fattore di amplificazione dinamica ai carichi base. Le Figure 5.21 e 5.22 illustrano i parametri associati all'impatto gravante sulle estremità del manubrio.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	strada dissestata (-Default<As I
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	---540 N;---
Rotational Components	---;---
Reference coordinates	528 601 233 mm
Identifier	4

Figura 5.21: Dettagli sulla forza applicata dalla mano destra (strada dissestata)

Remote Loads/Mass Details	
Study name	strada dissestata (-Default<As I
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	---540 N;---
Rotational Components	---;---
Reference coordinates	528 601 -233 mm
Identifier	5

Figura 5.22: Dettagli sulla forza applicata dalla mano sinistra (strada dissestata)

Per modellare l'interazione d'urto tra il ciclista e l'avantreno, il carico è stato nuovamente associato all'unica entità geometrica di interfaccia: la faccia cilindrica interna del tubo di sterzo.

I punti di applicazione remota, corrispondenti alle prese delle mani sui comandi, mantengono le medesime coordinate spaziali globali utilizzate negli scenari precedenti: $X = 528\text{ mm}$, $Y = 601\text{ mm}$, con scostamento trasversale simmetrico impostato a $Z = 233\text{ mm}$ (mano destra) e $Z = -233\text{ mm}$ (mano sinistra).

Nei suddetti nodi è stata imposta una forzante traslazionale puramente verticale (lungo l'asse Y). Come chiaramente visibile nei dettagli di simulazione, l'azione sulle braccia in questo scenario torna a essere perfettamente simmetrica, assumendo un valore di picco pari a -540 N per ambo i lati. L'incremento drastico del modulo del vettore (rispetto alla marcia regolare da seduto) quantifica matematicamente l'urto: il ciclista assorbe la perturbazione stradale irrigidendo le braccia in modo speculare, scaricando così una forza impulsiva complessiva di 1080 N sull'avantreno. Il segno negativo conferma la corretta direzione del vettore verso il terreno.

Anche in questo frangente, l'impostazione del tipo di connessione su Rigida (Rigid) risulta un requisito imprescindibile per la correttezza del modello. Attraverso questo vincolo, il solutore converte le forti componenti traslazionali remote in un severo momento flettente puro all'altezza del canotto (in assenza delle componenti torcenti caratteristiche dello scatto in piedi). Tale momento testa in modo mirato la resistenza e la rigidezza frontale del nodo di sterzo alle sollecitazioni d'urto longitudinali.

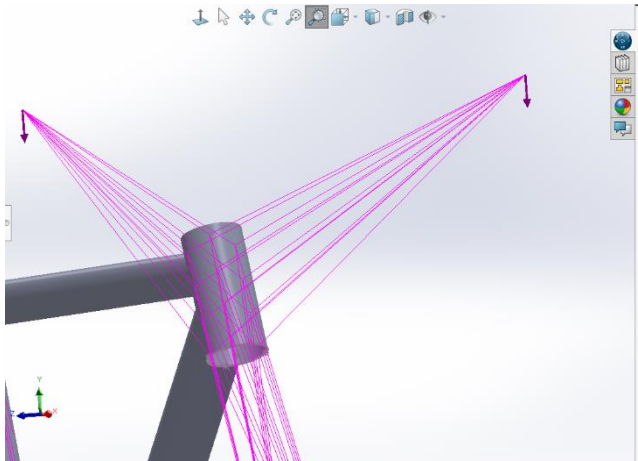
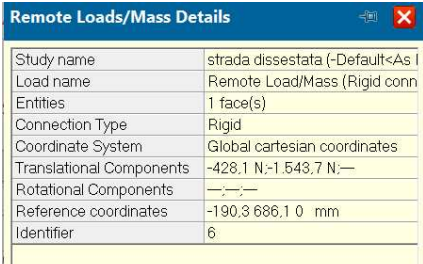


Figura 5.23: Forze applicate sul manubrio (strada dissestata)

A completamento del quadro delle sollecitazioni per lo scenario "strada dissestata", si è proceduto alla configurazione del carico impulsivo gravante sul sellino.

Durante il transito su una superficie marcatamente irregolare, l'urto viene assorbito non solo dall'avantreno, ma si propaga istantaneamente anche attraverso il reggisella, generando un picco di forza che si scarica sul nodo centrale del telaio.



Remote Loads/Mass Details	
Study name	strada dissestata (-Default<As I
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	-428,1 N;-1.543,7 N;—
Rotational Components	—;-;-
Reference coordinates	-190,3 686,1 0 mm
Identifier	6

Figura 5.24: Dettagli del carico applicato sul sellino (strada dissestata)

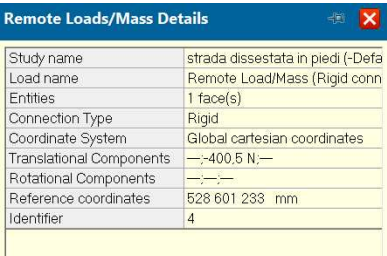
Coerentemente con la metodologia consolidata, l'azione dinamica del ciclista è stata implementata tramite un Carico a Distanza (Remote Load), vincolato all'unica interfaccia geometrica pertinente: la faccia cilindrica interna del tubo piantone.

Il baricentro di spinta sul sellino è stato mantenuto alle medesime coordinate spaziali globali adottate nello scenario statico: $X = -190,8 \text{ mm}$, $Y = 685,1 \text{ mm}$ e $Z = 0 \text{ mm}$. L'azzeramento della quota Z è un parametro vincolante, in quanto assicura che il vettore forza giaccia perfettamente sul piano di simmetria longitudinale del telaio, precludendo l'insorgere di gradienti torsionali anomali in quest'area.

In corrispondenza di tale nodo remoto, il solutore è stato istruito per applicare un vettore forza caratterizzato da una componente traslazionale orizzontale di $-428,1 \text{ N}$ (diretta verso la ruota posteriore) e una componente verticale discendente di ben $-1543,7 \text{ N}$. Il confronto di quest'ultimo valore con il corrispettivo scenario statico ("ciclista seduto", ove la forza verticale si attestava a circa -450 N) evidenzia l'applicazione di un severo fattore di amplificazione dinamica (superiore a 3). Tale moltiplicatore traduce in termini matematici la violenta decelerazione e la conseguente "scossa" verticale impartita dalla massa del ciclista sul canotto sella al momento dell'impatto con la buca.

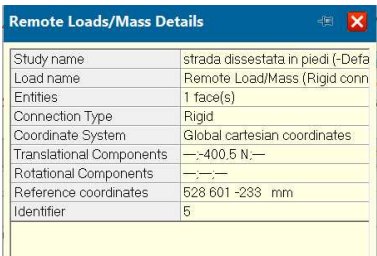
Anche in questo caso, l'adozione della connessione di tipo Rigida (Rigid) si dimostra un requisito analitico ineludibile. Essa impedisce l'ovalizzazione irrealistica del tubo piantone e, operazione fondamentale per la validità della simulazione, permette di trasferire integralmente al nodo strutturale (intersezione tra tubo orizzontale, piantone e foderi) l'elevato momento flettente originato dal notevole braccio di leva del reggisella sbalzato all'indietro.

