

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



**Politecnico
di Torino**

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

PROGETTO DI UN BOX PER IL PARCHEGGIO DI MONOPATTINI ELETTRICI

Relatore

ing. Christian Maria Firrone

Candidato

Mariacristina Caruso 255573

2022

SOMMARIO

Il lavoro svolto riguarda il progetto di un box automatizzato per il parcheggio di monopattini elettrici di *sharing*, il cui scopo è quello di garantire al mezzo una protezione da atti vandalici e agenti atmosferici e di offrire una stazione per la ricarica elettrica. L'idea è sviluppare delle postazioni che andrebbero posizionate in diverse zone della città, così come accade attualmente per il servizio di *bike sharing*. L'attività è stata condotta presso l'azienda *ABdesignLAB*, una società di consulenza ingegneristica che si occupa di progettazione e modellazione CAD, principalmente in ambito Automotive e Ferroviario.

Al giorno d'oggi, le grandi città di tutto il mondo sono soggette ad un importante sviluppo geografico e demografico, che porta ad una serie di conseguenze, tra cui l'aumento del livello di inquinamento e la difficoltà di percorrenza delle strade a causa dell'eccessivo traffico. Per questi e altri motivi si parla sempre più spesso di attuare un modello di mobilità che preveda l'uso di mezzi più piccoli, versatili ed ecologici, come i monopattini elettrici. Il servizio di *sharing* di monopattini elettrici, così come è organizzato e gestito attualmente, presenta alcune difficoltà. Dalla necessità di trovare una soluzione a questi problemi nasce la proposta di una postazione coperta che garantisca la ricarica della batteria del monopattino, una protezione dagli atti vandalici così come anche dalle intemperie meteorologiche e la presenza di uno spazio dedicato per il parcheggio del monopattino.

Più nello specifico, l'oggetto di studio di questa tesi è il progetto del box automatizzato per il parcheggio dei monopattini elettrici, un sistema con configurazione circolare, composto principalmente da tre componenti: il box di protezione, la struttura di sostegno e la struttura per l'alloggiamento dei monopattini. All'interno della struttura è presente una pedana circolare sulla quale si trovano otto postazioni di parcheggio e che viene messa in rotazioni in base all'esigenza dell'utente (prelevare o depositare il monopattino) tramite un sistema automatizzato; la movimentazione della pedana è affidata ad un motore elettrico e ad un meccanismo per la riduzione del moto, direttamente collegato alla pedana.

L'attività aveva come primo obiettivo quello di modificare alcuni componenti costituenti il sistema e di apportare delle migliorie al layout del progetto con lo scopo di poter semplificare la struttura e di conseguenza agevolare le fasi di montaggio e manutenzione. Inoltre, durante il processo di modellazione CAD di alcune parti costituenti il box automatizzato, si sono resi necessari alcuni cambiamenti che avevano il fine di rendere la struttura più leggera e di ottenere un progetto conveniente.

Parallelamente allo sviluppo ottimale del progetto, è stato studiato il dimensionamento di alcune parti base facenti parte del sistema, allo scopo di ottenere una raccolta di dati e informazioni necessari alla realizzazione di un prototipo. È stata effettuata la scelta del motore elettrico passo-passo, che permettesse la movimentazione del sistema, e l'analisi del suo funzionamento, nonché la verifica di resistenza dell'albero motore. Successivamente, è stato progettato il sistema di trasmissione del moto, costituito da due ruote dentate a denti dritti, ed è stata eseguita la verifica di resistenza degli ingranaggi. Si è quindi proceduto alla scelta e allo studio del sistema di vincolo della struttura e in tal senso sono state proposte due alternative possibili: un cuscinetto assiale e una ralla di orientamento.

INDICE

1. INTRODUZIONE	pag. 1
2. IL CONCETTO DI MICROMOBILITÀ	pag. 2
2.1. I MONOPATTINI ELETTRICI E IL SERVIZIO DI NOLEGGIO	pag. 3
2.2. L'IDEA DI UNA STAZIONE FISSA	pag. 4
3. IL PROGETTO DEL BOX AUTOMATIZZATO	pag. 7
3.1. IL BOX DI PROTEZIONE	pag. 10
3.2. LA STRUTTURA DI SOSTEGNO	pag. 11
3.3. LA STRUTTURA PER L'ALLOGGIAMENTO DEI MONOPATTINI	pag. 12
4. STUDIO PRELIMINARE DEL SISTEMA	pag. 15
4.1. SCELTA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELLA PEDANA	pag. 15
4.2. IL RENDIMENTO DELLA TRASMISSIONE	pag. 15
5. IL MOTORE ELETTRICO	pag. 17
6. LO STUDIO DELLA TRASMISSIONE DEL MOTO	pag. 19
6.1. DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE DENTATE	pag. 20
6.2. CALCOLO DELLE FORZE SCAMBIATE	pag. 25
6.3. SCELTA DEL MATERIALE DELLE RUOTE DENTATE	pag. 26
6.4. VERIFICA DELLA RESISTENZA STRUTTURALE DELLE RUOTE	pag. 26
6.4.1. VERIFICA DI RESISTENZA STATICA A FLESSIONE	pag. 26
6.4.2. VERIFICA DI RESISTENZA STATICA PER CONTATTO HERTZIANO	pag. 27
6.4.3. VERIFICA DI RESISTENZA A FATICA PER FLESSIONE	pag. 28
6.4.4. VERIFICA DI RESISTENZA AL PITTING	pag. 33
6.5. RUOTA MOTRICE E CONDOTTA DA CATALOGO	pag. 36
6.6. MOTORIDUTTORE DI SERIE	pag. 37
7. L'ANALISI FEM DEL DENTE DEL PIGNONE	pag. 39
7.1. IL METODO DEGLI ELEMENTI FINITI	pag. 39
7.2. DATI DAL CALCOLO ANALITICO	pag. 40
7.3. COSTRUZIONE DEL MODELLO	pag. 41
7.4. ANALISI DEI RISULTATI	pag. 42

8. VERIFICA RESISTENZA ALBERO MOTORE	pag. 45
9. LO STUDIO DEI SUPPORTI	pag. 48
9.1. RALLA DI ORIENTAMENTO	pag. 49
9.1.1. SCELTA DELLA RALLA	pag. 50
9.1.2. CALCOLO DIMENSIONE DELLA STRUTTURA DI SUPPORTO	pag. 52
9.2. CUSCINETTO ASSIALE	pag. 54
9.2.1. DIMENSIONAMENTO DEL CUSCINETTO	pag. 54
10. CONCLUSIONE	pag. 57
BIBLIOGRAFIA	pag. 58

1. INTRODUZIONE

Il lavoro svolto riguarda il progetto di un box automatizzato per il parcheggio di monopattini elettrici di *sharing*, il cui scopo è quello di garantire al mezzo una protezione da atti vandalici e agenti atmosferici e di offrire una stazione per la ricarica elettrica. L'idea nasce con l'obiettivo di promuovere un sistema di micromobilità urbana più sostenibile, green, sicura e multimodale.

La struttura presenta una configurazione circolare e al suo interno sono presenti otto postazioni di parcheggio, disposte su una pedana che viene messa in rotazione in base all'esigenza dell'utente: prelevare o parcheggiare il monopattino. Il sistema è automatizzato e la movimentazione della pedana è affidata ad un motore elettrico, a sua volta collegato ad un meccanismo per la riduzione del moto. Il box, automatizzato, è composto principalmente da tre completi:

- il box di protezione,
- la struttura di sostegno,
- la struttura per l'alloggiamento dei monopattini.

La modellazione dei componenti meccanici e di sostegno, costituenti la struttura del box automatizzato, è stata effettuata utilizzando il software *NX 18*.

Il funzionamento del sistema è molto semplice *ed intuitivo*: gli utenti possono accedere al servizio mediante un'applicazione scaricabile sul proprio smartphone. Per individuare le postazioni di parcheggio coperte è necessario utilizzare la funzione di geolocalizzazione e seguire le istruzioni dell'app che consentono di sbloccare la porta e il sistema di ancoraggio del monopattino. La fase di parcheggio vede il monopattino elettrico ripiegato su sé stesso e depositato in posizione verticale, allo scopo di diminuire lo spazio occupato.

L'esposizione del lavoro svolto prevede una prima parte riguardante il concetto di micromobilità, nella quale vengono spiegate le ragioni per le quali si è scelto di sviluppare il progetto. Segue una panoramica completa della struttura automatizzata e dei tre completi che la costituiscono. Infine, si riporta lo studio e il calcolo di dimensionamento di alcuni elementi base del sistema; questa parte tratta:

- la scelta del motore elettrico passo-passo,
- la verifica di resistenza dell'albero motore,
- il progetto del sistema di trasmissione del moto,
- la verifica di resistenza degli ingranaggi,
- lo studio agli elementi finiti del dente della ruota motrice,
- la scelta e lo studio del sistema di vincolo in due alternative possibili.

2. IL CONCETTO DI MICROMOBILITÀ

Al giorno d'oggi, le grandi città di tutto il mondo sono soggette ad un importante sviluppo geografico e demografico che porta ad una serie di conseguenze notevolmente problematiche, la più importante delle quali è sicuramente l'aumento del livello di inquinamento. Gli spostamenti all'interno dei centri cittadini necessitano di un elevato utilizzo di diversi mezzi di trasporto, i quali però rappresentano uno dei principali pericoli per l'ambiente in quanto contribuiscono sensibilmente ai cambiamenti climatici, all'inquinamento atmosferico e acustico.

Inoltre è sempre più complicato muoversi all'interno di un contesto urbano dove molto spesso si trovano strade di difficile percorrenza a causa dell'eccessivo traffico.

Per queste ragioni, negli ultimi anni si sono resi necessari interventi atti a ridurre l'inquinamento e la congestione stradale, così da migliorare la qualità della vita dei residenti. Questi sforzi hanno l'obiettivo di promuovere una mobilità urbana che sia più sostenibile, green, sicura e multimodale.

Con il termine "micromobilità" si definisce l'insieme di veicoli e di sistemi di spostamento utilizzati per i brevi tragitti. Si parla dunque di un modello di mobilità che prevede l'uso di mezzi più piccoli, versatili ed ecologici che consentano di spostarsi con agilità. In questa categoria vengono inclusi i monopattini elettrici, i *segway*, i *monowheel*, le biciclette, le bici elettriche, gli *hoverboard* e altri tipi ancora, come illustrato in figura 2.1.



Figura 2.1 – Esempio di mezzi di trasporto sostenibili

La micromobilità è un tema che continua ad avere un ruolo sempre più importante nella sensibilità pubblica a tal punto da animare anche il dibattito politico. Molto significativa è la conoscenza emersa sulle evoluzioni normative, che conferma il grande interesse delle persone per una mobilità più sostenibile, connessa e integrata con soluzioni di micromobilità e microusbilità, considerate un viatico per tornare al pieno esercizio delle libertà individuali e collettive.

Recenti studi mostrano che la mobilità urbana nell'UE pesa per il 40% di tutte le emissioni di anidride carbonica prodotte dal trasporto su strada (pari al 25% delle emissioni complessive di CO₂) e per il 70% di tutti gli altri inquinanti, sempre da trasporti. Tra le industrie quella del trasporto di merci e persone è l'unica che ha visto crescere costantemente, a partire dal 1990, le emissioni di gas serra. È quindi sempre più

evidente che il modello di mobilità urbana largamente basato sull'utilizzo individuale dell'auto non è più adatto e che bisogna adottare soluzioni di mobilità non più legate all'uso dei combustibili fossili.

Se si analizza più nello specifico la questione delle distanze che quotidianamente vengono percorse durante gli spostamenti all'interno di una grande città, viene messo facilmente in risalto il grande potenziale che possiede la micromobilità.

Negli Stati Uniti, ad esempio, si è stimato che il 40% dei viaggi in macchina sia inferiore a 3,2 km, mentre il restante 60% sia inferiore a circa 8 km. In Germania, e più precisamente nei cinque principali centri urbani (Berlino, Colonia, Francoforte, Amburgo e Monaco), il 59% degli spostamenti percorsi in automobile è al di sotto dei 5 km. Infine, nei cinque principali centri urbani del Regno Unito (Londra, Manchester, Sheffield, Birmingham e Glasgow) questa percentuale raggiunge persino il 67%.

Da questi dati si evince quanto l'utilizzo di mezzi green di piccole dimensioni possa portare ad un cambiamento nel quadro della rivoluzione ambientale, in quanto distanze così brevi possono essere coperte più facilmente con un monopattino elettrico o con una bicicletta piuttosto che con un'automobile.

2.1. I MONOPATTINI ELETTRICI E IL SERVIZIO DI NOLEGGIO

Nel nuovo contesto di micromobilità sostenibile, la novità è rappresentata dai monopattini elettrici che sono diventati un vero e proprio mezzo di trasporto adoperato da tutti per gli spostamenti urbani come alternativa all'automobile e come supporto ad altre tipologie di mobilità cittadina come metropolitana e autobus.

Attualmente si trovano in commercio vari tipi di monopattini elettrici e anche le diverse aziende di sharing utilizzano vari modelli. Tutti sono costituiti da un motore elettrico, alimentato da una batteria ricaricabile e, alcuni modelli, prevedono l'utilizzo di più batterie. La durata della batteria varia a seconda della velocità media di guida e del tipo di batteria ma in termini di chilometraggio si può affermare che nei modelli più comuni si ha un'autonomia di 25-30 km, mentre in quelli più particolari si può avere una durata di poco inferiore ai 40 km. Solitamente i tempi di ricarica della batteria si aggirano intorno alle 4-5 ore. La batteria è un componente molto sensibile e le regole per ricaricarla vanno sempre seguite attentamente.

Il peso del monopattino, considerando la struttura del telaio, il motore e la batteria, può variare dai 10 kg ai 30 kg. La velocità raggiungibile è di 25-30 km/h, al massimo di 40 km/h per i modelli particolari che sono dotati di pneumatici più grandi. La capacità minima di peso è circa 70 kg ed alcuni modelli possono reggere fino a 140 kg.

I monopattini elettrici hanno un'efficienza di gran lunga maggiore rispetto ad altre tipologie di trasporto. Infatti, con un Kilowattora di energia, un monopattino elettrico può percorrere una distanza di 133 km, mentre un veicolo a gas può percorrere solo 1,3 km e una macchina elettrica solo 6,6 km.

Lo sviluppo di questo tipo di sistemi di mobilità cittadina ha portato all'avvento dei servizi di noleggio. Con il termine *vehiclesharing* si indica infatti un servizio che permette agli utenti di utilizzare un veicolo su prenotazione, che può essere noleggiato per un periodo di tempo breve e pagando in ragione dell'utilizzo effettuato. Tipicamente si tratta di un servizio commerciale erogato da aziende pubbliche o private, spesso con l'appoggio di associazioni ambientaliste ed enti locali. In questo modo, si è reso possibile ai cittadini di usufruire di mezzi di trasporto come biciclette, automobili e monopattini che vengono messi a disposizione in varie parti della città. Non è quindi necessario possedere un veicolo, in quanto, tramite il servizio di condivisione, si può accedere momentaneamente al suo utilizzo per spostarsi secondo le proprie esigenze.