Nella configurazione dello sforzo “strada dissestata”, studiamo anche il caso in cui il ciclista, sollevato dalla sella, assorbe l'urto distribuendo il proprio peso e l'accelerazione dinamica esclusivamente sui pedali e sull'avantreno. Le Figure 5.25 e 5.26 illustrano l'impostazione dei carichi trasmessi al manubrio in tale frangente.



Remote Loads/Mass Details	
Study name	strada dissestata in piedi (-Defa
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	—;-400,5 N;—
Rotational Components	—;-;-
Reference coordinates	528 601 233 mm
Identifier	4

Figura 5.25: Dettagli sulla forza applicata dalla mano destra (strada dissestata in piedi)



Remote Loads/Mass Details	
Study name	strada dissestata in piedi (-Defa
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	—;-400,5 N;—
Rotational Components	—;-;-
Reference coordinates	528 601 -233 mm
Identifier	5

Figura 5.26: Dettagli sulla forza applicata dalla mano sinistra (strada dissestata in piedi)

Conformemente all'approccio modellistico consolidato, i carichi sono stati applicati mediante lo strumento del Carico a Distanza, vincolandoli all'unica faccia cilindrica interna del tubo di sterzo. I punti remoti di applicazione mantengono le coordinate spaziali globali predefinite per l'ingombro del manubrio: $X = 528 \text{ mm}$, $Y = 601 \text{ mm}$, con l'abituale eccentricità trasversale di $Z = 233 \text{ mm}$ (lato destro) e $Z = -233 \text{ mm}$ (lato sinistro).

In corrispondenza di tali nodi virtuali è stato imposto un vettore traslazionale puramente verticale (lungo l'asse Y). Come analizzato nel caso antecedente, il carico è perfettamente simmetrico, assumendo un valore di -400,5 N per ciascun braccio.

Questa scelta modellistica riflette fedelmente la reazione biomeccanica istintiva del ciclista: per assorbire l'urto e mantenere il controllo del motoveicolo, l'atleta interrompe la spinta torsionale alternata, irrigidendo parallelamente gli arti superiori. È interessante notare come la forza impulsiva complessiva scaricata sull'avantreno in questo scenario (circa 801 N totali) risulti lievemente inferiore rispetto all'analogo scenario da seduto; ciò è giustificato dal fatto che, venendo a mancare l'appoggio ischiatico sulla sella, una quota preponderante del carico dinamico verticale si trasferisce e si concentra direttamente sulla guarnitura.

Infine, l'adozione del tipo di connessione Rigida (Rigid) si conferma determinante. Oltre a scongiurare l'ovalizzazione fittizia della sezione di sterzo, tale vincolo assicura il corretto trasferimento al telaio dell'imponente momento flettente generato dall'azione simultanea e simmetrica delle braccia in fase di assorbimento dell'urto, sollecitando in modo critico il nodo frontale della bicicletta.

A completamento dell'assetto di carico per lo scenario "strada dissestata in piedi", le forze dinamiche sono state applicate alla guarnitura. In assenza di contatto con il sellino, la quasi totalità del peso corporeo e dell'accelerazione d'urto viene assorbita in parallelo dagli arti inferiori, tramutandosi in un severo carico impulsivo sul movimento centrale.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	strada dissestata in piedi (-Defa
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	---934,5 N---
Rotational Components	---)---
Reference coordinates	202 0 74,5 mm
Identifier	7

Figura 5.26: Dettagli del carico sul pedale destro (strada dissestata in piedi)

Remote Loads/Mass Details	
Study name	strada dissestata in piedi (-Defa
Load name	Remote Load (Distributed conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Distributed
Weighting Factor	Default (Constant)
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	---934,5 N---
Rotational Components	---)---
Reference coordinates	-202 0 -74,5 mm
Identifier	10

Figura 5.27: Dettagli del carico sul pedale sinistro (strada dissestata in piedi)

L'azione biomeccanica è stata modellata mediante due Carichi a Distanza (Remote Loads) applicati all'unica interfaccia strutturale pertinente: la faccia cilindrica interna della scatola del movimento centrale.

Per replicare la postura assunta istintivamente dall'atleta per ammortizzare le asperità stradali (pedivelle allineate orizzontalmente), i punti remoti sono stati posizionati annullando la quota verticale ($Y = 0$ mm) e massimizzando l'escursione longitudinale: $X = 202$ mm per il pedale destro e $X = -202$ mm per il sinistro. Le quote trasversali si mantengono ai canonici valori di offset per la genesi dei momenti: $Z = 74,5$ mm e $Z = -74,5$ mm.

Sotto il profilo vettoriale, si rileva l'imposizione di una spinta puramente discendente (lungo l'asse Y) e perfettamente simmetrica, pari a -934,5 N per ciascun pedale. Tale simmetria quantifica l'assorbimento dinamico dell'impatto da parte del ciclista: le forze contrapposte annullano i momenti torcenti alternati tipici della pedalata asimmetrica in fuorisella, ma generano una forza di taglio verticale complessiva di quasi 1870 N al centro della scatola, rendendo questo il nodo maggiormente sollecitato a flessione.

Ai fini dell'affidabilità dell'analisi, la connessione per ambedue i carichi è stata rigorosamente impostata su Rigida (Rigid).

Questo vincolo cinematico simula la rigidità d'assieme dell'asse passante in acciaio della guarnitura: impedendo l'ovalizzazione fittizia del nodo sotto le spinte verticali, garantisce la corretta trasmissione dei momenti flettenti alle tubazioni convergenti (tubo obliquo, piantone e foderi).

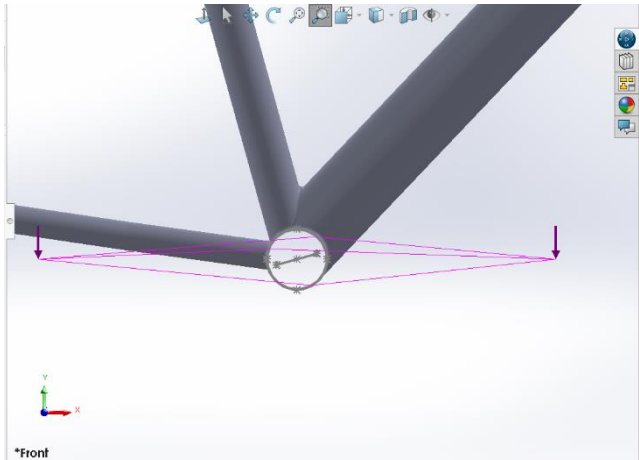


Figura 5.28: Carichi agenti sui pedali (strada dissestata in piedi)

5.9.2.4. Frenata

Il quinto scenario di carico affrontato nello studio, denominato "brusca frenata", si prefigge di simulare lo stato di sollecitazione estrema a cui è sottoposto il telaio durante una manovra di forte decelerazione. In tale condizione dinamica, il fenomeno fisico preponderante è il massiccio trasferimento di carico longitudinale verso l'avantreno: l'inerzia del ciclista, opponendosi alla decelerazione, si scarica quasi integralmente sul gruppo sterzo-manubrio. Le Figure 5.29 e 5.30 illustrano l'impostazione vettoriale di tale dinamica.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	brusca frenata (-Default<As Ma
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	200.5 N;-400.5 N;-
Rotational Components	---
Reference coordinates	528 601 233 mm
Identifier	4

Figura 5.29: Dettagli sulla forza applicata dalla mano destra (frenata)

Remote Loads/Mass Details	
Study name	brusca frenata (-Default<As Ma
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	200.5 N;-400.5 N;-
Rotational Components	---
Reference coordinates	528 601 -233 mm
Identifier	5

Figura 5.30: Dettagli sulla forza applicata dalla mano sinistra (frenata)

Per modellare questa severa condizione operativa, i carichi remoti sono stati nuovamente associati all'unica superficie di interfaccia strutturale pertinente: la faccia cilindrica interna del tubo di sterzo.

I punti di applicazione, che simulano la presa salda del ciclista sui comandi dei freni, sono stati posizionati alle consuete coordinate spaziali globali: X = 528 mm, Y = 601 mm, mantenendo l'abituale scostamento trasversale simmetrico di Z = 233 mm per la mano destra e Z = -233 mm per la mano sinistra.

L'aspetto analitico focale di questo scenario risiede nell'impostazione delle componenti traslazionali. In corrispondenza dei nodi remoti è stato imposto un carico perfettamente simmetrico e bi-assiale. Oltre alla marcata componente verticale discendente, pari a -400,5 N per lato (che quantifica il peso del ciclista parzialmente sollevato e gravante sull'anteriore), è stata introdotta una fondamentale componente orizzontale pari a 200,6 N.

Il segno positivo di quest'ultimo vettore, essendo concorde con l'asse X (rivolto verso il senso di marcia), quantifica matematicamente la forza d'inerzia: esso riproduce la spinta longitudinale del ciclista che, proiettato in avanti dalla frenata, esercita una notevole pressione sui comandi per contrastare la decelerazione. L'azione combinata sulle due mani genera quindi una forza di spinta frontale complessiva di oltre 400 N associata a un carico verticale di circa 800 N.

L'impostazione della connessione di tipo Rigida (Rigid) risulta, anche in questo caso, un espediente modellistico indispensabile. Essa permette di trasferire la risultante di queste forze remote al nodo strutturale, generando un momento flettente critico che tende a "piegare" il tubo di sterzo verso la scatola del movimento centrale. Tale configurazione rappresenta convenzionalmente il Load Case più gravoso per la verifica di resistenza a flessione del tubo obliquo e della giunzione di sterzo.

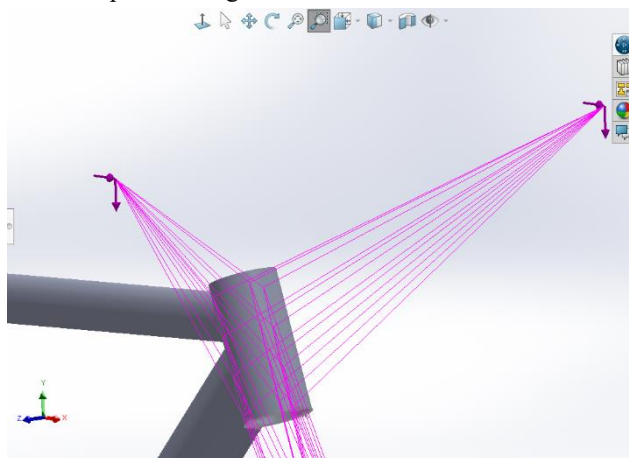


Figura 5.31: Carichi agenti sul manubrio (frenata)

A completamento dello scenario "brusca frenata", le Figure 5.32 e 5.33 dettagliano l'impostazione dei carichi inerziali trasmessi dal ciclista alla guarnitura. In una manovra di decelerazione di emergenza, l'atleta si solleva parzialmente dalla sella e fa perno sui pedali (mantenuti istintivamente in posizione orizzontale), sfruttando la rigidità degli arti inferiori per contrastare la proiezione del corpo in avanti.

Remote Loads/Mass Details	
Study name	brusca frenata (-Default<As Ma
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	133,5 N;-267 N;—
Rotational Components	—;-;-
Reference coordinates	202 0 74,5 mm
Identifier	7

Figura 5.32: Dettagli del carico sul pedale destro (frenata)

Remote Loads/Mass Details	
Study name	brusca frenata* (-Default<As Mi
Load name	Remote Load/Mass (Rigid conn
Entities	1 face(s)
Connection Type	Rigid
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Translational Components	133,5 N;-267 N;—
Rotational Components	—;-;-
Reference coordinates	-202 0 -74,5 mm
Identifier	10

Figura 5.33: Dettagli del carico sul pedale sinistro (frenata)

I carichi biomeccanici sono stati implementati tramite lo strumento Carico a Distanza (Remote Load), vincolandoli all'interfaccia cilindrica interna della scatola del movimento centrale.

Per rispecchiare la postura di reazione assunta dal ciclista, i nodi virtuali di applicazione sono stati configurati simulando le pedivelle perfettamente allineate all'asse orizzontale ($Y = 0$ mm) e alla loro massima estensione longitudinale: $X = 202$ mm per il pedale destro e $X = -202$ mm per il sinistro. Le quote trasversali si attestano ai consueti valori di braccio di leva, pari a $Z = 74,5$ mm e $Z = -74,5$ mm.

Il cuore analitico di questa configurazione risiede nelle componenti vettoriali applicate. Su ciascun pedale è stato imposto un carico perfettamente simmetrico e bi-assiale:

- Una componente traslazionale verticale discendente pari a -267 N, rappresentativa della quota parte di peso corporeo gravante in quell'istante sul movimento centrale.
- Una componente traslazionale orizzontale pari a $133,5$ N. Il segno positivo di questo vettore (diretto cioè verso il senso di marcia) è la rigorosa traduzione matematica della forza d'inerzia: esso quantifica la forte spinta in avanti esercitata dai piedi dell'atleta che si oppongono fisicamente alla decelerazione del motoveicolo.

L'azione combinata di questi vettori sottopone il nodo del movimento centrale a una spinta risultante diretta in basso e in avanti. Per garantire l'affidabilità della simulazione, la connessione è stata mantenuta di tipo Rigida (Rigid) per ambedue i lati. Oltre a preservare l'indeformabilità circolare della sede dei cuscinetti, questo vincolo matematico assicura la corretta trasposizione sull'intera struttura dei severi momenti flettenti generati dall'inerzia, sollecitando criticamente i foderi bassi e il tubo obliquo a un carico di flessione-compressione.

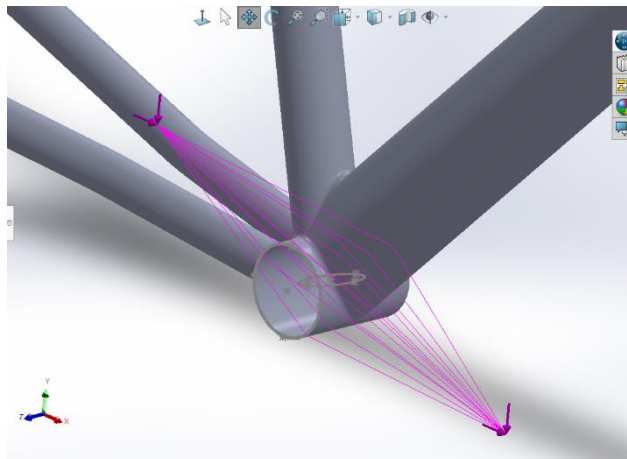


Figura 5.34: Carichi agente sui pedali (frenata)

5.10. Spostamenti

La Figura 5.35 illustra la mappatura cromatica degli spostamenti nodali risultanti (URES) calcolati dal solutore per lo scenario di carico statico "ciclista seduto". Questa analisi risulta fondamentale per valutare la rigidità flessionale e torsionale complessiva dell'architettura del telaio.