Al momento, ci sono diverse compagnie che hanno investito nello sharing di monopattini elettrici, con un capitale complessivo che supera il miliardo di dollari. Allo stesso tempo, secondo dei dati raccolti in diverse città negli Stati Uniti, l'aumento dell'utilizzo dei monopattini elettrici ha portato ad un incremento del 6% dell'uso delle biciclette nell'arco di un anno, dimostrazione del fatto che diverse forme di micromobilità possono supportarsi tra loro.

L'attività di sharing di monopattini elettrici viene svolta avvalendosi di una piattaforma digitale appositamente realizzata per erogare questo specifico servizio. Ogni compagnia di sharing ha una sua area operativa all'interno della quale è possibile utilizzare e successivamente rilasciare i mezzi alla fine del noleggio. Al di fuori di quest'area non è possibile concludere il servizio e, di conseguenza, bloccare il veicolo. Quando si effettua un noleggio è poi necessario effettuare il parcheggio seguendo determinate regole, non solo prestando attenzione ai segnali stradali e ai divieti ma anche facendo in modo che il mezzo non sia d'intralcio a pedoni, ciclisti, automobilisti e altri utenti della strada.

Questo mercato è in espansione e si è sviluppato nel giro di pochissimo tempo poiché i monopattini a noleggio hanno iniziato a comparire sulle strade nella seconda metà del 2017 negli Stati Uniti e in alcune città europee solo nel 2019.

In un primo momento l'arrivo dei monopattini elettrici ha portato ad una situazione di confusione, poiché ne è stato reso possibile l'acquisto e il noleggio prima che fosse presente una legislazione vera e propria che ne regolamentasse l'uso. Gli utenti ne hanno quindi usufruito nel modo che ritenevano più opportuno. Questo ha creato molti problemi, non solo a discapito delle norme stradali ma anche della sicurezza dell'utente e delle condizioni dei monopattini. Proprio per questo motivo in alcune città, tra cui Milano, durante l'estate 2019, è stato deciso di fermare momentaneamente il servizio e ritirare i monopattini dalle strade in attesa di una regolamentazione ufficiale. In seguito, dopo l'emanazione delle leggi, il servizio di sharing è ripreso normalmente.

Tra i tanti comuni che hanno investito nella micromobilità sostenibile è anche presente quello di Torino. La città di Torino, infatti, è tra le peggiori in Europa per concentrazione di polveri sottili. In un rapporto dell'Oms, l'organizzazione mondiale della sanità, viene riportato che sotto la Mole vengono attualmente registrati in media 39 microgrammi per metro cubo, più di quanto succeda a Milano (37) e Napoli (35).

Il Comune di Torino mira, tramite le varie strategie di incentivazione all'uso dei monopattini elettrici, ad incoraggiare i cittadini ad utilizzare forme di mobilità alternative all'automobile. Un punto forte dei servizi di sharing dei monopattini elettrici è che questo servizio può essere integrato ad altre forme di mobilità, in modo da diminuire l'uso dei mezzi più inquinanti e aiutare a migliorare l'attuale situazione ambientale.

L'obiettivo ultimo è quello di agevolare il percorso del cosiddetto "ultimo miglio" negli spostamenti intermodali. Il concetto di "ultimo miglio" è particolarmente in voga negli ultimi anni e viene utilizzato per fare riferimento all'ultimo tratto da percorrere per raggiungere la destinazione finale.

Spesso si tratta del tratto di strada che attraversa il centro della città dove si trovano uffici, negozi di vario genere e aree pedonali urbane, ossia quelle zone interdette alla circolazione dei veicoli a motore. In tal senso, una delle più grandi sfide della mobilità odierna riguarda proprio lo sviluppo e l'implementazione di servizi ad hoc utili a coprire i brevi tragitti in modo da migliorare la mobilità urbana e, con essa, anche la qualità di vita degli stessi cittadini.

Favorire l'utilizzo di mezzi di trasporto ecosostenibili, personali o a noleggio, portando ad una riduzione dell'uso delle automobili, sarebbe un valido rimedio e garantirebbe l'ottenimento di risultati riguardanti la qualità dell'aria e quindi di conseguenza una qualità di vita migliore per i cittadini.

2.2. L'IDEA DI UNA STAZIONE FISSA

Nel periodo in cui i monopattini elettrici hanno cominciato a comparire nelle città, si è presentato il problema che potessero essere oggetto di vandalismo, come era già avvenuto per i servizi di noleggio delle biciclette. Ancora adesso le biciclette, così come i monopattini, sono spesso utilizzate in maniera poco responsabile e in svariati casi vengono gravemente danneggiate e rese inutilizzabili. Ad esempio, si è verificato che delle biciclette fossero ritrovate all'interno di fiumi o canali, come si vede in figura 2.2. I danni sono stati tali che certe compagnie hanno deciso di fermare il servizio e ritirare le biciclette dalle strade di alcune città.

Al momento gli atti vandalici rappresentano il problema principale ed una voce di costo non indifferente per tutti i servizi di noleggio di mezzi di trasporto di piccole dimensioni. Questo è sicuramente un aspetto poco incoraggiante, considerando che la durata media di un monopattino è uno dei parametri più importanti per l'impresa che ne gestisce il noleggio. Difatti maggiore è il numero di corse che un monopattino può effettuare senza subire danni più o meno gravi e maggiore sarà il profitto.



Figura 2.2 – Biciclette gravemente danneggiate a causa del vandalismo

Le aziende che si occupano di fornire un servizio di sharing dei monopattini elettrici devono scontrarsi con una serie di difficoltà che si aggiungono al problema del vandalismo. Tali compagnie devono sostenere dei costi elevati per la ricarica della batteria dei monopattini e per il successivo riposizionamento dei mezzi. Un miglioramento economico ed organizzativo rispetto a quella che è la situazione attuale sarebbe modificare l'operazione di ritiro, ricarica e riposizionamento del mezzo, che risulta sicuramente la più dispendiosa e complicata.

Alcune compagnie di noleggio hanno realizzato delle stazioni fisse per la ricarica del monopattino, come mostrato in figura 2.3. Con questa soluzione è possibile:

- non dover effettuare il ritiro del mezzo per poter ricaricare la batteria, in quanto la fase di *recharge* avviene quando il monopattino è parcheggiato e non viene utilizzato
- avere una postazione fissa per il parcheggio dei mezzi, andando ad evitare che siano sparsi per la metropoli con il rischio di intralciare marciapiedi e strade.

Diverse sono le aziende che forniscono questo tipo di servizio, come ad esempio "Get Charged", "Lyft" e "Swiftmile". Alternative differenti rispetto alla soluzione della stazione di ricarica fissa sono risultate scomode e dispendiose.



Figura 2.3 – Postazione fissa per la ricarica della batteria

La stazione fissa per la ricarica ed il parcheggio è al momento la soluzione più efficace, anche se tuttora poco utilizzata. Nonostante ciò, le postazioni messe a disposizione dalle compagnie che offrono il servizio di sharing di monopattini elettrici sono solamente delle docking station, ossia si tratta di colonnine per la ricarica e di postazioni di parcheggio scoperte.

Il problema del vandalismo resta quindi ancora irrisolto. Dalla necessità di trovare una soluzione a questo problema nasce la proposta di una postazione coperta che garantisca:

- la ricarica della batteria del monopattino
- una protezione dagli atti vandalici così come anche dalle intemperie meteorologiche
- la presenza di uno spazio dedicato per il parcheggio del monopattino.

Per favorire l'interscambio con altri mezzi di trasporto, le stazioni andrebbero posizionate in punti strategici della città, ad esempio in corrispondenza di stazioni ferroviarie e della metropolitana, in modo da poter attrarre un bacino di utenti il più ampio possibile. Inoltre alcune stazioni andrebbero accuratamente posizionate in diversi quartieri della città, in modo da rendere il servizio disponibile a tutti i cittadini. Una soluzione di questo tipo porterebbe all'ulteriore vantaggio di avere più ordine per le strade, riducendo la confusione che si viene a creare quando alcuni monopattini vengono abbandonati o accumulati in maniera sconsiderata.

3. IL PROGETTO DEL BOX AUTOMATIZZATO

Il box automatizzato è stato progettato per il parcheggio e la ricarica di monopattini elettrici di *sharing*, allo scopo di fornire una protezione da atti vandalici e agenti atmosferici. La presenza di una postazione riservata al parcheggio di monopattini porterebbe l'ulteriore vantaggio di garantire più ordine nelle strade. Il sistema progettato è riportato in figura 3.1, in cui si mostra il complessivo con il box esterno in trasparenza, e in figura 3.2, in cui si mostra l'esploso della struttura. In tabella 3.1 si riportano le indicazioni dei diversi completi in riferimento alla figura 3.2 tramite bollatura.

La scelta di un layout circolare è stata dettata dalla necessità di ottenere una postazione che potesse ospitare il maggior numero di mezzi e di ridurre gli ingombri. All'interno del box di protezione sono presenti otto postazioni di parcheggio, disposte su una pedana circolare che viene messa in rotazioni in base a quella che è l'esigenza dell'utente: prelevare o depositare il monopattino.

Il funzionamento del sistema è molto semplice: gli utenti possono accedere al servizio di *sharing* mediante un'applicazione scaricata sul proprio smartphone con la quale è possibile ottenere l'accesso al box e usufruire del servizio. Ovviamente, in primo luogo è necessaria la registrazione sull'app, in modo da poter accedere al servizio indicando alcuni dati personali. Per individuare le postazioni di parcheggio coperte è necessario utilizzare la funzione di geolocalizzazione e seguire le istruzioni dell'app che consentono di sbloccare la porta e il sistema di ancoraggio del monopattino. A seconda del tipo di operazione che l'utente deve svolgere, il sistema automatizzato avvierà la rotazione della pedana in modo che in corrispondenza della porta di accesso si abbia una postazione libera, per il parcheggio, o una contenente un monopattino, per il prelievo.

Sulla pedana circolare sono ricavati degli spazi che permettono il corretto posizionamento del mezzo ed è presente un meccanismo che consente il fissaggio del monopattino alla struttura. La fase di parcheggio deve essere eseguita dopo che il monopattino elettrico è stato ripiegato su sé stesso. Si è scelto di optare per questa soluzione, che vede il monopattino ripiegato parcheggiato in posizione verticale, allo scopo di diminuire lo spazio occupato dalla singola postazione di parcheggio e di facilitare la fase di deposito del mezzo. Una volta piegato, il monopattino è semplice da trasportare in quanto una delle ruote rimane a terra per facilitarne la spinta.

Il progetto è stato sviluppato utilizzando le dimensioni di un generico modello di monopattino elettrico, uno dei più comuni tra quelli in circolazione. Nonostante ciò, l'idea è che il progetto possa essere ampliato in modo da sviluppare un sistema adattabile a diversi modelli, di dimensioni diverse, in modo che le varie compagnie di noleggio possano usufruire del servizio. In questo caso, alcuni box automatizzati potrebbero essere dedicati al parcheggio momentaneo di mezzi privati.

La modellazione dei componenti meccanici e di sostegno, costituenti la struttura del box automatizzato, è stata effettuata utilizzando il software *NX 18*. Il progetto prevede la realizzazione di una struttura composta principalmente da tre completi:

- il box di protezione
- la struttura di sostegno
- la struttura per l'alloggiamento dei monopattini

La modellazione dei vari componenti meccanici e i miglioramenti apportati al progetto nelle varie fasi di studio sono stati effettuati tenendo in considerazione il processo produttivo e la necessità di semplificare e agevolare le operazioni di montaggio.

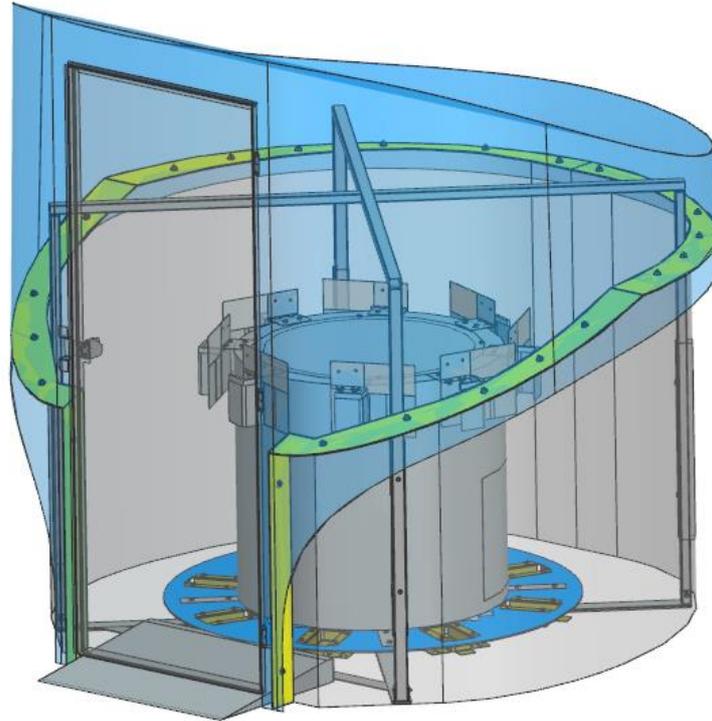


Figura 3.1 – Il progetto del box automatizzato

1	Box esterno di protezione
2	Struttura di sostegno superiore
3	Cilindro d'appoggio struttura per l'alloggiamento dei monopattini
4	Pedana circolare struttura per l'alloggiamento dei monopattini
5	Struttura di sostegno inferiore

Tabella 3.1 – Indicazione dei tre completi in figura 3.2

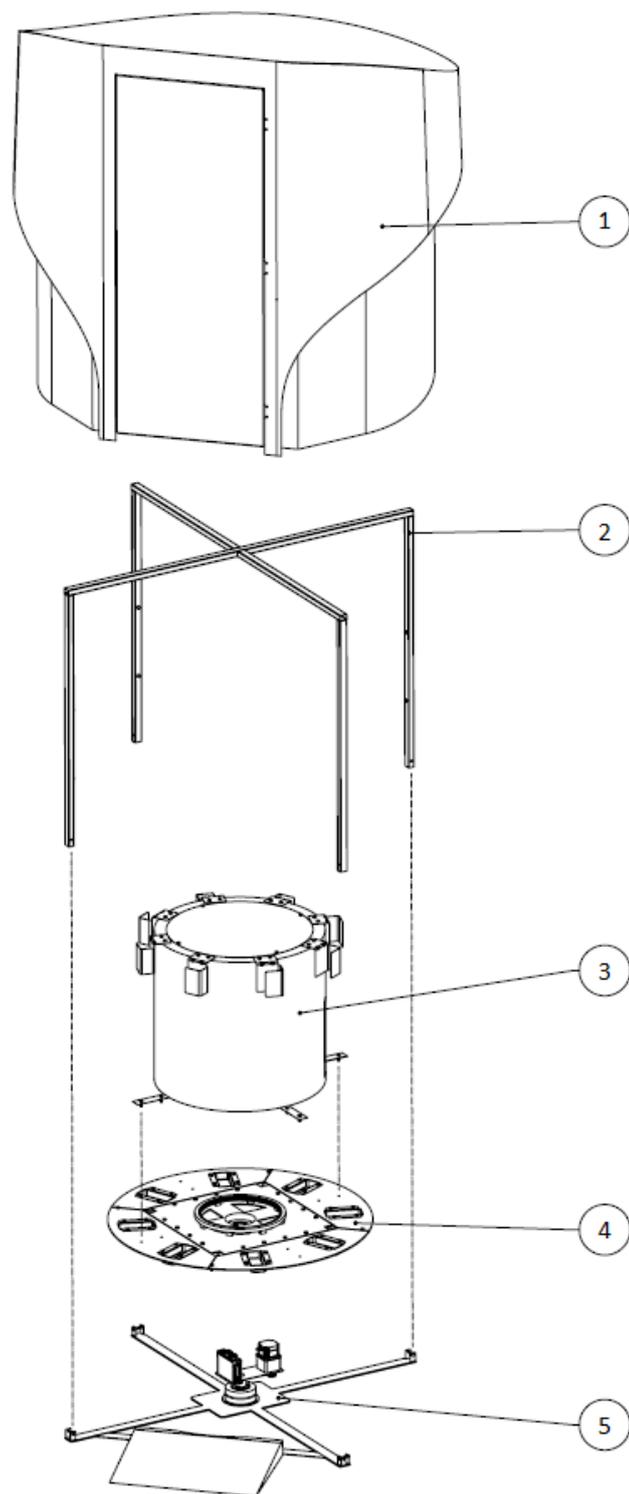


Figura 3.2 – Rappresentazione dell'esploso della struttura

3.1. IL BOX DI PROTEZIONE

La principale funzione del box è quella di protezione dei monopattini elettrici e della struttura interna. In un primo momento, durante lo studio preliminare del sistema, il progetto prevedeva una configurazione lineare, per cui le postazioni di parcheggio erano state poste in serie, come mostrato in figura 3.3.



Figura 3.3 – Progetto con layout lineare

Successivamente, allo scopo di ridurre lo spazio occupato dalla struttura e di facilitare l'operazione dell'utente, è stato ideato il sistema automatizzato con configurazione circolare. Questo ha portato ad un nuovo modello di box protettivo, che presenta il design mostrato in figura 3.4.

Poiché l'obiettivo è quello di posizionare il parcheggio coperto in differenti luoghi pubblici nei centri delle grandi città, lo studio del box esterno è stato effettuato ponendo particolare attenzione alla componente estetica. Difatti, la visibilità dei componenti costituenti questo complessivo, che fa da copertura al sistema interno, ha portato ad una fase di modellazione che aveva lo scopo di migliorare lo stile della struttura. In funzione degli ingombri della struttura di sostegno e della pedana per l'alloggiamento dei monopattini è stata sviluppata l'ergonomia dei vari componenti del box. Confrontando il progetto sviluppato in partenza con quello attuale si può affermare che è stata ottenuta una riduzione sensibile dello spazio occupato.

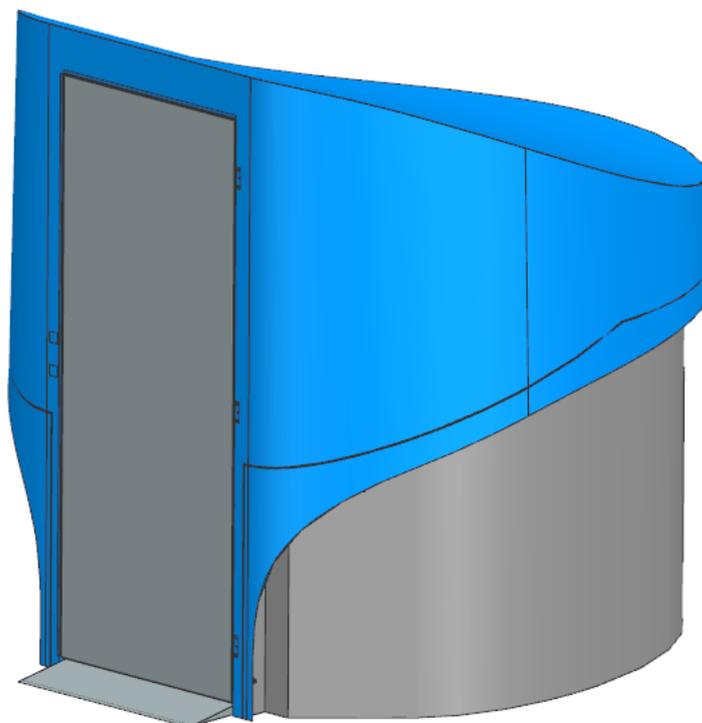


Figura 3.4 – Box di protezione con layout circolare

Il complessivo del box protettivo è principalmente formato da quattro parti:

- la struttura superiore
- la struttura inferiore
- la guaina in gomma
- la porta di accesso alle postazioni

La struttura superiore viene fissata a quella inferiore per mezzo di un sistema di viti e bulloni e tra le due viene interposta la guaina in gomma. La suddivisione in due elementi della struttura di copertura è stata fatta per evitare di dover trasportare un unico componente troppo voluminoso e pesante.

L'apertura e la chiusura della porta avvengono in maniera automatizzata, nel momento in cui l'utente ne attiva il funzionamento. Tutti i componenti di questo complessivo non sono reperibili in commercio e per tale motivo devono essere appositamente realizzati.

3.2. LA STRUTTURA DI SOSTEGNO

La struttura di sostegno, mostrata in figura 3.5, ha lo scopo di sostenere il box esterno e alcuni componenti della struttura interna per l'alloggiamento del monopattino.

La staffa centrale ha la funzione di supporto e di vincolo del motore elettrico e della centralina ed è collegata alla struttura di sostegno inferiore tramite un sistema di flange che può essere comodamente smontato, in modo da facilitare le fasi di montaggio e di manutenzione e da agevolare l'accesso ai componenti elettrici, alle ruote dentate e al sistema di vincolo della struttura.

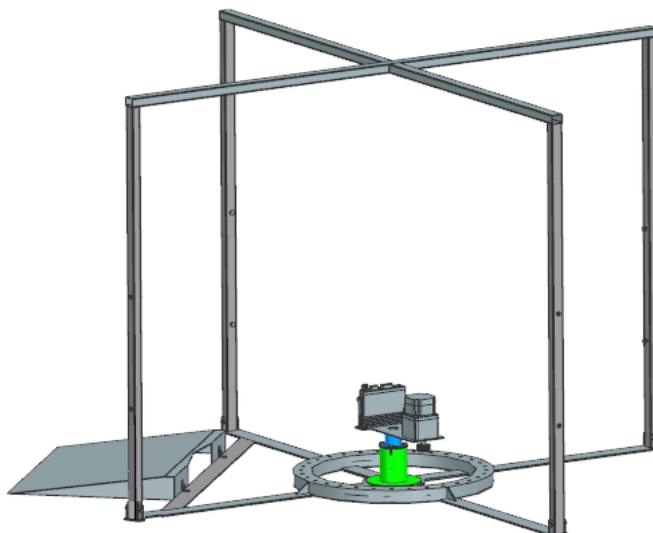


Figura 3.5 – La struttura di sostegno

In funzione del fatto che la pedana centrale, su cui vengono posizionati i mezzi, si trovi rialzata rispetto alla linea di terra si è richiesto l'utilizzo di una pedana esterna. La pedana esterna ha inclinazione pari all'8%, il che ne agevola la percorrenza, e la sua superficie è mandorlata, per evitare eventuali slittamenti.

Il progetto è stato sviluppato in modo da prevedere due differenti configurazioni della struttura di sostegno inferiore sulla base delle due proposte del sistema di vincolo, una che prevede l'utilizzo di un cuscinetto assiale, e l'altra che prevede l'utilizzo di una ralla di posizionamento. La maggior parte degli elementi che compongono questo completo sono reperibili in commercio, in quanto si tratta principalmente di tubolare e piastre in metallo e di una guaina in gomma.

3.3. LA STRUTTURA PER L'ALLOGGIAMENTO DEI MONOPATTINI

La scelta di un layout di forma circolare per il sistema di alloggiamento dei monopattini ha portato ad una riduzione degli ingombri e ha permesso la realizzazione di una struttura semplice. In un primo momento, il sistema rotante era stato progettato come mostrato in figura 3.6, in cui la pedana circolare era suddivisa in otto parti, come si evince dalla figura 3.6-A, e veniva collegata ai supporti e alla trasmissione meccanica per mezzo di una serie di staffe, come si vede in figura 3.6-B.

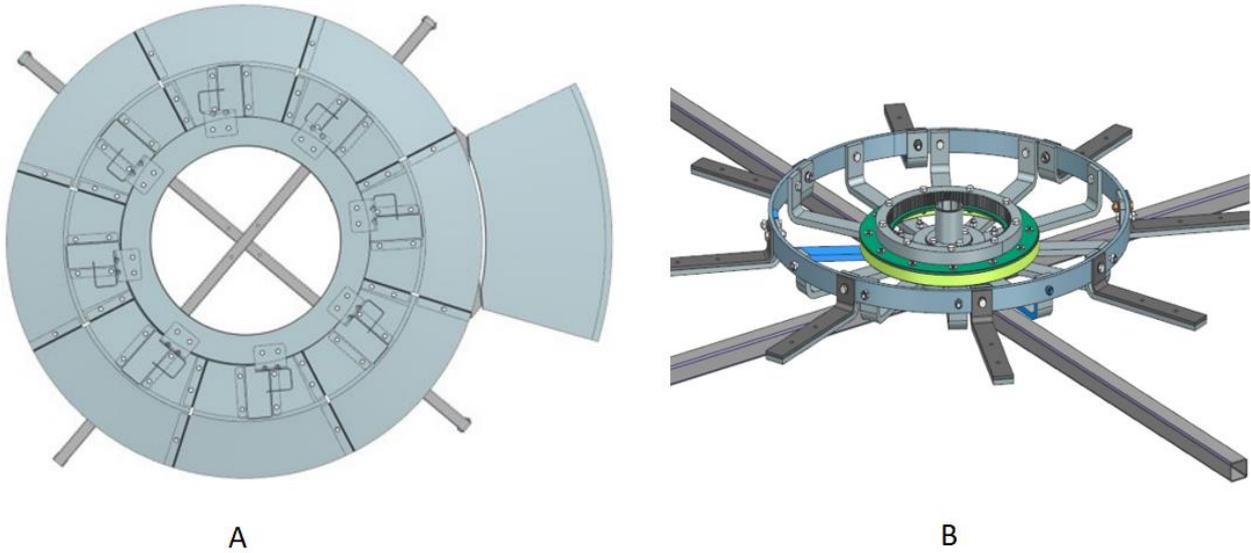


Figura 3.6 – Studio preliminare struttura per l'alloggiamento dei monopattini – A) Vista superiore pedana circolare, pedana esterna e cilindro d'appoggio – B) Dettaglio struttura di sostegno inferiore

Questa soluzione progettuale comportava una lunga e onerosa fase di montaggio a causa dell'elevato numero di elementi presenti e della scelta di assemblarli tramite dei collegamenti filettati. Per questo motivo, si è pensato di optare per sistema più semplice e composto da un numero minore di componenti. La struttura per l'alloggiamento dei monopattini, mostrata in figura 3.7, è composta principalmente dai seguenti elementi:

- una pedana circolare
- le scatole per il posizionamento della ruota inferiore del mezzo
- un cilindro centrale per l'appoggio e l'ancoraggio della parte superiore del mezzo
- le staffe per il sostegno dei monopattini

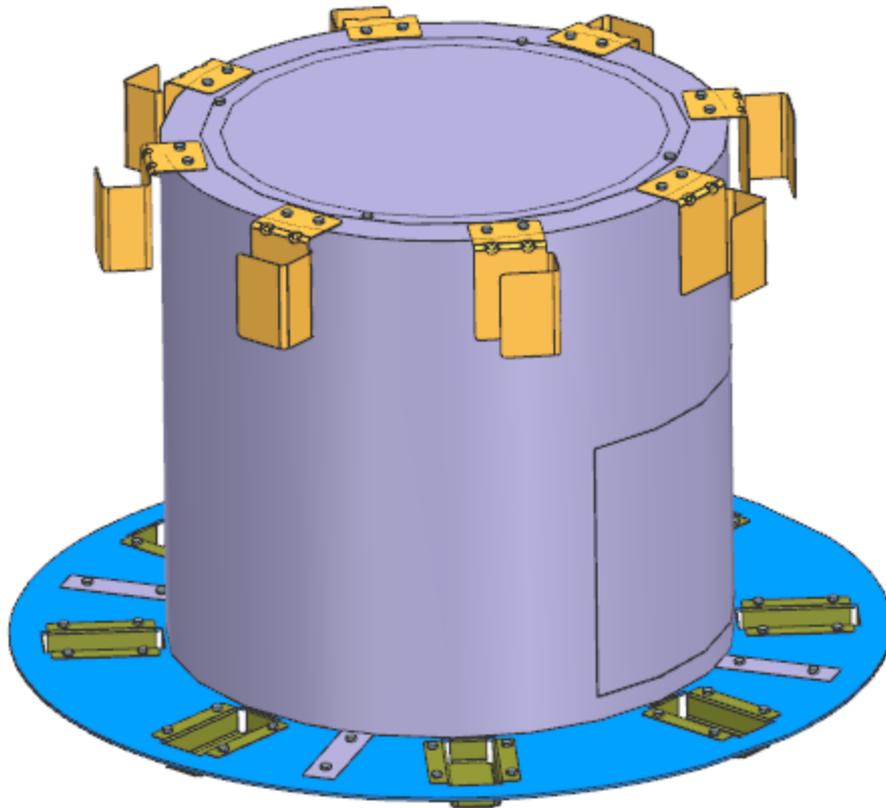


Figura 3.7 – La struttura per l'alloggiamento dei monopattini

La pedana, sulla quale vengono posizionati i monopattini, viene messa in rotazione attorno al proprio asse per mezzo di un motore elettrico. La rotazione avviene in entrambi i versi, per determinati angoli, in modo da consentire che la postazione del monopattino arrivi in corrispondenza della porta nel minor tempo possibile.

La pedana circolare è suddivisa in quattro porzioni, ognuna delle quali ospita due scatole per il parcheggio del monopattino, che sono collegate ad una piastra quadrata centrale sulla quale è direttamente collegata la corona dentata, come mostrato in figura 3.8.

Il cilindro centrale in lamiera, sul quale sono situate le staffe per l'ancoraggio della parte superiore del monopattino, funge da elemento di separazione tra la zona esterna, che ospita il monopattini e alla quale ha accesso l'utilizzatore, e la zona interna, nella quale sono situati il motore elettrico, il sistema elettrico per la ricarica del mezzo e il sistema di trasmissione del moto. Sulla superficie del cilindro è ricavata una porta che permette di accedere alla zona interna per eventuali controlli.

L'ingombro radiale della struttura per l'alloggiamento dei mezzi è fortemente vincolato alle dimensioni degli stessi monopattini. In particolare, a causa della larghezza del manubrio, le diverse postazioni di parcheggio non potevano essere avvicinate in maggior misura. Per tale motivo, allo scopo di utilizzare lo spazio a disposizione al centro della pedana si è pensato di posizionare alcuni elementi del sistema al centro della pedana e all'interno del cilindro.