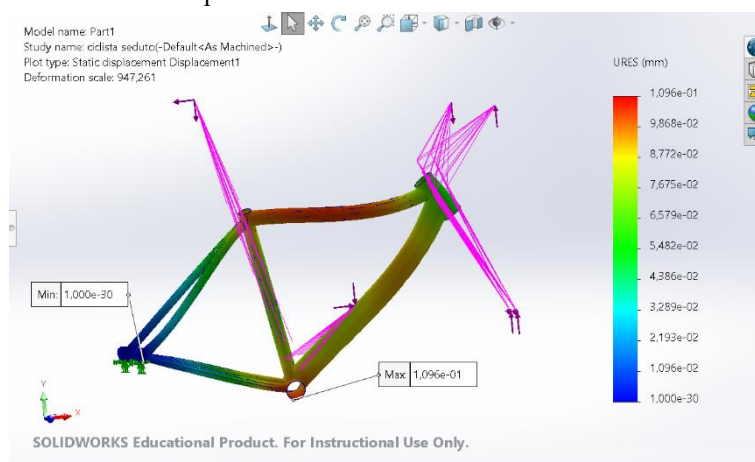


Figura 5.35: Mappatura cromatica degli spostamenti (ciclista seduto)

Osservando la legenda dei risultati, emerge un dato ingegneristicamente molto significativo: l'entità dello spostamento massimo assoluto registrato sulla struttura è pari a soli 0,11 mm. Questo valore, di ordine sub-millimetrico, denota un telaio caratterizzato da una rigidità strutturale eccellente, in grado di disperdere una quantità di energia cinetica pressappoco nulla sotto l'azione dei carichi statici di spinta.

Analizzando la distribuzione spaziale delle deformazioni, si riscontra una perfetta coerenza cinematica con le condizioni di vincolo imposte in fase di Pre-Processing:

Il valore minimo di spostamento (sfumature blu scuro, tendenti a 0 mm) si localizza prevedibilmente sui forcellini posteriori, ove il telaio risulta cinematicamente vincolato a terra tramite l'asse del mozzo ruota.

Il picco di spostamento (zona rossa e arancione, corrispondente al Max indicato dall'etichetta) si concentra sulla scatola del movimento centrale. Tale comportamento è del tutto fisiologico: questo nodo rappresenta

infatti il punto di massima inflessione, poiché è sottoposto sia alla spinta diretta e asimmetrica della pedalata, sia all'azione del momento flettente indotto dal carico verticale eccentrico proveniente dal tubo piantone sella.

Infine, è opportuno ribadire che la flessione visibile nell'elaborato grafico è puramente qualitativa. Per rendere intellegibile la geometria deformata di un telaio che nella realtà flette di appena un decimo di millimetro, il software ha applicato un fattore di scala visiva pari a 947,25.

Dopo aver valutato la rigidità strutturale nel caso statico (ciclista seduto), l'analisi degli spostamenti nodali (URES) è stata estesa agli scenari di carico dinamici. I risultati grafici permettono di quantificare l'entità delle inflessioni e di individuare le zone del telaio maggiormente soggette a deformazione sotto l'azione combinata di forze inerziali, torsionali e impulsive.

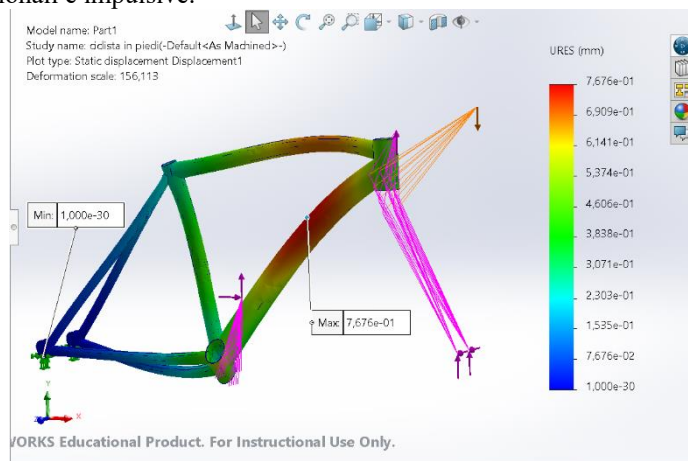


Figura 5.36: Mappatura degli spostamenti - Ciclista in piedi

Nello scenario "ciclista in piedi" (Figura 5.36), si registra il picco di deformazione massima tra tutti i Load Case analizzati. Lo spostamento assoluto raggiunge un valore di 0,757 mm. Come si evince dal gradiente cromatico, la deformazione massima si localizza in corrispondenza del tubo di sterzo. Tale comportamento è la diretta conseguenza dell'imponente momento torcente generato dalla pedalata asimmetrica in fuorisella: il telaio non flette solo verso il basso, ma subisce uno svergolamento laterale. Ciononostante, un'inflessione inferiore al millimetro conferma l'elevatissima rigidità torsionale garantita dal triangolo anteriore.

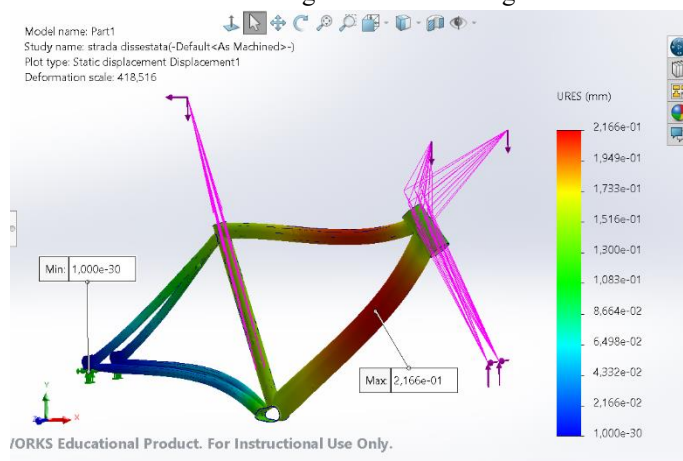


Figura 5.37: Mappatura degli spostamenti - Strada dissetata

Passando allo scenario "strada dissetata" a ciclista seduto (Figura 5.37), la distribuzione degli spostamenti muta radicalmente. Il picco massimo, pari a 0,216 mm, migra dal nodo di sterzo alla sezione centrale del tubo obliquo. In questa configurazione, l'urto verticale simmetrico induce il telaio a comportarsi come una trave inflessa appoggiata sui mozzi: la zona centrale "spancia" verso il basso. Il valore estremamente contenuto

dimostra un'ottima capacità della struttura di mantenere la propria geometria anche di fronte a carichi verticali impulsivi.