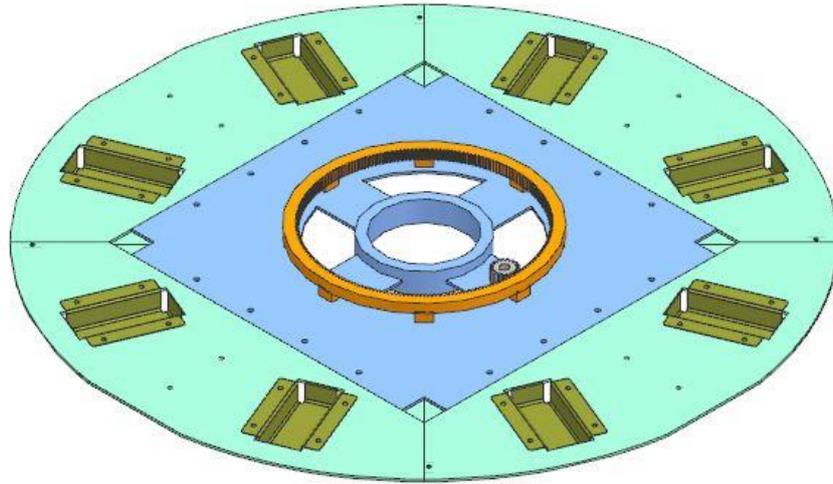


Figura 3.8 – Dettaglio della pedana circolare

4. STUDIO PRELIMINARE DEL SISTEMA

Per avviare il lavoro di progettazione, si è reso necessario uno studio preliminare della struttura per l'alloggiamento dei monopattini, che ha riguardato la realizzazione di un sistema equivalente della struttura e la determinazione di alcuni dati di input utili ai successivi calcoli di dimensionamento. Quest'analisi iniziale è stata preceduta da uno studio degli stadi preliminari del progetto del box automatizzato (di cui si parla nel capitolo precedente e che sono mostrati in figura 3.3 e in figura 3.6) e da una ricerca di progetti affini, quali ad esempio un sistema automatizzato per il parcheggio di biciclette e una pedana da esposizione di mezzi di trasporto, oltre che da un'indagine atta a reperire delle informazioni di base sui monopattini elettrici presenti sul mercato ad uso privato e su quelli messi a disposizione dalle compagnie di sharing. Questo ha facilitato alcuni passi dell'attività progettuale e la scelta di alcuni dati di input.

A partire dalla conoscenza delle dimensioni, del peso e del tipo di struttura di un comune modello di monopattino elettrico si è effettuato un primo sviluppo del progetto. Per poter quindi procedere alla progettazione degli elementi costituenti il sistema (il motore elettrico, il motoriduttore e così via) è stato necessario determinare la velocità di rotazione della pedana e il rendimento della trasmissione.

4.1. SCELTA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELLA PEDANA

Per poter effettuare la scelta della velocità di rotazione della pedana circolare in modo ottimale è stata effettuata un'analisi di progetti affini quali:

- una pedana rotante di parcheggio di automobili
- una piattaforma girevole da esposizione
- un sistema automatizzato per il parcheggio di biciclette

Nei diversi casi sopra citati, si ha una velocità di rotazione compresa tra 1 e 2 rpm in funzione del tipo di applicazione. Il valore della velocità risulta in ogni caso molto basso per garantire maggiore stabilità al sistema.

Come descritto nel capitolo 3, il monopattino è ancorato alla struttura di alloggiamento per mezzo di una scatola, nella quale trova posto la ruota inferiore, e di una staffa, all'interno della quale viene appoggiata la parte superiore del mezzo. Se si considera che il monopattino è altresì collegato al sistema di ricarica elettrica della batteria, s'intuisce facilmente il bisogno di movimentare lentamente la struttura.

La velocità di rotazione del sistema è stata quindi scelta in funzione del fatto che si volesse trovare un compromesso tra la necessità di garantire stabilità alla struttura e quella di non dilungare eccessivamente i tempi di attesa dell'utente che deve prelevare o parcheggiare il mezzo. Si è scelta una velocità di rotazione della pedana pari a 1,43 rpm.

4.2. IL RENDIMENTO DELLA TRASMISSIONE

L'obiettivo principale della scelta del modello di motore elettrico passo-passo, come descritto nel capitolo 5, era ottenere una velocità di rotazione in ingresso molto bassa, in modo da poter realizzare un sistema di trasmissione del moto semplice e poco ingombrante. Note la velocità di rotazione dell'albero motore v_i e la velocità di rotazione della pedana circolare v_u , è stato calcolato il rapporto di trasmissione, utilizzando la seguente formula:

$$i = \frac{v_i}{v_u}$$

Si ha un rapporto di trasmissione i pari a 10,5, come riportato in tabella 4.1.

A causa della resistenza d'attrito dovuta allo strisciamento che si ha tra le superfici dei denti in presa di un ingranaggio, la potenza effettivamente utilizzabile sull'albero condotto è sempre inferiore a quella sviluppata sull'albero motore. Il rapporto tra la potenza in uscita e quella in ingresso, ovvero il rendimento η di un ingranaggio, nel caso di ruote cilindriche a denti dritti è esprimibile dalla seguente relazione:

$$\eta = \frac{1}{1 + f \cdot \pi \cdot \left(\frac{1}{z_2} + \frac{1}{z_1}\right)}$$

dove f è il coefficiente di attrito radente e z_1 e z_2 sono rispettivamente il numero di denti della ruota motrice e della ruota condotta. Da questa relazione si deduce che, fissato un determinato coefficiente di attrito f , il rendimento è tanto maggiore quanto minore è la somma:

$$\left(\frac{1}{z_2} + \frac{1}{z_1}\right)$$

Per ruote dentate cilindriche a denti dritti in acciaio si è scelto un coefficiente di attrito f pari a 0,57. Il rendimento η calcolato è pari a 0,9. Si vuole sottolineare che una lubrificazione efficace è una condizione essenziale per ottenere un buon rendimento e quindi un coefficiente di attrito molto basso. Il rendimento dell'ingranaggio è legato alle potenze in ingresso e in uscita dalla seguente formula:

$$\eta = \frac{P_u}{P_i} = \frac{C_u \cdot v_u}{C_i \cdot v_i}$$

I dati riguardanti il meccanismo di movimentazione del sistema, ottenuti tramite le formule precedentemente descritte, sono riportati nella seguente tabella 4.1.

Velocità d'uscita	v_u	1,43	rpm
Velocità d'ingresso	v_i	15	rpm
Rapporto di trasmissione	i	10,5	
Coppia in uscita	C_u	119,2	Nm
Coppia motrice	C_i	12,5	Nm
Coefficiente di attrito	f	0,57	
Rendimento meccanico della trasmissione	η	0,9	
Potenza in uscita	P_u	17,8	W
Potenza sull'albero motore	P_i	19,6	W

Tabella 4.1 - Dati di input per la trasmissione di potenza

5. IL MOTORE ELETTRICO

Per poter movimentare la struttura per l'alloggiamento dei monopattini elettrici è stato scelto un motore passo-passo, vale a dire un motore elettrico sincrono in corrente continua pulsata, con gestione elettronica e senza spazzole. Il motore passo-passo è un azionamento a moto incrementale che converte una sequenza di impulsi elettrici in movimenti meccanici discreti angolari, detti passi o step: ad ogni impulso di comando che giunge al sistema, il motore compie una rotazione finita.

La scelta di optare per questa tipologia di motore è stata adoperata in funzione del fatto che gli *stepper motor* risultino ideali nel caso di funzionamento a basse velocità, oltre che per la loro adattabilità e straordinaria precisione di arresto. Più nello specifico, la caratteristica peculiare dei motori passo-passo, che nel caso in esame è risultata di primaria importanza, è la possibilità di produrre una coppia elevata ad una velocità medio-bassa e di poter garantire una rotazione stabile alla velocità minima, alla quale i servomotori presentano problemi di manipolazione.

La richiesta di una velocità di rotazione in ingresso molto bassa era dettata dalla necessità di voler realizzare un sistema di trasmissione del moto semplice e poco ingombrante. Questo perché la pedana circolare dei monopattini ruota molto lentamente e un'eccessiva differenza tra i due valori di velocità d'ingresso e uscita avrebbe richiesto la costruzione di un motoriduttore complesso, che avrebbe reso più difficili e onerose le fasi di montaggio e manutenzione.

Infine, la capacità dell'albero di un motore passo-passo di ruotare sia in senso orario che in senso antiorario ha permesso di ridurre i tempi di attesa dell'utente, in quanto si è reso più facile lo spostamento della postazione del monopattino in corrispondenza della porta.

Per un determinato motore, una volta fissati i parametri elettrici si ha una certa coppia motrice che deve essere maggiore della coppia resistente del sistema. All'avviamento, imposta una certa coppia motrice, detta anche coppia di avviamento o coppia di *pull-in*, il carico viene messo in moto con una certa accelerazione se la coppia motrice riesce a vincere la coppia resistente. Durante la fase di accelerazione, la coppia resistente si calcola in funzione della coppia di attrito e della coppia d'inerzia. Pertanto quando la coppia motrice è superiore a quella resistente il motore tende ad accelerare sfruttando la differenza di coppia disponibile.

Una volta raggiunto il valore di velocità richiesta, il motore mantiene il carico in moto a velocità costante. In questa situazione, la coppia motrice, anche detta coppia di regime o coppia di *pull-out*, eguaglia quella resistente finché permangono inalterate le condizioni di funzionamento. A regime, quando il carico è movimento a velocità costante, la coppia resistente è data dalla sola componente di attrito in quanto la coppia d'inerzia è nulla a velocità costante. La coppia di avviamento risulta ovviamente maggiore di quella di regime in quanto quest'ultima non deve vincere l'inerzia del carico.

I dati presenti nel catalogo di uno *stepper motor* sono quelli che permettono la scelta del modello di motore dal punto di vista della precisione di movimento e della taglia. Per ogni motore viene fornito il grafico sperimentale della curva di *pull-out* in funzione della frequenza di alimentazione in passi al secondo. Quella di *pull-in* va invece determinata conoscendo il carico ad esso collegato.

Poiché solitamente la taglia di questo tipo di motori è piccola, i valori di coppia sono spesso indicati in Newton per centimetro, mentre il momento d'inerzia è dato in grammi per centimetro quadrato.

Altre informazioni utili riportate sui cataloghi dei motori riguardano la coppia di mantenimento, che è quella sopportabile dal motore a velocità nulla senza perdere il passo, e la coppia residua, che rappresenta quella che il motore oppone alla rotazione quando non è alimentato. Inoltre, nel manuale di utilizzo ci sono le istruzioni riguardanti l'installazione di un carico.

Il motore elettrico passo-passo scelto è lo STEPPER MOTOR RKS della Orientalmotor con micropasso 0,72° serie RKII. Questo modello è in grado di operare in micro-passo e permette un funzionamento a coppia elevata ad una bassa velocità di rotazione. Insieme al motore elettrico vengono forniti la centralina, i cavi per il collegamento dei componenti e una serie di accessori.

La figura 5.1 rappresenta il grafico della coppia di *pull-out* [Nm] al variare della frequenza di pilotaggio [kHz] e della velocità di rotazione [r/min]. Nel grafico è mostrato il punto di funzionamento del motore a regime.

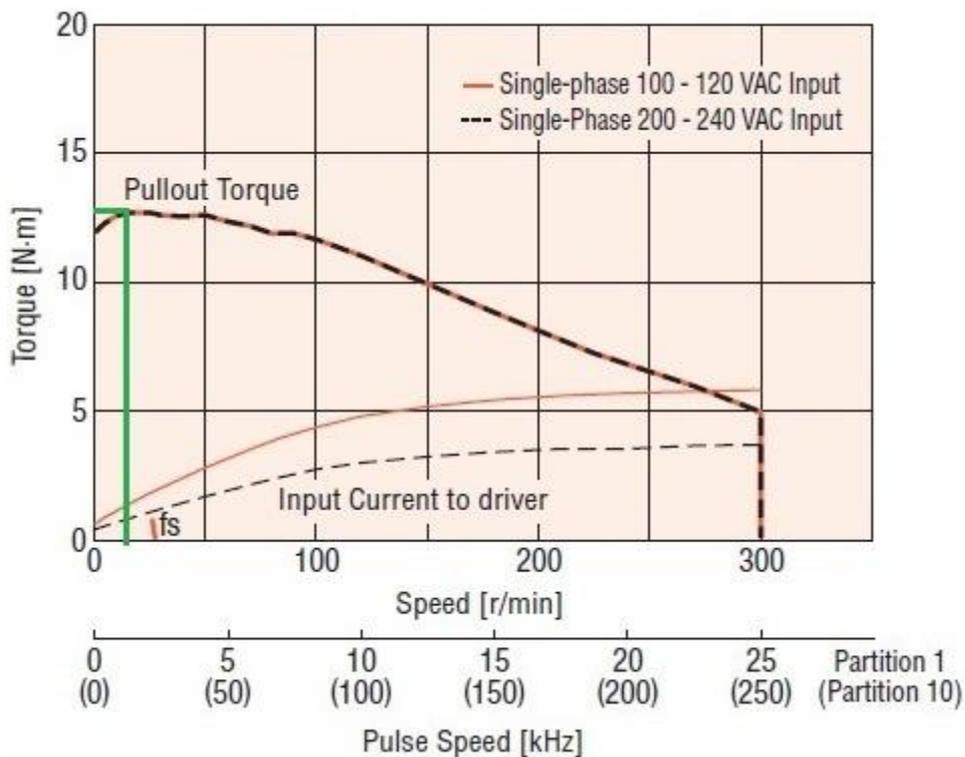


Figura 5.1 – Grafico della curva di *pull-out*

6. LO STUDIO DELLA TRASMISSIONE DEL MOTO

La trasmissione del moto è stata realizzata per mezzo di un sistema di riduzione di velocità. Il riduttore è costituito da due ruote dentate a denti dritti: la ruota motrice e la corona dentata, come mostrato in figura 6.1. Il pignone è montato sull'albero motore attraverso un accoppiamento forzato che viene realizzato per mezzo di una linguetta, così come solitamente avviene nelle trasmissioni industriali. Il calettamento è reso possibile dalle piccole dimensioni della ruota motrice.

La ruota dentata condotta presenta una dentatura interna ed è montata sulla pedana centrale per mezzo di otto blocchi di piccole dimensioni, come si evince dalla figura 6.1. Il collegamento di questi componenti (corona dentata, blocchi e pedana) avviene attraverso una saldatura.

La scelta di un accoppiamento interno è stata dettata dalla necessità di ottimizzare lo spazio disponibile; lo studio della struttura rotante ha infatti influenzato le scelte effettuate durante il progetto del sistema di trasmissione e l'attenzione ai vincoli imposti sugli ingombri in direzione radiale e assiale è stata di primaria importanza.

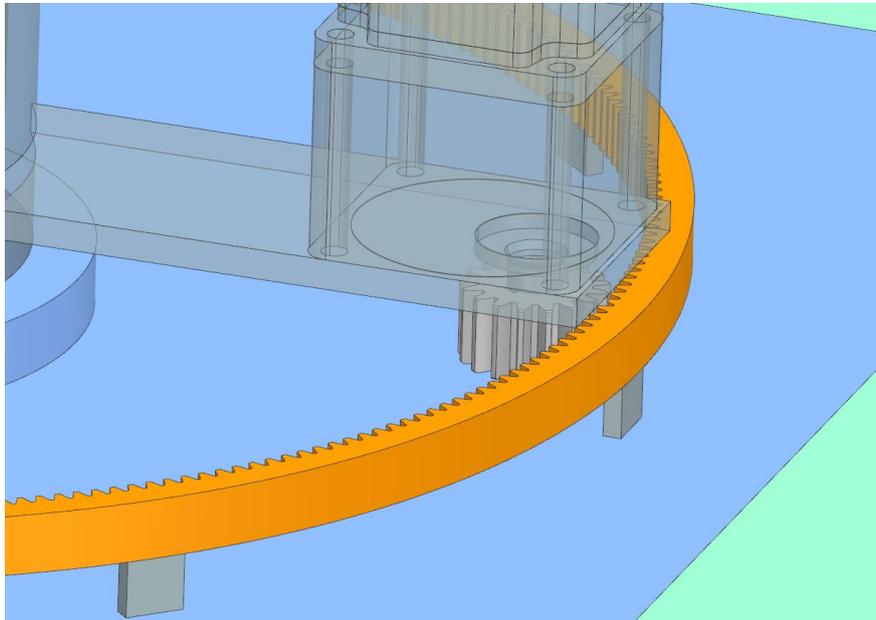


Figura 6.1 – Riduzione di velocità per mezzo di ruote dentate

Come descritto nel capitolo 4, la richiesta di un riduttore è dovuta alla differenza presente tra la velocità di rotazione imposta dal motore all'albero di trasmissione primario e la velocità alla quale deve essere movimentata la pedana di alloggiamento dei monopattini.

Allo scopo si illustrare più nel dettaglio il sistema di trasmissione del moto, si riporta in figura 6.2 una rappresentazione semplificata della struttura e del motoriduttore. I componenti mostrati in figura sono:

- 1) Struttura inferiore di sostegno
- 2) Pedana per l'alloggiamento dei monopattini
- 3) Motore elettrico e albero motore
- 4) Ruota dentata motrice
- 5) Ruota dentata condotta
- 6) Albero di supporto e staffa di sostegno motore
- 7) Cuscinetto

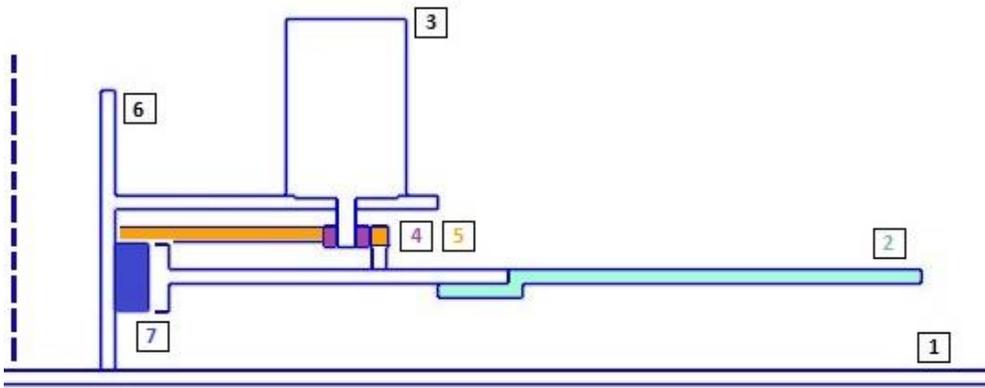


Figura 6.2 – Schema della struttura rotante e del sistema di trasmissione del moto

6.1. DIMENSIONAMENTO DEGLI INGRANAGGI

Il dimensionamento delle ruote dentate è stato realizzato attraverso l'utilizzo di opportune formule relative al caso di ingranaggi a denti dritti. In primo luogo, per poter procedere con il calcolo delle grandezze, è stato necessario impostare alcuni parametri fondamentali, quali il numero di denti del pignone, il modulo, l'angolo di pressione e il coefficiente λ .

Si riporta in figura 6.3 una rappresentazione di un generico ingranaggio (diverso da quello del caso in esame, in cui si ha un accoppiamento interno) al fine di illustrare le principali grandezze caratteristiche che sono stata valutate.

Nella fase preliminare di design dell'ingranaggio considerato, appartenente al sistema di trasmissione di potenza precedentemente descritto, è di fondamentale importanza verificare la nota relazione riguardante il numero minimo di denti che evita l'instaurarsi di fenomeni dannosi. La necessità di imporre un vincolo sul numero di denti minimo che può avere la ruota motrice è dettata da:

- l'esigenza di avere continuità nella trasmissione del moto; per far ciò, è indispensabile che l'arco d'azione abbia lunghezza superiore al passo, in modo che si abbiano sempre almeno due coppie di denti in presa durante l'ingranamento
- evitare di avere interferenza tra i profili

La formula utilizzata è la seguente:

$$z_{1-min} \geq \frac{2\tau}{-1 + \sqrt{1 + \tau(2 + \tau)(\sin(\alpha))^2}}$$

nella quale si tiene conto dell'effettivo rapporto di trasmissione τ realizzato dall'ingranaggio, essere l'inverso del rapporto di trasmissione i sopra definito e pari a:

$$\tau = \frac{z_1}{z_2}$$

Il numero minimo di denti ottenuto utilizzando la precedente formula risulta pari a 17.

La valutazione di z_{1-min} è stata uno dei primi passi del dimensionamento degli ingranaggi. Questa grandezza rappresenta infatti un limite per la realizzazione della dentatura e costituisce un dato fondamentale per la scelta dell'effettivo numero di denti del pignone.

Per poter effettuare il proporzionamento del dente, si è quindi proceduto alla valutazione del numero di denti della ruota motrice z_1 e del modulo m degli ingranaggi, che sono il punto di partenza per lo sviluppo del calcolo delle dimensioni del sistema di trasmissione del moto.

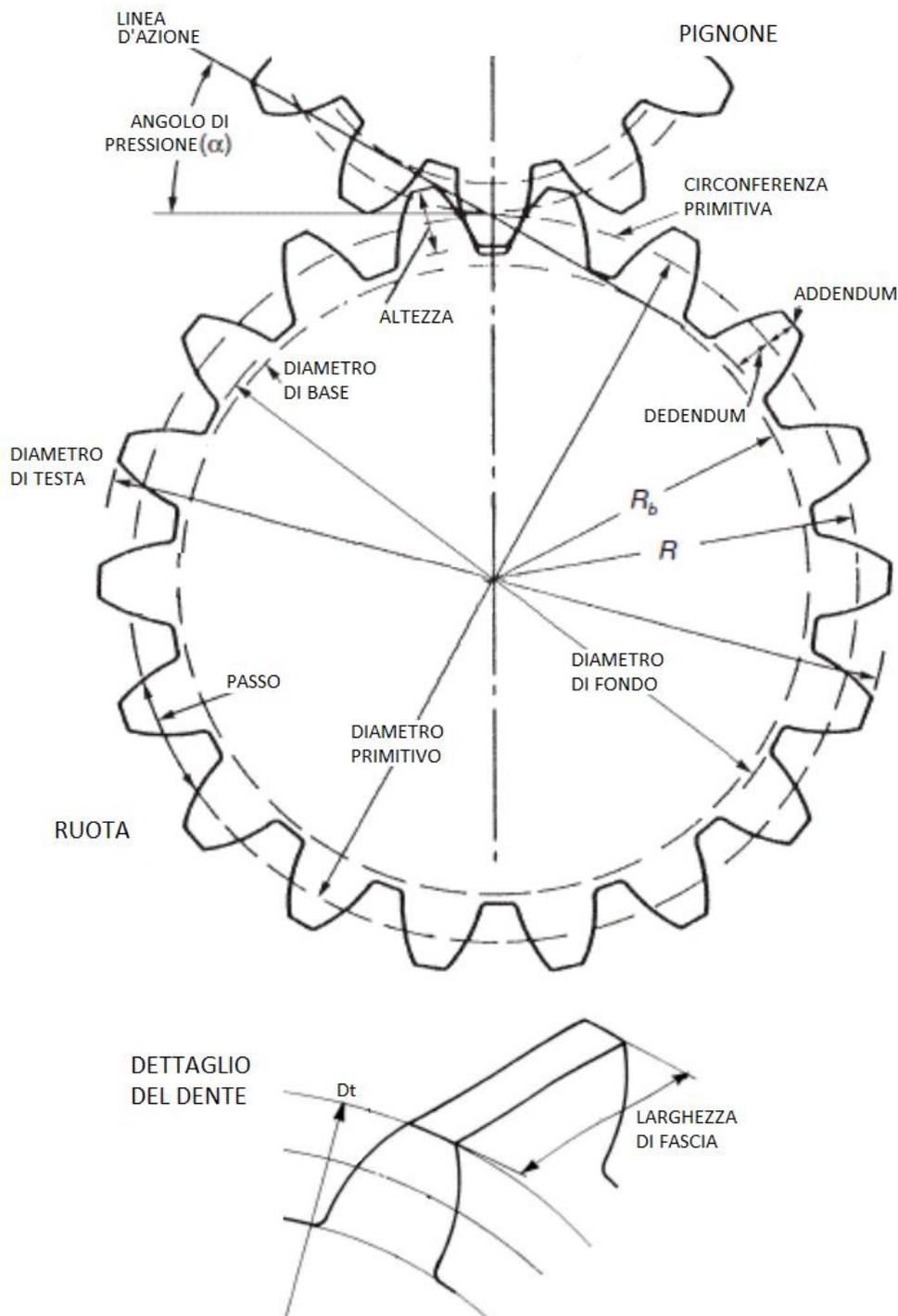


Figura 6.3 – Esempio illustrativo di una coppia di ruote dentate e grandezze caratteristiche

Il modulo m è una grandezza costruttiva fondamentale a cui quasi tutti i parametri geometrici delle ruote fanno riferimento e che quindi è fortemente legato alle prestazioni funzionali dell'ingranaggio considerato. Infatti, si può asserire che una ruota dentata che deve trasmettere coppie elevate ed è soggetta a stati tensionali elevati deve possedere un modulo elevato.

Teoricamente sarebbe possibile realizzare ingranaggi con qualsiasi modulo m ma nella pratica viene suggerito un numero ristretto di moduli ad ognuno dei quali corrisponde un determinato utensile. Le ruote dentate

realizzate con moduli normalizzati vengono denominate ruote standard e sono quelle più largamente utilizzate.

Ovviamente, il valore del modulo m scelto è lo stesso per entrambe le ruote, motrice e condotta, in quanto due ruote ingrananti hanno lo stesso passo e quindi devono avere stesso modulo. In figura 6.4 sono riportati i valori dei moduli normalizzati.

1	1.125	1.25	1.375	1.50
1.75	2	2.25	2.5	2.75
3	3.25	3.5	3.75	4
4.5	5	5.5	6	6.5
7	8	9	10	11
12	14	16	18	20





Figura 6.4 – Tabella valori moduli standard

La scelta del valore del numero di denti z_1 e del modulo m è stata vincolata da ragioni di natura progettuale. Innanzitutto, era necessario verificare che il valore di z_1 fosse minore del minimo numero di denti del pignone z_{1-min} (calcolato come precedentemente descritto). Allo stesso tempo non troppo grande perché all'aumentare di z_1 , incrementa anche z_2 e così le dimensioni della corona dentata, che non potevano essere troppo grandi a causa delle limitazioni presenti sugli ingombri.

Un'ulteriore condizione era imposta dalla lunghezza ridotta dell'albero motore e della sede per la linguetta; lo spazio disponibile in direzione assiale era limitato e ciò rappresentava un vincolo sulla lunghezza di fascia. Inoltre il diametro del foro interno del pignone doveva essere uguale al diametro dell'albero motore e, per tale motivo, tale ruota non poteva possedere dimensioni eccessivamente piccole, in quanto deve essere garantita una certa distanza tra il fondo del dente e il foro centrale in modo che non venga minata la resistenza del componente.

Al fine di ottenere un ingranaggio delle giuste dimensioni che soddisfacessero le richieste sopra descritte è stato effettuato un calcolo iterativo. I dati di cui si è dovuto tener conto sono riportati nella tabella 6.1.

Numero denti minimo ruota motrice	z_{1-min}	17	
Rapporto di trasmissione	i	10,5	
Diametro albero motore	d_{i1}	18	mm
Lunghezza albero motore	L_M	34	mm
Lunghezza sede linguetta albero motore	L_{ling}	25	mm
Ingombro massimo radiale per il riduttore	D_{MAX}	600	mm

Tabella 6.1 – Dati di partenza per il dimensionamento delle ruote

Tenendo conto di queste condizioni, si è scelto un modulo m delle ruote pari a 2 mm e il numero di denti del pignone pari a 19.

A questo punto, è stato calcolato il numero di denti della ruota condotta z_2 . Per garantire un rapporto di trasmissione pari a quello calcolato, e quindi avere la riduzione di velocità richiesta, deve valere la relazione:

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

Il numero di denti della corona è 200.

L'ultimo parametro da impostare era l'angolo di pressione α . Questa grandezza definisce nel piano normale l'angolo formato tra la retta di azione tangente ai cerchi di base delle ruote ingrananti e la retta perpendicolare a quella che collega i centri delle ruote dentate che ingranano in corrispondenza del punto di contatto, come mostrato in figura 6.3. Il valore di α ha inoltre una notevole importanza sulle forze scambiate tra le ruote dentate ingrananti. Per le ruote dentate standard vengono definiti un set di valori finiti disponibili per l'angolo di pressione, in modo da garantire il corretto funzionamento durante l'ingranamento. I valori standard per l'angolo di pressione α sono i seguenti: 15°, 20°, 25°.

Tutte le grandezze geometriche caratteristiche delle ruote sono state calcolate con le formule fornite dalla letteratura e sono riportate di seguito. Nella tabella 6.2 si riportano i dati relativi al pignone, mentre nella tabella 6.3 quelli della corona dentata.

DIMENSIONI PIGNONE			
Numero di denti minimo	$z_{1-\min}$	17	
Numero di denti	z_1	19	
Modulo	m	2	mm
Diametro primitivo	d_{p1}	38	mm
Diametro di testa	d_{t1}	42	mm
Diametro di fondo	d_{f1}	33	mm
Passo	p	6,2	mm
Larghezza di fascia	b_1	20	mm
Altezza dente	h_1	4,5	mm
Diametro di base	d_{b1}	15,5	mm
Coefficiente lambda	λ	10	
Angolo di pressione	α_1	20	°
Massa	M_1	0,195	kg

Tabella 6.2 – Dimensioni ruota dentata motrice

DIMENSIONI CORONA DENTATA			
Numero di denti	z_2	200	
Modulo	m	2	mm
Diametro primitivo	d_{p2}	400	mm
Diametro di testa	d_{t2}	396	mm
Diametro di fondo	d_{f2}	405	mm
Passo	p	6,2	mm
Larghezza di fascia	b_2	20	mm
Altezza dente	h_2	4,5	mm
Diametro di base	d_{b2}	375,8	mm
Coefficiente lambda	λ	10	
Angolo di pressione	α_2	20	°
Massa	M_2	4,8	kg

Tabella 6.3 – Dimensioni ruota dentata condotta

Per il calcolo delle grandezze caratteristiche della corona dentata sono state utilizzate le formule relative al caso di ingranaggi con dentatura interna. In questo caso, il diametro di testa, tracciato in corrispondenza della punta del dente, risulta minore del diametro di piede, corrispondente al fondo del dente. Questa disposizione lascia il bordo esterno liscio, mentre nella parte interna sono presenti i denti, col vantaggio di avvicinare gli assi paralleli di corona e pignone. Per queste ruote si considera convenzionalmente negativo il diametro della corona, poiché in questo caso la velocità trasmessa è eversiva a quella conducente.