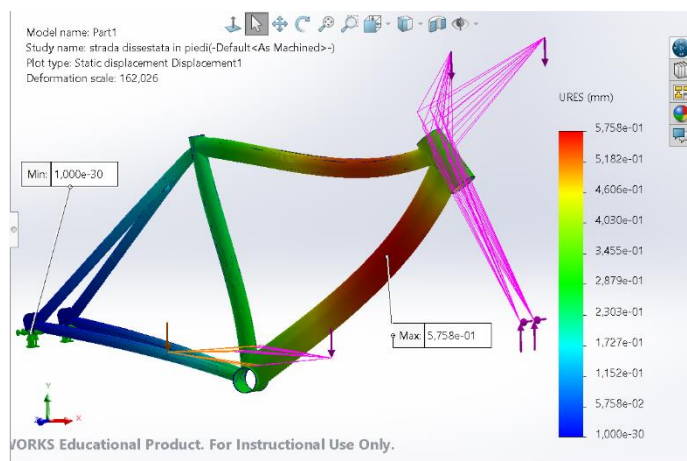


Figura 5.38: Mappatura degli spostamenti - Strada dissestata in piedi

L'impatto su "strada dissestata in piedi" (Figura 5.38) combina l'assenza di appoggio sulla sella con l'urto verticale simmetrico. Il grafico mostra un comportamento flessionale qualitativamente simile al caso precedente (il picco risiede ancora sulla mezzeria del tubo obliquo e del tubo di sterzo), ma quantitativamente molto più severo: lo spostamento massimo sale a 0,575 mm. Concentrando l'intera forza dinamica esclusivamente sul movimento centrale e sull'avantreno, il telaio subisce una marcata flessione verticale (visivamente amplificata nel modello dal fattore di scala pari a 152), pur rimanendo ampiamente all'interno di un range deformativo di assoluta sicurezza e stabilità.

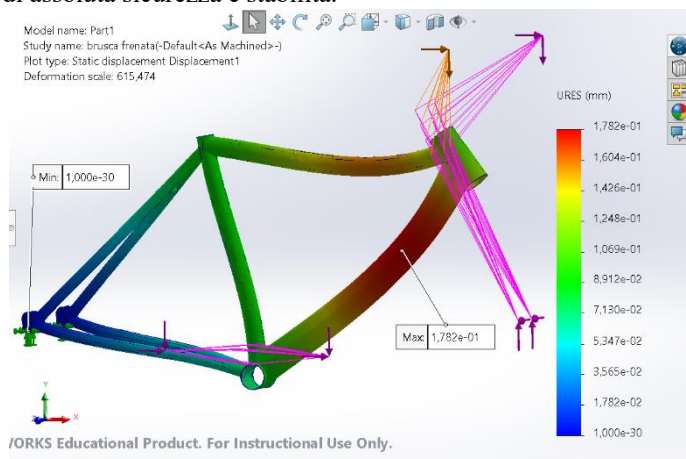


Figura 5.39: Mappatura degli spostamenti - Brusca frenata

Infine, lo scenario di "brusca frenata" (Figura 5.39) restituisce un quadro deformativo guidato dalle forze d'inerzia. Il trasferimento di carico longitudinale verso l'avantreno genera uno spostamento massimo di 0,178 mm localizzato nuovamente sul tubo obliquo. Questo valore, il più basso tra i casi dinamici analizzati, certifica che il triangolo principale possiede un'eccezionale rigidità nel contrastare la "chiusura" frontale del telaio causata dal momento flettente della decelerazione; la struttura resiste in modo eccellente alla compressione assiale del tubo obliquo e alla flessione del canotto di sterzo.

5.11. Tensioni

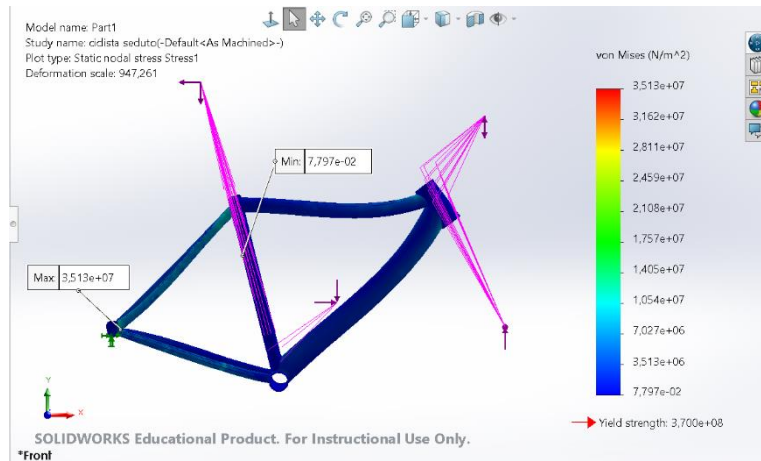


Figura 5.40: Mappatura delle tensioni - Ciclista seduto

Come evidenziato a livello grafico, la tensione massima, pari a circa 35,1 Mpa, non si sviluppa lungo le sezioni resistenti delle tubazioni principali, bensì si concentra in un'area microscopica in corrispondenza del forcellino posteriore. Dal punto di vista della meccanica computazionale, tale fenomeno è chiaramente ascrivibile a una "singolarità di tensione". Si tratta di un picco di sforzo localizzato e parzialmente fittizio, generato dalla rigidità delle equazioni matematiche in prossimità delle condizioni al contorno ideali; nel caso specifico, il picco scaturisce dal vincolo di geometria fissa imposto per simulare l'ancoraggio del mozzo ruota posteriore. L'analisi critica di tale risultato conferma che questo valore locale non è sintomatico di una reale vulnerabilità strutturale del telaio. È peraltro opportuno sottolineare che, anche volendo considerare questo picco fittizio come un valore di sforzo reale, rapportandolo al limite di snervamento nominale della lega di alluminio impostata (pari a 370 MPa), la struttura conserverebbe un coefficiente di sicurezza locale superiore a 10 (5.1) ribadendo la totale assenza di rischi legati alla deformazione plastica permanente in questa configurazione di carico.

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{370}{35,13} \cong 10,53 \quad (5.1)$$

Dopo aver valutato la rigidezza strutturale nel caso statico (ciclista seduto), si è proceduto alla valutazione dello stato tensionale del telaio per i quattro Load Case dinamici. L'obiettivo è quantificare i picchi di sforzo generati dalle diverse condizioni operative e verificarne la compatibilità con il limite di snervamento della lega di alluminio 7021-T6 impiegata, attestato a 370 MPa. I risultati sono espressi in termini di tensioni equivalenti di Von Mises.

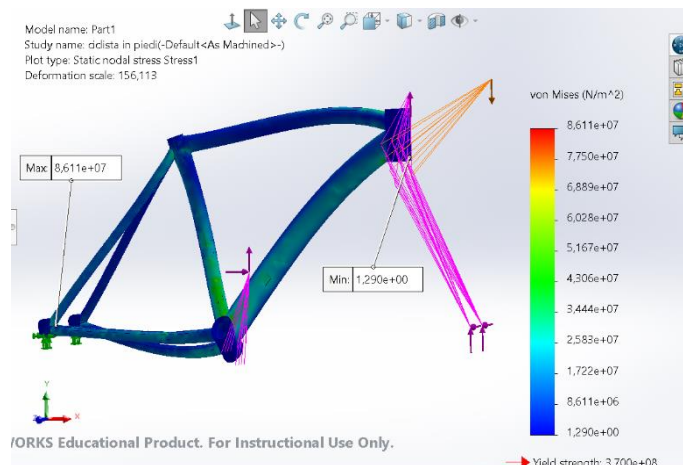


Figura 5.41: Mappatura delle tensioni - Ciclista in piedi

Nello scenario "ciclista in piedi" (Figura 5.41), il telaio è sottoposto a una severa condizione di torsione globale. Il solutore individua un picco tensionale massimo di circa 86,1 Mpa. Come evidenziato dalle etichette, le aree maggiormente sollecitate si localizzano in prossimità del nodo di sterzo e dei forcellini posteriori. Nonostante l'aggravio generato dalla pedalata asimmetrica in fuorisella, la tensione massima si mantiene al di sotto del 25% del limite elastico del materiale, garantendo un coefficiente di sicurezza ampiamente superiore a 4 (5.2).

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{370}{86,1} \cong 4,3 \quad (5.2)$$

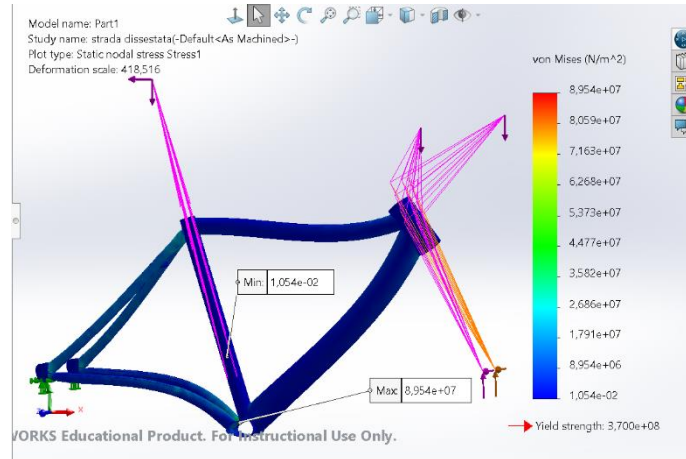


Figura 5.42: Mappatura delle tensioni - Strada dissestata

L'analisi dello scenario "strada dissestata" (Figura 5.42) registra il valore tensionale di picco più elevato tra tutte le simulazioni effettuate, pari a circa 89,5 MPa. L'indagine visiva conferma che tale picco si concentra esclusivamente sulla scatola del movimento centrale. Dal punto di vista della meccanica computazionale, questo gradiente localizzato è riconducibile al fenomeno di ovalizzazione della sezione cilindrica cava, innescato dalla flessione del telaio in assenza del vincolo trasversale fornito, nella realtà, dalla cartuccia del movimento centrale. Anche considerando questo picco cautelativo e parzialmente fittizio, la struttura rimane in campo puramente elastico.

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{370}{89,5} \cong 4,134 \quad (5.3)$$

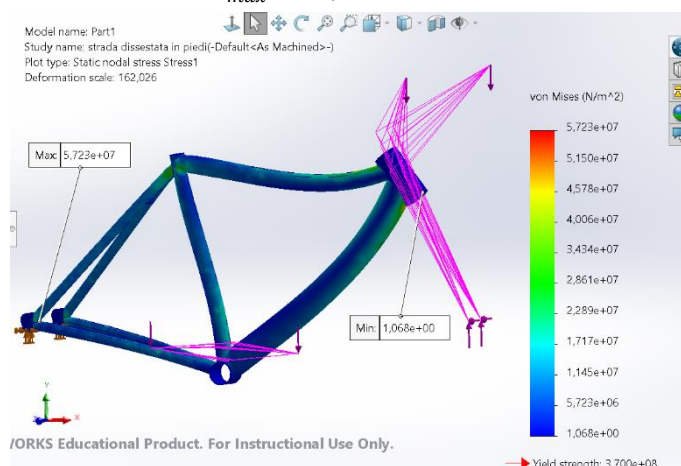


Figura 5.43: Mappatura delle tensioni - Strada dissestata in piedi

La combinazione dei carichi nello scenario "strada dissestata in piedi" (Figura 5.43) restituisce un quadro tensionale più omogeneo. La tensione massima rilevata si attesta a 57,2 Mpa, localizzandosi prevalentemente nel nodo di sterzo. La perfetta simmetria dei carichi impulsivi applicati su pedali e manubrio annulla le

componenti torcenti alternate, traducendosi in uno stato di flessione pura che la geometria del triangolo principale dimostra di poter assorbire con un eccellente margine di sicurezza.

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{370}{57,2} \cong 6,47 \quad (5.4)$$

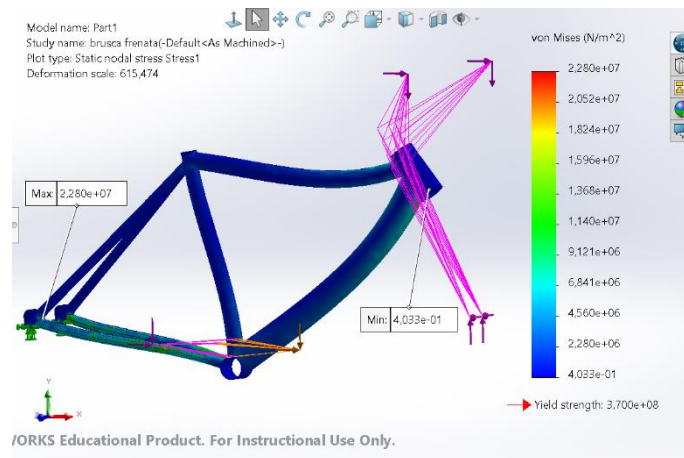


Figura 5.44: Mappatura delle tensioni - Brusca frenata

Infine, lo scenario inerziale di "brusca frenata" (Figura 5.44) si rivela essere, dal punto di vista puramente tensionale, il meno critico tra i casi dinamici. La tensione massima globale registrata è di soli 22,8 MPa, individuata nei pressi dei vincoli posteriori (probabile singolarità di tensione al mozzo). Questo risultato certifica che il trasferimento di carico longitudinale e il momento flettente generato sul canotto di sterzo durante una decelerazione di emergenza inducono sforzi del tutto trascurabili rispetto alle capacità resistive della lega leggera adottata.

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{370}{22,8} \cong 16,23 \quad (5.5)$$

5.12. Valutazione a fatica

A differenza delle leghe ferrose, le leghe di alluminio come l'Ergal o il 7021-T6 utilizzato in questo studio non presentano un limite di fatica asintotico. Ciò significa che la curva di Wöhler (curva S-N) decresce continuamente: se sottoposto a un numero sufficientemente elevato di cicli, il materiale andrà incontro a rottura anche per livelli di tensione ampiamente inferiori al limite di snervamento di 370 MPa. L'obiettivo di questa analisi è stimare la vita utile del telaio (espressa in numero di cicli) prima dell'insorgere di una cricca.

A valle dell'indagine statica, la caratterizzazione strutturale del telaio è stata completata attraverso una valutazione della vita a fatica. L'obiettivo di questa fase analitica è stimare il comportamento del materiale e la durabilità della struttura a fronte di sollecitazioni cicliche ripetute nel tempo; tale fenomeno, come noto in letteratura, rappresenta la causa primaria di cedimento per i componenti saldati in lega leggera, pur in presenza di ampi coefficienti di sicurezza statici.