Si vuole precisare che il diametro esterno di questa ruota è stato scelto in maniera indipendente dalle altre grandezze. Per assicurare il corretto funzionamento dell'ingranaggio ed evitare che si incorra in possibili cedimenti dovuti alla trasmissione di coppia per cause legate alla carenza di materiale al di sotto della radice del dente della ruota dentata, va effettuata la verifica sulla corona di materiale al di sotto della radice del dente della ruota dentata.

In questo caso, non si è svolta tale verifica in quanto la scelta di questa dimensione è stata effettuata in seguito ad una ricerca di cataloghi di ruote dentate già prodotte da differenti aziende e che quindi rispettavano la necessità di garantire la sicurezza del componente. Il diametro esterno della corona dentata risulta pari a 446 mm.

Per il calcolo della massa di entrambe le ruote dentate si è resa necessaria la costruzione dei corrispondenti modelli CAD. Il disegno CAD 3D è stato realizzato su NX 18, utilizzando il GC Toolkit, uno strumento apposito per la costruzione di ruote dentate. Una volta realizzato il modello 3D, sono state inserite le informazioni relative al materiale scelto (densità) in modo da poter ottenere il valore della massa dei due componenti.

6.2. CALCOLO DELLE FORZE SCAMBIATE

Le ruote dentate realizzano la trasmissione di potenza fra corpi rigidi con contatto di forma per l'azione dei denti successivamente in contatto. Al contrario delle ruote di frizione, la potenza non è trasmessa per attrito ma attraverso le forze che i denti si scambiano perpendicolarmente ai propri profili.

Nell'ingranamento di due ruote con profilo ad evolvente la forza trasmessa F ha una direzione fissa e, nel caso di denti dritti, tale forza ha solamente due componenti: la componente di forza radiale R e la componente di forza tangenziale T , come mostrato in figura 6.5.

La forza radiale è diretta verso il centro della ruota ed è normale all'asse della ruota, mentre la forza tangenziale è agente nella direzione della tangente comune alle due circonferenze primitive. Ovviamente la componente T è la responsabile dell'effettiva trasmissione di coppia tra le ruote dentate ingrananti.

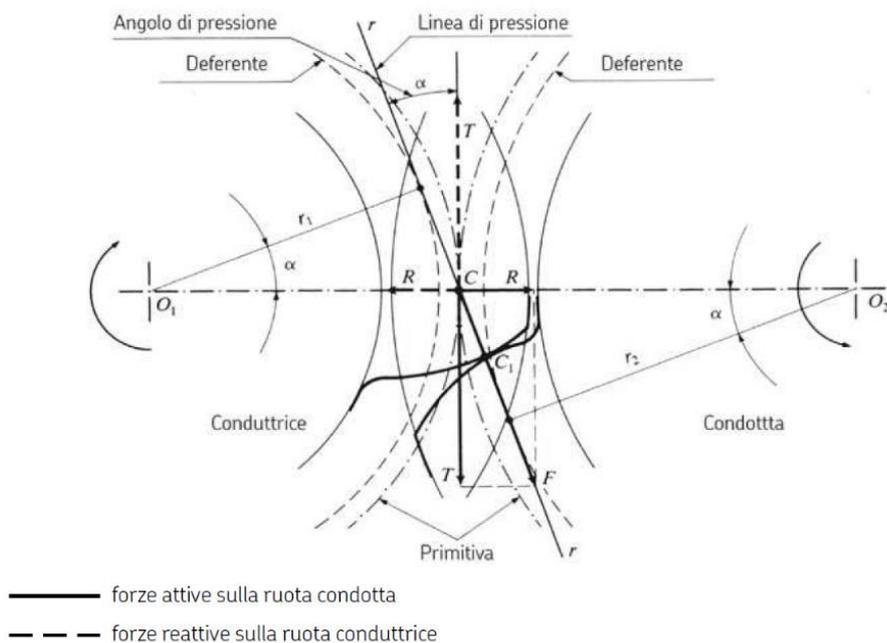


Figura 6.5 – Forze scambiate tra le ruote dentate

Le grandezze coinvolte nel calcolo e il valore delle forze sono riportate nella tabella 6.4.

Coppia motrice agente sulla ruota	C	12,5	Nm
Raggio primitivo della ruota motrice	r_{p1}	19	mm
Angolo di pressione	α	20	°
Componente di forza tangenziale	T	658	N
Componente di forza radiale	R	240	N
Forza scambiata	F	700	N

Tabella 6.4 – Forze scambiate tra le ruote dentate

6.3. SCELTA DEL MATERIALE

Per entrambe le ruote dentate si è scelto di utilizzare lo stesso materiale. La scelta è ricaduta sull'acciaio C45 bonificato, di cui si riportano in tabella 6.5 le principali caratteristiche. È stato previsto un trattamento superficiale di tempra ad induzione per rendere più dura e resistente la superficie.

Densità	ρ	7850	kg/m ³
Modulo elastico	E	210000	MPa
Coefficiente di Poisson	ν	0,3	
Resistenza meccanica	R _m	569	MPa
Resistenza allo snervamento	R _{p02}	343	MPa
Durezza Brinell	D _{HB}	167	HB
Resistenza al piede del dente	σ_{Flim}	540	MPa
Resistenza al pitting	σ_{Hlim}	1030	MPa

Tabella 6.5 – Proprietà del materiale scelto per le ruote

6.4. VERIFICA DELLA RESISTENZA STRUTTURALE DELLE RUOTE

La verifica di una coppia di ruote dentate, dal punto di vista della resistenza strutturale, si basa sulla valutazione delle possibili avarie. Più precisamente, attraverso il calcolo di verifica si può constatare se la scelta delle dimensioni delle ruote e del materiale sia stata fatta in maniera opportuna, ossia in modo da non incorrere in problematiche come il cattivo funzionamento o la rottura. Le tipologie di danneggiamento che più frequentemente si verificano nell'esercizio della trasmissione di potenza per ingranaggi sono:

- la rottura per flessione statica del dente
- la rottura per deterioramento della superficie del dente dovute alle pressioni di contatto hertziano
- la rottura per fatica per flessione del dente
- l'erosione superficiale per eccessiva pressione di contatto tra i fianchi dei denti (il fenomeno del pitting)

Nel caso di verifica statica vengono confrontate delle tensioni calcolate, rispettivamente una tensione di flessione σ_{Lw} (ottenuta tramite la formula di Lewis) e una dovuta al contatto hertziano σ_{Hz} (calcolata secondo le formule finali della teoria di Hertz), con una tensione ammissibile nel materiale ottenuta dividendo il carico di snervamento per un opportuno coefficiente di sicurezza.

Analogamente nella verifica a fatica vengono confrontate una tensione calcolata a flessione σ_F e una calcolata a pitting σ_H con delle tensioni ammissibili, rispettivamente σ_{FP} e σ_{HP} , ottenute moltiplicando il limite di fatica del materiale (a flessione e a pitting) per una opportuna serie di coefficienti.

6.4.1. VERIFICA DI RESISTENZA STATICA A FLESSIONE

La flessione del dente è un fenomeno che si verifica in quanto le forze scambiate durante l'ingranamento generano uno stato tensionale di flessione. La sezione maggiormente sollecitata è situata nei pressi della base del dente.

La verifica della rottura per flessione statica del dente si effettua utilizzando il metodo di Lewis. Secondo la teoria di Lewis, il dente è considerato come una mensola incastrata nella corona, sollecitata dalla forza

complessiva F che le ruote si trasmettono, pensata applicata in punta al dente stesso. La tensione a cui è sottoposto il dente, detta tensione di Lewis σ_{LW} , si calcola come:

$$\sigma_{LW} = \frac{T y_{LW}}{b m}$$

dove y_{LW} è il fattore di forma, o coefficiente di Lewis, tabulato in funzione del numero di denti delle ruote, b è la larghezza di fascia, m è il modulo e T è la componente tangenziale della forza F . Una volta calcolata la tensione di Lewis, è stato verificato che questa fosse inferiore a quella ammissibile del materiale, determinata a partire dal carico di snervamento del materiale:

$$\sigma_{amm} = \frac{R_{p02}}{CS}$$

I valori ottenuti si riportano nella seguente tabella 6.4.1 e da questi si evince che è stata verificata la resistenza alla flessione statica del dente.

	z	y_{LW}	σ_{LW} [MPa]	CS	R_{p02} [Mpa]	σ_{amm} [MPa]
PIGNONE	19	3,18	52,3	6	343	57,2
CORONA DENTATA	200	2,12	34,8	6	343	57,2

Tabella 6.4.1 – Valori ottenuti dalla verifica di resistenza statica a flessione

6.4.2. VERIFICA DI RESISTENZA STATICA PER CONTATTO HERTZIANO

Durante l'ingranamento, i denti in presa delle ruote dentate si scambiano forze che agiscono su una superficie di contatto, sulla quale si genera una pressione. All'interno del materiale si genera uno stato tensionale di tipo hertziano. Ai fini del corretto funzionamento dell'ingranaggio è importante che non si arrivi al cedimento del materiale che potrebbe causare l'asportazione di una porzione del materiale sulla superficie di contatto. Il calcolo a contatto hertziano verifica che le pressioni specifiche di contatto siano inferiori ad una tensione ammissibile del materiale. Dal punto di vista del contatto hertziano, due denti dritti che ingranano possono essere considerati come due cilindri a contatto lungo una generatrice di lunghezza pari alla larghezza di fascia del dente b . La tensione massima vale:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{P E \rho}{b}}$$

dove P è il carico normale all'orma di contatto, ρ è la somma delle curvature delle due superfici a contatto e E rappresenta il modulo di Young. Nel caso delle ruote dentate, il carico P è la forza F che i denti si scambiano lungo la retta dei contatti e vale:

$$P = \frac{T}{\cos \alpha}$$

La somma delle curvature delle due superfici a contatto si calcola come:

$$\rho = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \frac{1}{\sin \alpha}$$

dove α è l'angolo di pressione, mentre R_1 e R_2 sono i raggi primitivi delle due ruote dentate. La tensione ammissibile a pressione hertziana può essere determinata tramite il concetto di σ_{Hlim} , introdotto dalla normativa ISO 6336-5, sempre utilizzando un opportuno coefficiente di sicurezza:

$$\sigma_{amm} = \frac{1,3 \sigma_{Hlim}}{CS}$$

I valori ottenuti si riportano nella seguente tabella 6.4.2, dalla quale si evince che è stata effettuata la verifica di resistenza statica per contatto hertziano. Inoltre si riporta il valore del coefficiente di sicurezza.

	P [N]	ρ [1/mm]	σ_H [MPa]	σ_{Hlim} [MPa]	CS	σ_{amm} [MPa]
PIGNONE	700,1	0,17	465,2	1030	2,5	535,6
CORONA DENTATA	700,1	0,17	465,2	1030	2,5	535,6

Tabella 6.4.2 – Valori ottenuti dalla verifica di resistenza statica per contatto hertziano

6.4.3. VERIFICA DI RESISTENZA A FATICA PER FLESSIONE

Per quanto riguarda il calcolo a fatica per flessione delle ruote di ingranaggi, la normativa UNI 8862 (1987) fa riferimento alla condizione di resistenza a rottura del dente tramite la relazione:

$$\sigma_F < \sigma_{FP}$$

dove σ_F è la tensione equivalente al piede del dente nel punto più sollecitato (tensione effettiva). La σ_F viene espressa nel seguente modo:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}$$

$$\sigma_{F0} = \frac{T}{b m} Y_F Y_S Y_B Y_\beta Y_{DT}$$

ed è una tensione che dipende dalla forza tangenziale T , dalla larghezza di fascia b , dal modulo m e da una serie di parametri, alcuni relativi all'ingranaggio ed altri relativi al funzionamento.

La tensione σ_{FP} è detta tensione ammissibile ma è calcolata in modo completamente diverso dalla tensione ammissibile del calcolo statico. Essa infatti vale:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_{NT} \frac{Y_{ST} Y_{\delta rel} Y_{Rrel} Y_X}{S_{Fmin}}$$

ed è funzione della tensione limite di fatica del materiale σ_{Flim} , del fattore di sicurezza minimo alla flessione S_{Fmin} e di una serie di coefficienti relativi alla fatica che correggono il limite di fatica del materiale.

I coefficienti utilizzati per effettuare la verifica e le rispettive modalità di calcolo sono:

- Fattore d'angolo d'elica Y_β

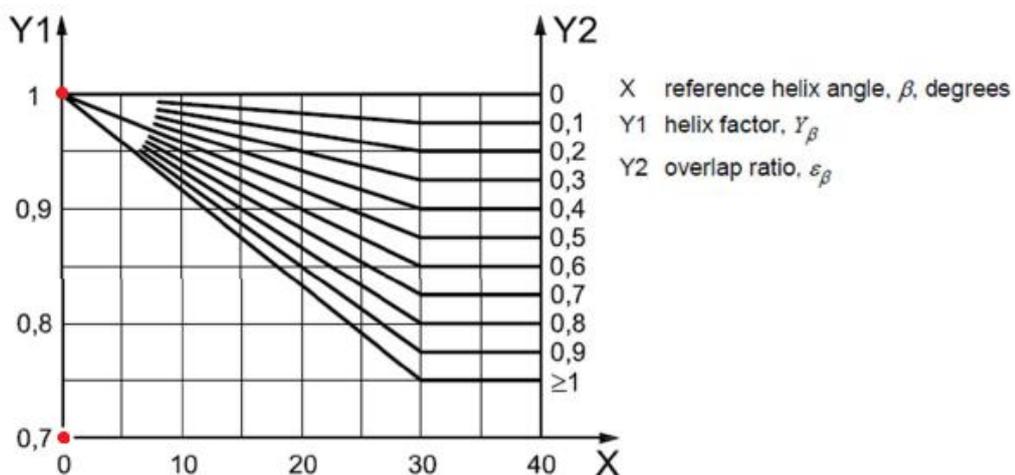


Figura 6.4.1 – Fattore di angolo d'elica

$$Y_\beta = 1$$

- Fattore di forma Y_F e fattore di correzione della tensione Y_S

$$Y_F Y_S = Y_{LW}$$

$$\text{Pignone } Y_F Y_S = Y_{LW} = 3,18$$

$$\text{Corona dentata } Y_F Y_S = Y_{LW} = 2,12$$

- Fattore di spessore del pignone Y_B

Il pignone ha una dentatura esterna.

$$s_R = r_{f1} - R_{i1} = 7,5 \text{ mm}$$

$$s_R/h = 1,66 \text{ mm}$$

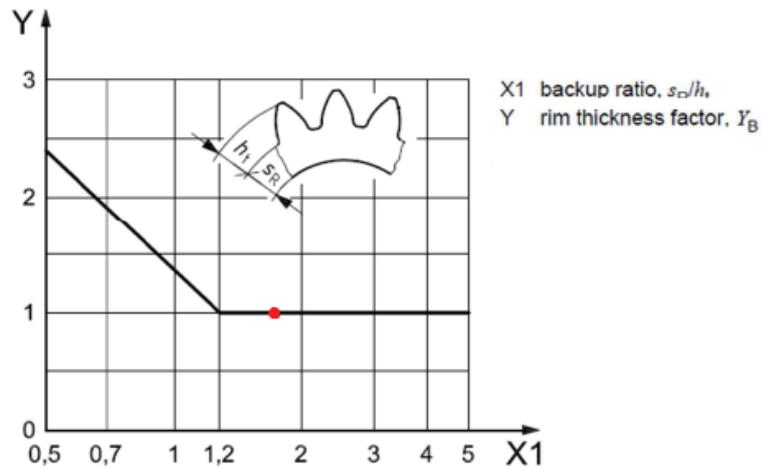


Figura 6.4.2 – Fattore di spessore per ruote con dentatura esterna

$$Y_B = 1$$

- Fattore di spessore della corona dentata Y_B

La corona dentata ha una dentatura interna.

$$s_R = R_{E2} - r_{f2} = 20,5 \text{ mm}$$

$$s_R/m = 10,25 \text{ mm}$$

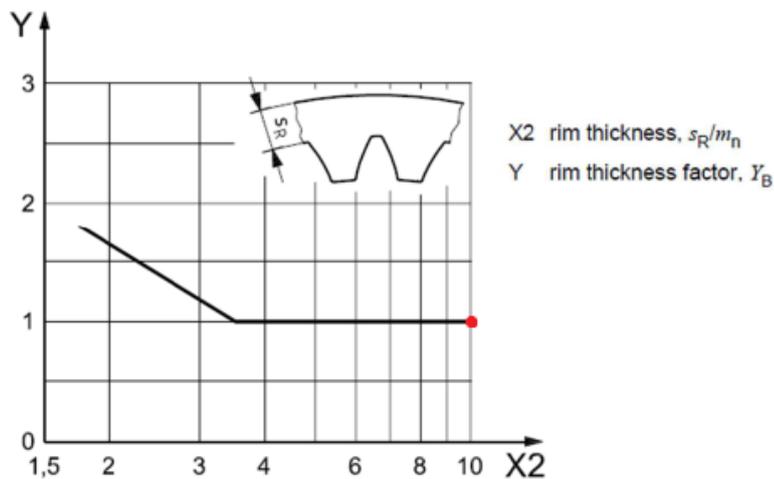


Figura 6.4.3 – Fattore di spessore per ruote con dentatura interna

$$Y_B = 1$$

- Fattore di profondità del dente Y_{DT}

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{t1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{t2}^2 - r_{b2}^2} - (r_{p1} + r_{p2}) * \text{sen}(\alpha)}{p * \text{cos}(\alpha)} = 1,17$$

dove p è il passo ed è pari a 6,28 mm.