Per la conduzione dello studio, la selezione del Load Event (evento di carico) si è focalizzata sullo scenario denominato "strada dissestata" (condizione di marcia con ciclista seduto). La scelta di elevare questo specifico assetto a caso di studio per la fatica è direttamente conseguente ai risultati dell'analisi tensionale precedentemente illustrata: esso ha infatti registrato il picco di sforzo equivalente di Von Mises più elevato in assoluto tra tutte le simulazioni effettuate, attestandosi a un valore di circa 89,5 MPa.

Coerentemente con i risultati del solutore, il dominio di indagine è stato circoscritto alla scatola del movimento centrale, individuata come l'area più critica dell'intera architettura. Questo nodo nevralgico, dovendo assorbire e dissipare la flessione indotta dai carichi impulsivi verticali trasmessi dal reggisella, è soggetto a fenomeni di ovalizzazione locale. Sebbene la natura del carico sia originariamente impulsiva, la

percorrenza prolungata su fondi marcatamente irregolari (come i tratti in pavé o sterrato severo) converte tali urti in una severa sollecitazione ciclica.

L'analisi a fatica si prefigge pertanto di verificare se l'accumulo di danno su questo nodo, derivante dalla reiterazione di tale carico, possa condurre all'innescio di cricche strutturali all'interno della vita utile di progetto della bicicletta.

Per procedere alla stima della vita a fatica tramite il solutore agli elementi finiti, si è resa necessaria la preventiva modellazione della curva S-N (curva di Wöhler) del materiale. Poiché le leghe di alluminio saldate sono fortemente sensibili all'effetto intaglio generato dai cordoni, i parametri di resistenza non possono essere derivati unicamente dal materiale base (Al 7021-T6), ma devono essere declassati in funzione della specifica geometria del nodo. Tale procedura è stata condotta in stretta ottemperanza alle direttive europee EN 1999-1-3:2007 (Eurocodice 9 - Parte 1-3: Strutture sensibili alla fatica). Analizzando l'architettura della bicicletta, il nodo del movimento centrale si configura come un'intersezione spaziale complessa di molteplici elementi a parete sottile (tubo piantone, tubo obliquo e foderi orizzontali) convergenti su un asse cilindrico principale. Trasponendo questa geometria nella classificazione riportata nell'Appendice J della normativa, il dettaglio costruttivo è stato rigorosamente inquadrato nella tipologia dei giunti tubolari a T e a Y con saldatura esterna. Dal punto di vista tecnologico, si è tenuto conto del processo di giunzione TIG (Tungsten Inert Gas) universalmente adottato per i telai ciclistici in lega leggera. Tale tecnologia, pur garantendo eccellenti standard qualitativi, vincola l'operatore all'esecuzione di saldature a piena penetrazione o a cordone d'angolo operando esclusivamente dall'esterno delle tubazioni, precludendo la possibilità di levigature o riprese al rovescio all'interno della scatola. In virtù di tali vincoli morfologici e tecnologici, che massimizzano i fattori di concentrazione degli sforzi, la normativa impone un severo declassamento delle proprietà a fatica. Al dettaglio in esame è stata pertanto assegnata una Categoria di Dettaglio (o Classe di Resistenza) pari a $\Delta\sigma_c = 32 \text{ MPa}$. Tale parametro normativo quantifica l'escursione tensionale limite ($\Delta\sigma$) che il cordone di saldatura può sopportare per una durata di riferimento di $2 \cdot 10^6$ cicli. Come prescritto dall'Eurocodice per questa specifica classe di giunti, alla resistenza di base è stato associato un coefficiente di pendenza della curva di fatica in scala bi-logaritmica pari a $m_1 = 3$ (valido fino alla soglia dei 5 milioni di cicli). Avvalendosi dell'espressione analitica

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_c \cdot (2 \cdot 10^6)^{\frac{1}{3}} \quad (5.6)$$

, è stato calcolato il decadimento della tensione limite in funzione del numero di cicli (N). I punti discreti così ricavati sono stati convertiti in tensioni alternate ($\Delta\sigma = \frac{\Delta\sigma}{2}$) per rispecchiare la natura stocastica/alternata delle vibrazioni derivanti dal fondo dissestato. L'implementazione di questi parametri all'interno della libreria materiali del software ha fornito la base algoritmica necessaria al solutore per calcolare il rateo di danneggiamento secondo la legge del danno cumulativo lineare di Palmgren-Miner.

A valle dell'elaborazione computazionale basata sul criterio di danno cumulativo lineare di Palmgren-Miner, il solutore ha restituito le mappe tensionali relative al logoramento strutturale del telaio. L'analisi si fonda

sull'applicazione reiterata del Load Event programmato, pari a 100.000 cicli di carico basati su zero ($R=0$), derivati dallo scenario "strada dissestata".

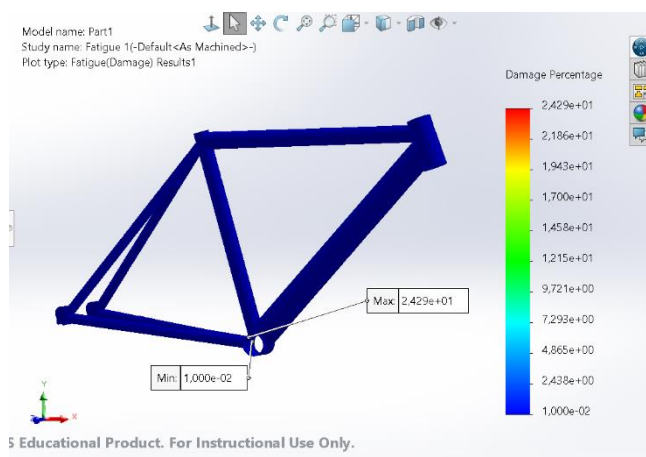


Figura 5.45: Mappatura del livello di Danneggiamento percentuale a seguito di 10^5 cicli.

La Figura 5.45 illustra la percentuale di danneggiamento globale della struttura. Conformemente alle attese dettate dall'analisi statica precedente, l'area maggiormente sollecitata coincide con l'intersezione tra la scatola del movimento centrale, il tubo obliquo e il tubo piantone. Tuttavia, il picco di danno massimo registrato ammonta a un valore del tutto trascurabile, pari allo 0,032%. Essendo questo dato di svariati ordini di grandezza inferiore alla soglia teorica di innesco della cricca (convenzionalmente fissata al 100% per il criterio di Miner), si evince che il blocco di 100.000 cicli simulato non arreca alcun deterioramento strutturale rilevante all'architettura in lega leggera.

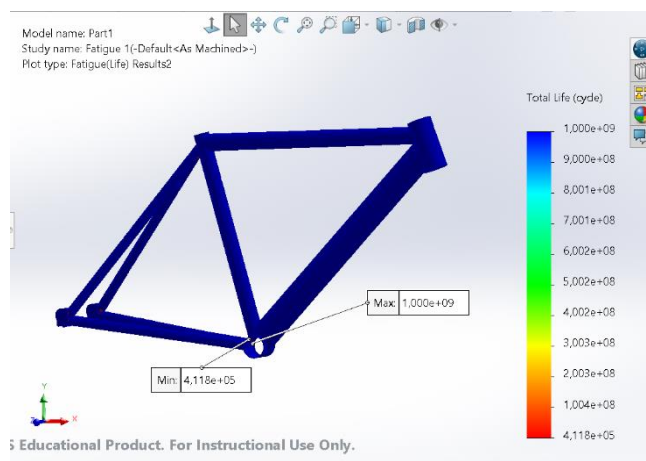


Figura 5.46: Mappatura della Vita residua a fatica (Life) espressa in numero di cicli.

Tale evidenza trova diretta e speculare conferma nella mappatura della Vita a fatica (Figura 5.46). In questo studio, l'algoritmo proietta il rateo di danno calcolato per determinare il numero esatto di cicli necessari a indurre il collasso teorico del nodo. Il risultato indica una vita utile minima di oltre 311 milioni di cicli. Traducendo questo dato computazionale in termini operativi, significherebbe sottoporre la bicicletta a oltre trecento milioni di impatti verticali di intensità massimale. Tale traguardo temporale e meccanico si spinge enormemente oltre la più severa stima di vita utile del prodotto, sconfinando di fatto nel campo della cosiddetta "vita infinita".

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha avuto come obiettivo principale la validazione strutturale di un telaio da bicicletta da corsa caratterizzato da geometria "sloping" e realizzato in lega di alluminio 7021-T6. Attraverso l'applicazione della teoria della meccanica del continuo e l'ausilio del Metodo degli Elementi Finiti (FEM) nell'ambiente di calcolo SolidWorks Simulation, è stato possibile indagare a fondo il comportamento della struttura sotto l'azione dei complessi carichi biomeccanici e inerziali che caratterizzano l'impiego reale del biciclo. La campagna di simulazioni statiche lineari ha preso in esame cinque scenari operativi distinti: marcia regolare a ciclista seduto, scatto in fuorisella, transito su strada dissestata (sia da seduto che in piedi) e manovra di brusca frenata. I risultati ottenuti in termini di spostamenti hanno evidenziato un'eccezionale rigidità torsionale e flessionale dell'architettura; le deformazioni massime si sono mantenute su ordini di grandezza sub-millimetrici, confermando che l'adozione di tubazioni oversize a spessore differenziato permette di ottimizzare la trasmissione della potenza muscolare riducendo al minimo le dissipazioni di energia cinetica. Sotto il profilo dell'analisi tensionale, la mappatura degli sforzi equivalenti di Von Mises ha dimostrato che il telaio opera sempre ampiamente all'interno del campo elastico del materiale. Il Load Case più severo, corrispondente all'impatto su strada dissestata a ciclista seduto, ha registrato un picco tensionale massimo di 89,5 MPa. Rapportando tale valore al limite di snervamento nominale della lega (pari a 370 MPa), la struttura conserva un coefficiente di sicurezza superiore a 4. Anche negli scenari in cui subentrano forzanti asimmetriche (scatto in fuorisella) o inerziali (frenata d'emergenza), le tensioni indotte si sono rivelate del tutto gestibili dall'architettura del triangolo principale. Tuttavia, come noto in ambito meccanico, le strutture saldate in lega leggera non presentano un limite di fatica asintotico vero e proprio, risultando particolarmente vulnerabili ai cedimenti innescati da sollecitazioni cicliche. Per completare in modo rigoroso l'indagine, l'analisi è stata quindi estesa alla valutazione del danneggiamento e della vita residua sul nodo critico della scatola del movimento centrale. L'implementazione matematica della curva S-N è stata condotta in stretta ottemperanza ai severi declassamenti imposti dalla normativa europea EN 1999-1-3 (Eurocodice 9) per i giunti tubolari saldati a T/Y, assegnando al cordone una Classe di Resistenza $\Delta\sigma_c = 32$ MPa. Nonostante l'applicazione di queste ipotesi progettuali fortemente cautelative, il calcolo del danno cumulativo lineare di Palmgren-Miner ha certificato l'assoluta integrità dell'opera. La simulazione ha restituito una vita utile teorica superiore ai 311 milioni di cicli, valore che oltrepassa di svariati ordini di grandezza il ciclo di vita utile del prodotto, sconfinando nel campo della resistenza a vita infinita. In conclusione, sebbene l'industria ciclistica di alta gamma sia oggi dominata dai materiali compositi come la fibra di carbonio, i risultati di questa tesi dimostrano che le moderne leghe di alluminio, se associate a un'attenta progettazione geometrica e a processi di saldatura controllati, rappresentano ancora una soluzione ingegneristica di primissimo livello. Il telaio analizzato coniuga in modo eccellente la leggerezza richiesta in ambito agonistico con margini di sicurezza strutturale elevatissimi, garantendo affidabilità e prestazioni in ogni condizione di guida.

Bibliografia

- [1] Life in Travel. <https://www.lifeintravel.it/casualita/storia-della-bicicletta-da-corsa.html>
- [2] Make It From. <https://www.makeitfrom.com/material-properties/7021-7021-T6-AlZn5.5Mg1.5-Aluminum>
- [3] Cyclinside. <https://cyclinside.it/geometria-sloping/>
- [4] Outdoorstest. <https://www.outdoorstest.com/i-materiali-dei-telai-a-confronto-acciaio-alluminio-carbonio-e-titanio/>
- [5] Canyon. <https://www.canyon.com/it-it/blog-content/novita-ciclismo-strada/geometria-bici-da-corsa-spiegata/b19102022.html>
- [6] Materiel-velo. <https://www.materiel-velo.com/it/a149-geometria-della-bicicletta-da-strada-il-dna-dei-telai.html>
- [7] Alpinebike. <https://alpinebike.altervista.org/il-telaio-in-fibra-di-carbonio/>
- [8] Cicloergosum. <https://www.cycloergosum.com/geometria-della-bici-cosa-sapere/>
- [9] Prodotto in alluminio. <https://premiumalu.com/it/alluminio-7021-la-guida-definitiva-ai-suoi-usi/>
- [10] Catalogo Bianchi. <https://labibleduvelocataloguesbianchi.blogspot.com/p/bianchi-2006.html>
- [11] Serope Kalpakjian and Steven R. Schmid, Tecnologia Meccanica, quinta edizione, (2021), 835 pp
- [12] Weerg. <https://www.weerg.com/it/materiali-lavorazioni-cnc/alluminio/7021>
- [13] Luigi Ascione, Luciano Feo e Fernando Fraternali, Appunti sul Metodo degli Elementi Finiti, (2010), 167 pp
- [14] Biblus. <https://biblus.acca.it/analisi-fem/>
- [15] Dott. Ing. Alessandro Pontefisso, Analisi strutturale agli elementi finiti mediante Solidworks Simulation
- [16] Dottor Ciclismo. <https://dottorciclismo.it/tutti-tipi-di-bici-al-mondo/>
- [17] EN 1999-1-3 (2007) (English): Eurocode 9: Design of aluminium structures - Part 1-3: Structures susceptible to fatigue [Authority: The European Union Per Regulation 305/2011, Directive 98/34/EC, Directive 2004/18/EC], 165 pp