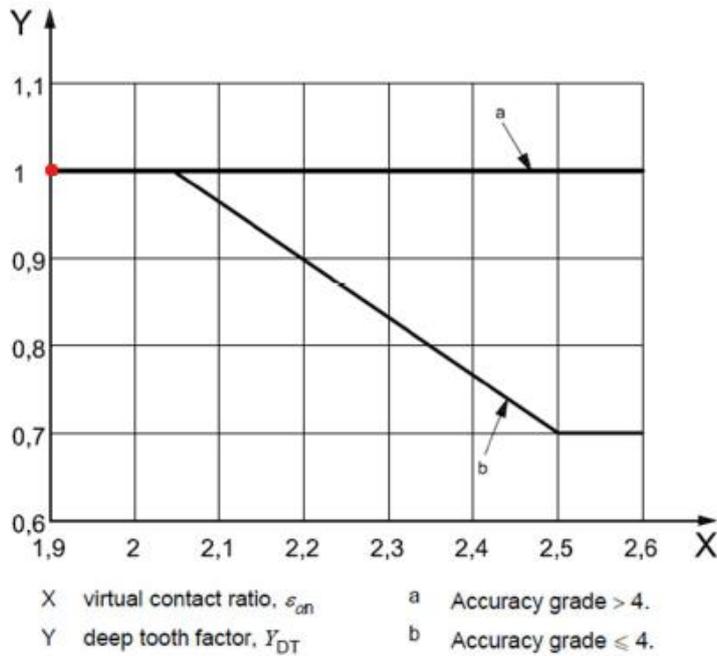


Figura 6.4.4 – Fattore di profondità del dente

$$Y_{DT} = 1$$

- Fattore di applicazione del carico K_A

Working characteristic of driving machine	Working characteristic of driven machine			
	Uniform	Light shocks	Moderate shocks	Heavy shocks
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Light shocks	1.10	1.35	1.60	1.85
Moderate shocks	1.25	1.50	1.75	2.00
Heavy shocks	1.50	1.75	2.00	≥ 2.25

Tabella 6.4.3 – Fattore di applicazione del carico

$$K_A = 2$$

- Fattore dinamico K_V

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{\frac{K_A T}{b}} + K_2 \right) \frac{v z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}}$$

Velocità tangenziale in corrispondenza del diametro primitivo $v = 0,03 \text{ m/s}$

$$\frac{v z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}} = 0,0056 < 0,2$$

$$K_3 = 2$$

$K_A T/b = 65,78 \text{ N/mm}$ quindi si utilizza $K_A T/b = 100 \text{ N/mm}$

	K_1 Accuracy grades as specified in ISO 1328-1										K_2 All accuracy grades
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Helical gears	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7

Tabella 6.4.4 – Fattori K_1 e K_2

$$K_V = 1,0032$$

- Fattore di distribuzione superficiale del carico $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = 1$$

- Fattore di distribuzione trasversale del carico $K_{F\alpha}$

$$K_{F\alpha} = 1$$

- Fattore di durata per fatica a flessione Y_{NT}

Il fattore di durata per fatica a flessione Y_{NT} è tabulato in funzione della tipologia di materiale e del numero di cicli di carico. Poiché il caso di studio è prevalentemente statico, si ha che:

$$Y_{NT} = 2,5$$

- Fattore di correzione della tensione Y_{ST}

$$Y_{ST} = 2$$

- Fattore di sensibilità all'intaglio $Y_{\delta rel}$

Applicando l'ipotesi di ruote tecnologicamente perfette:

$$Y_{\delta rel} = 1$$

- Fattore di finitura superficiale Y_{Rrel}

$$Y_{Rrel} = 1,1$$

- Fattore di dimensione Y_x

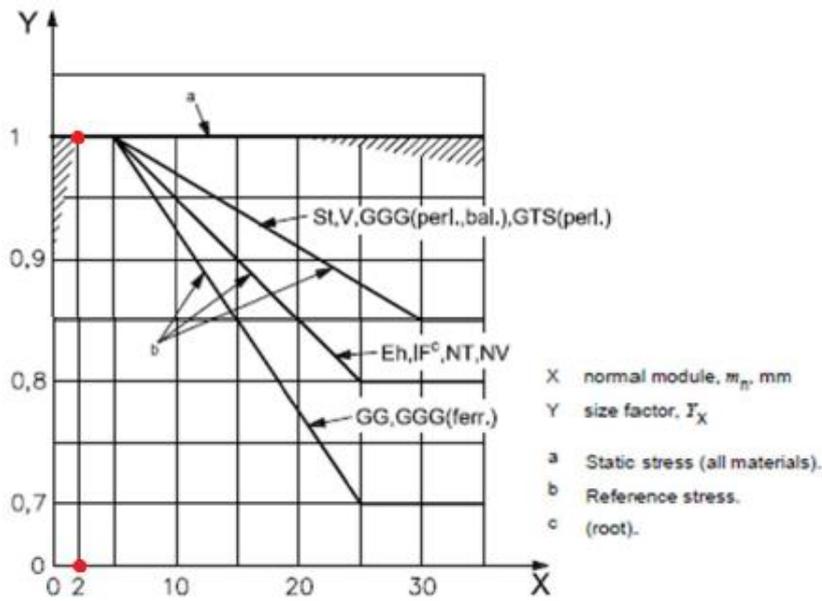


Figura 6.4.5 – Fattore di dimensione

$$Y_x = 1$$

- La tensione nominale σ_{Flim}

La tensione nominale σ_{Flim} si calcola utilizzando la seguente formula:

$$\sigma_{Flim} = A x + B$$

dove x è la durezza superficiale, pari a 560 HV, mentre A e B sono delle costanti che vengono ricavate dalla tabella 6.4.5.

$$A = 0,271$$

$$B = 237$$

$$\sigma_{Flim} = 282,3 \text{ MPa}$$

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness	
41	Case hardened wrought steels ^c	contact		Eh	9	ML	0,000	1 300	HV	600	800	
42						MQ	0,000	1 500		660	800	
43						ME	0,000	1 650		660	800	
44		bending		core hardness: ≥ 25 HRC, lower ≥ 25 HRC, upper ≥ 30 HRC	Eh	10	ML	0,000	312	HV	600	800
45							MQ	0,000	425		660	800
46								0,000	461		660	800
47								0,000	500		660	800
48							ME	0,000	525		660	800
49	Flame or induction hardened wrought and cast steels	contact		IF	11	ML	0,740	602	HV	485	615	
50						MQ	0,541	882		500	615	
51						ME	0,505	1 013		500	615	
52		bending			IF	12	ML	0,305	76	HV	485	615
53							MQ	0,138	290		500	570
54								0,000	369		570	615
55							ME	0,271	237		500	615

Tabella 6.4.5 – Costanti A e B per la flessione

I risultati ottenuti si riportano nella seguente tabella 6.4.6, dalla quale si evince che è verificata la resistenza a fatica per flessione. Inoltre si riporta il valore del coefficiente di sicurezza.

	σ_{F0} [MPa]	σ_F [MPa]	σ_{Flim} [MPa]	S_{Fmin}	σ_{FP} [MPa]
PIGNONE	52,3	105	282,3	14	110,8
CORONA DENTATA	34,8	70	282,3	14	110,8

Tabella 6.4.6 – Valori ottenuti dalla verifica di resistenza a fatica per flessione

6.4.4. VERIFICA DI RESISTENZA AL PITTING

Per quanto riguarda il calcolo a fatica per contatto hertziano ripetuto (pitting) la normativa UNI 8862 (1987) fa riferimento alla condizione di resistenza a rottura del dente tramite la relazione:

$$\sigma_H < \sigma_{HP}$$

dove σ_H è la pressione di contatto che si ottiene attraverso le seguenti formule:

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{T}{d_{p1}} \frac{i+1}{b i}}$$

ed è una tensione che dipende dalla forza tangenziale T , dalla larghezza di fascia b , dal rapporto di trasmissione i , dal diametro primitivo della ruota più piccola d_{p1} e da una serie di parametri relativi all'ingranaggio ed al funzionamento. La tensione σ_{H1} è quella utilizzata per il pignone mentre la σ_{H2} è utilizzata per la corona dentata. La tensione σ_{HP} è detta pressione di contatto ammissibile ed è calcolata nel seguente modo:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_X Z_W$$

ed è funzione della pressione limite base di fatica di superficie σ_{Hlim} , del fattore di sicurezza minimo al pitting S_{Hmin} e di alcuni fattori relativi alla fatica.

I coefficienti necessari ad effettuare la verifica e le rispettive modalità di calcolo sono:

- Fattore di elasticità del materiale Z_E

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} = 191,64 \sqrt{MPa}$$

- Fattore di zona Z_H

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos(\alpha) \sin(\alpha)}} = 2,5$$

- Fattore di angolo d'elica Z_β

$$Z_\beta = 1$$

- Fattore del rapporto di condotta Z_ε

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon}{3}} = 1,15$$

- Fattore di contatto per il pignone Z_B e per la corona Z_D

Nel caso di trasmissioni industriali: $Z_B = 1$ e $Z_D = 1$

- Fattore di distribuzione superficiale del carico $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta} = 1$$

- Fattore di distribuzione trasversale del carico $K_{H\alpha}$

$$K_{H\alpha} = 1$$

- Fattore di durata Z_{NT}

Il fattore di durata Z_{NT} è tabulato in funzione della tipologia di materiale e del numero di cicli di carico. Poiché il caso di studio è prevalentemente statico, si ha che:

$$Z_{NT} = 1,6$$

- Fattore di lubrificazione Z_L

$$Z_L = 1$$

- Fattore di velocità Z_V

Il fattore di velocità Z_V è stato ricavato dal seguente grafico 6.4.6 in funzione della σ_{Hlim} e della velocità tangenziale che si ha in corrisponde dal diametro primitivo v .

$$v = n_1 r_{p1} = 0,03 \text{ m/s}$$

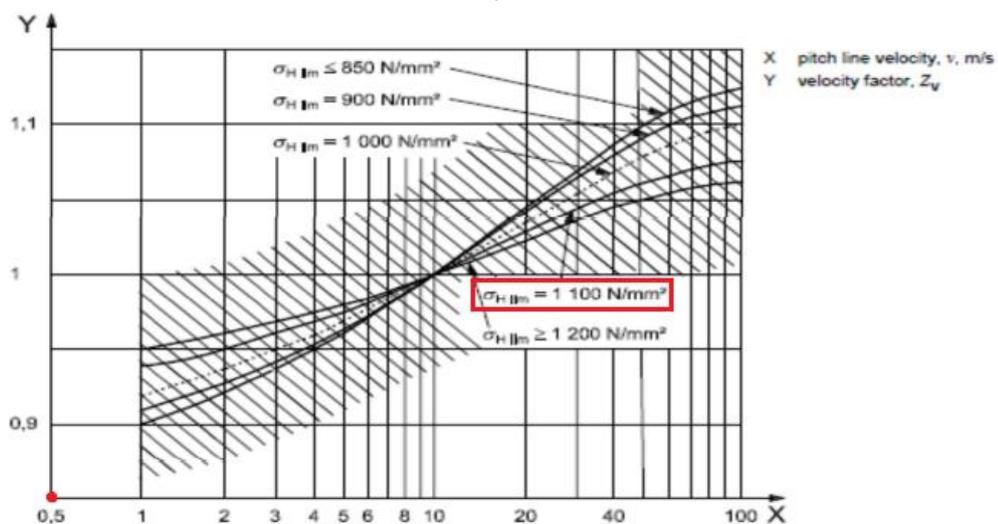


Figura 6.4.6 – Fattore di velocità

$$Z_V = 0,94$$

- Fattore di finitura superficiale Z_R

$$Z_R = 1,1$$

- Fattore di incrudimento Z_W

$$Z_W = 1$$

- Fattore di dimensione Z_X

$$Z_X = 1$$

- La tensione nominale σ_{Hlim}

La tensione nominale σ_{Hlim} si calcola utilizzando la seguente formula:

$$\sigma_{Hlim} = A x + B$$

dove x è la durezza superficiale, pari a 560 HV, mentre A e B sono delle costanti che vengono ricavate dalla tabella 6.4.7.

$$A = 0,505$$

$$B = 1013$$

$$\sigma_{Hlim} = 1097,3 \text{ MPa}$$

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness
41	Case hardened wrought steels ^c	contact		Eh	9	ML	0,000	1 300	HV	600	800
42						MQ	0,000	1 500		660	800
43						ME	0,000	1 650		660	800
44		bending	core hardness: ≥ 25 HRC, lower ≥ 25 HRC, upper ≥ 30 HRC	Eh	10	ML	0,000	312	HV	600	800
45						MQ	0,000	425		660	800
46							0,000	461		660	800
47							0,000	500		660	800
48						ME	0,000	525		660	800
49	Flame or induction hardened wrought and cast steels	contact		IF	11	ML	0,740	602	HV	485	615
50						MQ	0,541	882		500	615
51						ME	0,505	1 013		500	615
52		bending		IF	12	ML	0,305	76	HV	485	615
53						MQ	0,138	290		500	570
54							0,000	369		570	615
55						ME	0,271	237	500	615	

Tabella 6.4.7 – Costanti A e B per il contatto hertziano

I risultati ottenuti si riportano nella seguente tabella 6.4.8, dalla quale si evince che è stata verificata la resistenza al pitting. Inoltre si riporta il valore del coefficiente di sicurezza.

	σ_{H0} [MPa]	σ_{H1} [MPa]	σ_{H2} [MPa]	σ_{Hlim} [MPa]	S_{Fmin}	σ_{HP} [MPa]
PIGNONE	537,4	761,3	-	1097,3	2	907,7
CORONA DENTATA	537,4	-	761,3	1097,3	2	907,7

Tabella 6.4.8 – Valori ottenuti dalla verifica di resistenza al pitting

6.5. RUOTA MOTRICE E CONDOTTA DA CATALOGO

Durante lo studio effettuato per il dimensionamento del sistema di trasmissione del moto si sono tenuti in considerazione diversi aspetti, tra i quali non solo la verifica di resistenza a rottura o il rispetto dei vincoli imposti sugli ingombri ma anche la fase di montaggio e l'eventuale costo dei singoli componenti.

Uno degli obiettivi più importanti di cui si è dovuto tener conto in fase di progettazione era quello di dimensionare delle ruote standard che fossero presenti in commercio, al fine di evitare di utilizzare un prodotto specifico appositamente realizzato e quindi più costoso. L'utilizzo di ruote dentate realizzate su misura risulta infatti più dispendioso rispetto all'impiego di ruote standard già presenti sui cataloghi delle aziende produttrici di ingranaggi. Per tale motivo, la scelta delle dimensioni di questi componenti si è svolta in parallelo ad una ricerca di ruote dentate presenti in commercio. Le aziende che si occupano della produzione di ruote dentate sono molteplici, ognuna delle quali propone un prodotto con determinate proprietà e caratteristiche ad un certo costo.

Entrambe le ruote motrice e condotta sono state trovate sui cataloghi di diverse aziende produttrici. La ricerca della corona dentata ha incontrato delle difficoltà, in quanto è inusuale che venga prodotta una ruota con dentatura interna e con numero di denti pari a 200 che presenti un modulo piccolo come quello scelto, pari a 2 mm; questo perché all'aumentare del numero di denti, aumentano le dimensioni e quindi ad un elevato valore del numero di denti si associa un valore più elevato del modulo. Nel caso della corona dentata viene indicato, sul catalogo del prodotto scelto, solamente il materiale C45 senza specifiche indicazioni riguardo eventuali trattamenti superficiali.

Per quel che riguarda la ruota motrice, è stato trovato in commercio un pignone delle dimensioni adatte che presenta un mozzo, come mostrato in figura 6.6. La lunghezza complessiva della ruota e del mozzo non risulta superiore a quella dell'albero motore e perciò la presenza del mozzo non rappresenta un problema.

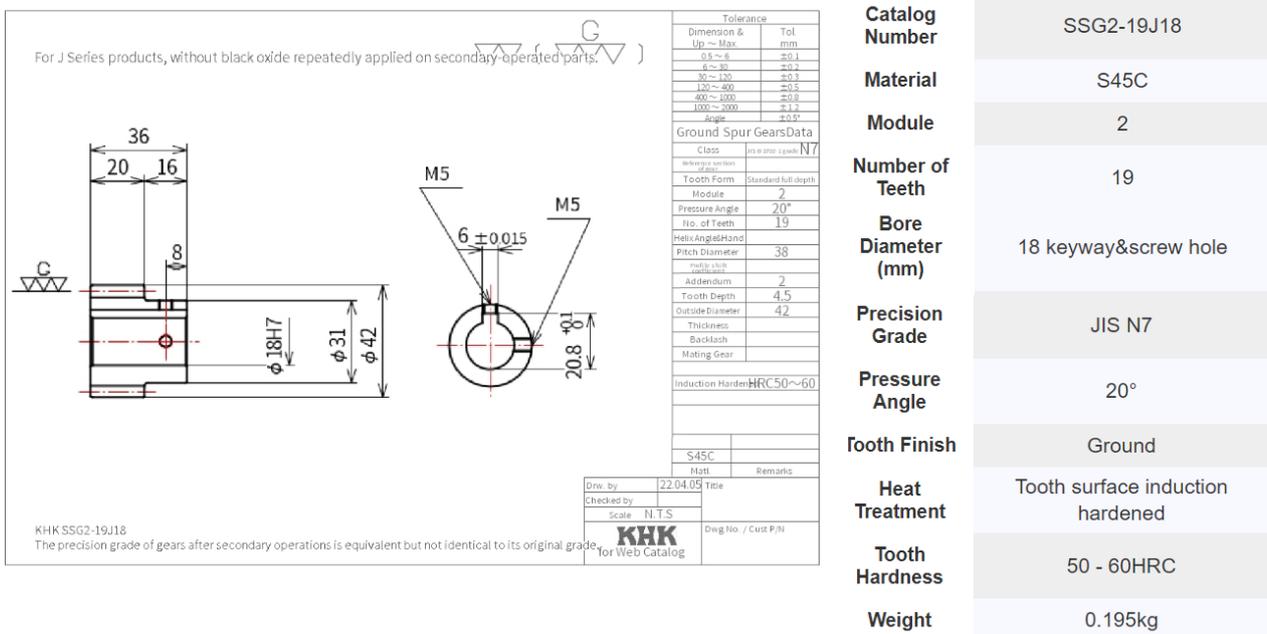


Figura 6.6 – Catalogo disegno 2D e dati pignone

Si vuole sottolineare come la scelta delle dimensioni degli ingranaggi risulti essere flessibile e che esse potrebbe comunque essere variate entro certi limiti allo scopo di ottenere un sistema di riduzione del moto il più economico possibile.

Di seguito si riporta nella tabella 6.6 alcuni dati dei quali bisognerebbe tener conto durante un'eventuale e successiva variazione delle caratteristiche geometriche e di funzionamento del motoriduttore progettato, che potrebbero essere modificate purché si rispettino i vincoli imposti sull'ingombro radiale massimo e sulla massima e minima velocità di rotazione in uscita.

Ingombro radiale del riduttore	D_{E2}	446	mm
Ingombro massimo radiale per il riduttore	D_{MAX}	600	mm
Velocità di rotazione della pedana	v_u	1,424	rpm
Velocità di rotazione minima della pedana	v_{uMIN}	1,2	rpm
Velocità di rotazione massima della pedana	v_{uMAX}	2	rpm
Rapporto di trasmissione	i	10,5	
Rapporto di trasmissione minimo	i_{MIN}	7,5	
Rapporto di trasmissione massimo	i_{MAX}	12,5	

Tabella 6.6 – Valori massimi e minimi su ingombro e velocità di rotazione

6.6 MOTORIDUTTORE DI SERIE

Le applicazioni dei riduttori di velocità possono riguardare casi particolari nei quali è conveniente effettuare un progetto ad hoc cercando la soluzione ottimale di un problema ben circoscritto. D'altro canto, è molto frequente che per le applicazioni più varie si scelga un riduttore *di serie*, disponibile sul mercato e compreso nei cataloghi dei costruttori.

In questo caso, il sistema per la trasmissione del moto è stato sviluppato in maniera specifica in funzione delle caratteristiche della struttura rotante. Nonostante ciò, non si esclude che il sistema progettato, costituito dalle ruote dentate, dagli alberi e dal cuscinetto, possa essere sostituito con un motoriduttore di serie con tavola rotante, come quelli mostrati in figura 6.7.

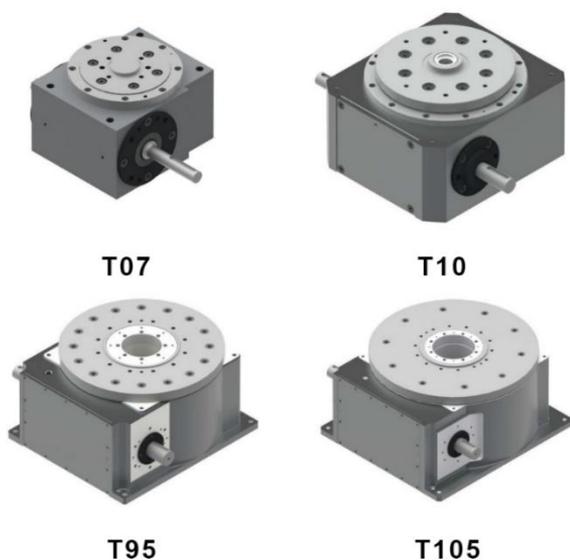


Figura 6.7 – Esempi di motoriduttori con tavola rotante AUTOROTOR

Nel caso di motoriduttori di serie, data la molteplice varietà delle applicazioni, esistono molte alternative di montaggio e combinazione fra i diversi tipi di ingranaggi e motori e c'è la possibilità di corredare il sistema con ulteriori elementi di trasmissione, quali freni e variatori di velocità. Ovviamente non è possibile disporre di un motoriduttore di serie con qualunque potenza desiderata e quindi questi sistemi vengono costruiti scaglionando la potenza in valori discreti.

La tavola rotante è un'unità meccanica ad assi ortogonali, in cui la rotazione continua impressa all'albero d'ingresso viene trasformata in rotazione intermittente al disco di uscita. Un'evoluzione della tavola rotante è l'anello rotante, un dispositivo che trasforma il moto rotatorio continuo in entrata, in moto rotatorio intermittente in uscita. La sostanziale differenza tra tavola e anello rotante è che per la seconda la parte in rotazione non è il disco ma la corona. Questo tipo di sistemi viene progettato appositamente per movimentare parti impegnative per massa ed inerzia e la forma compatta ne permette l'utilizzo per svariate applicazioni. Esistono differenti modelli di diverse dimensioni e per ciascun modello è possibile la soluzione con sosta indicizzata oppure a rotazione continua programmabile. Una tavola rotante quindi si presterebbe bene al caso della struttura rotante con pedana per l'alloggiamento dei monopattini.

La decisione di utilizzare un motoriduttore di serie dotato di tavola rotante piuttosto che un sistema di riduzione del moto realizzato ad hoc si baserebbe su svariate considerazioni, tra cui il rispetto dei vincoli imposti sulle dimensioni massime in senso radiale e assiale, la semplicità di montaggio e di manutenzione, il costo.

7. L'ANALISI FEM DEL DENTE DEL PIGNONE

Le ruote dentate rappresentano i componenti più critici di un sistema per la trasmissione meccanica del moto. Durante l'ingranamento di due ruote dentate, i denti a contatto sono soggetti a due tipologie di sollecitazione: una tensione di flessione ed una tensione dovuta al contatto Hertziano, che possono portare alla rottura del dente. In fase di progettazione, è necessario dimensionare correttamente gli ingranaggi in modo che siano in grado di resistere ad entrambi i meccanismi di rottura.

Il dimensionamento e la verifica di resistenza di una ruota dentata si esegue analiticamente ma il calcolo richiede l'assunzione di una serie di ipotesi semplificative. Per tale motivo, allo studio analitico del problema solitamente si associa un'analisi numerica, in questo caso uno studio agli elementi finiti.

In questo caso, attraverso lo studio agli elementi finiti del dente della ruota motrice del sistema di trasmissione in esame, è stata calcolata la tensione statica di flessione che si genera all'interno del materiale durante l'ingranamento.

L'obiettivo di quest'analisi, più che di riuscire effettivamente a verificare la resistenza del dente, era quello di avere l'opportunità di migliorare l'utilizzo del software per lo studio agli elementi finiti, in quanto il valore della tensione del dente valutato attraverso il metodo degli elementi finiti poteva essere affiancato a quello ottenuto tramite il calcolo analitico. Più nello specifico, si è proceduto alla costruzione di un modello FEM che fosse il più possibile simile a quello della teoria di Lewis, in modo che il confronto delle tensioni calcolate con entrambi i metodi permettesse di verificare la corretta esecuzione della simulazione FEM (costruzione del modello, applicazione di vincoli e carichi, analisi dei risultati).

Al contrario, se lo scopo fosse stato la verifica dell'effettiva resistenza strutturale del dente, si sarebbe dovuto procedere in maniera differente e realizzare un modello che rispecchiasse il problema reale e non che rispettasse le ipotesi della teoria di Lewis. In questo caso si sarebbe dovuto tener conto dell'intaglio presente al piede del dente, che costituisce la criticità più grave per la resistenza a rottura.

In questo modo, è stato possibile gettare le basi per un successivo studio agli elementi finiti della pedana e di altri elementi componenti la struttura per l'alloggiamento dei monopattini. Così come fatto per il dente della ruota motrice, anche nel caso della pedana i risultati ottenuti attraverso il metodo degli elementi finiti verranno affiancati a quelli ottenuti attraverso un calcolo analitico (la pedana è stata studiata come una piastra circolare assialsimmetrica).

7.1. IL METODO DEGLI ELEMENTI FINITI

Il metodo degli elementi finiti è un metodo per la risoluzione numerica di un'equazione differenziale, sia essa alle derivate totali o parziali. Più precisamente, si tratta di un metodo per approssimare un'equazione differenziale con un sistema di equazioni algebriche.

Lo studio di problemi fisici reali risulta problematico a causa delle complesse proprietà dei materiali, condizioni di carico e condizioni al contorno. Per tale motivo, è necessario introdurre ipotesi e idealizzazioni necessarie per rendere il problema matematicamente più facile ma ancora in grado di fornire soluzioni soddisfacenti che si avvicinino alla realtà. Il legame tra il reale sistema fisico e la soluzione matematica è fornito dal modello matematico del sistema idealizzato, che include tutte le ipotesi ritenute significative per il sistema reale.

Lo studio di un sistema continuo presenta un numero infinito di incognite. La procedura di discretizzazione agli elementi finiti permette di ottenere un problema con un numero finito di incognite, suddividendo il dominio in elementi finiti. Il continuo è, quindi, diviso in un numero finito di elementi, che hanno dimensioni finite e un numero finito di gradi di libertà. Si assume che questi elementi siano collegati tra loro solo attraverso i punti nodali. Infatti, gli elementi sono definiti da un numero limitato di punti, chiamati nodi, posti sul contorno o anche all'interno degli elementi. L'accuratezza della soluzione aumenta all'aumentare del

numero di elementi. D'altra parte, un eccessivo numero di elementi rende complesso il modello e lunghi i tempi di analisi. Per questi motivi, è importante scegliere in maniera ottimale in numero di elementi in cui dividere la struttura.

Il metodo degli elementi finiti è spesso usato per effettuare l'analisi dello stato di tensione di un corpo elastico, soprattutto nel caso in cui la geometria del corpo risulti complessa, come nel caso di ruote dentate.

7.2. DATI DAL CALCOLO ANALITICO

Come descritto in precedenza, la verifica statica a flessione del dente è stata effettuata utilizzando la teoria di Lewis. Nel calcolo a flessione secondo il metodo di Lewis, il dente è studiato come una mensola incastrata in corrispondenza della circonferenza di base e sollecitata da una forza applicata alla punta del dente. Il calcolo della tensione di flessione di Lewis prevede una serie di ipotesi che permettono la semplificazione del problema.

Si riassumono nel seguito le ipotesi che stanno alla base di questa teoria:

- il dente è sollecitato dalla forza F complessiva agente sulla punta del dente stesso
- è presente una sola coppia di denti in presa
- la componente della forza F che determina la flessione sul dente è l'unica considerata ed è presa di valore uguale alla forza tangenziale T sulla primitiva, come mostrato in figura 7.1
- la componente della forza F che determina uno sforzo di compressione sul dente è trascurata

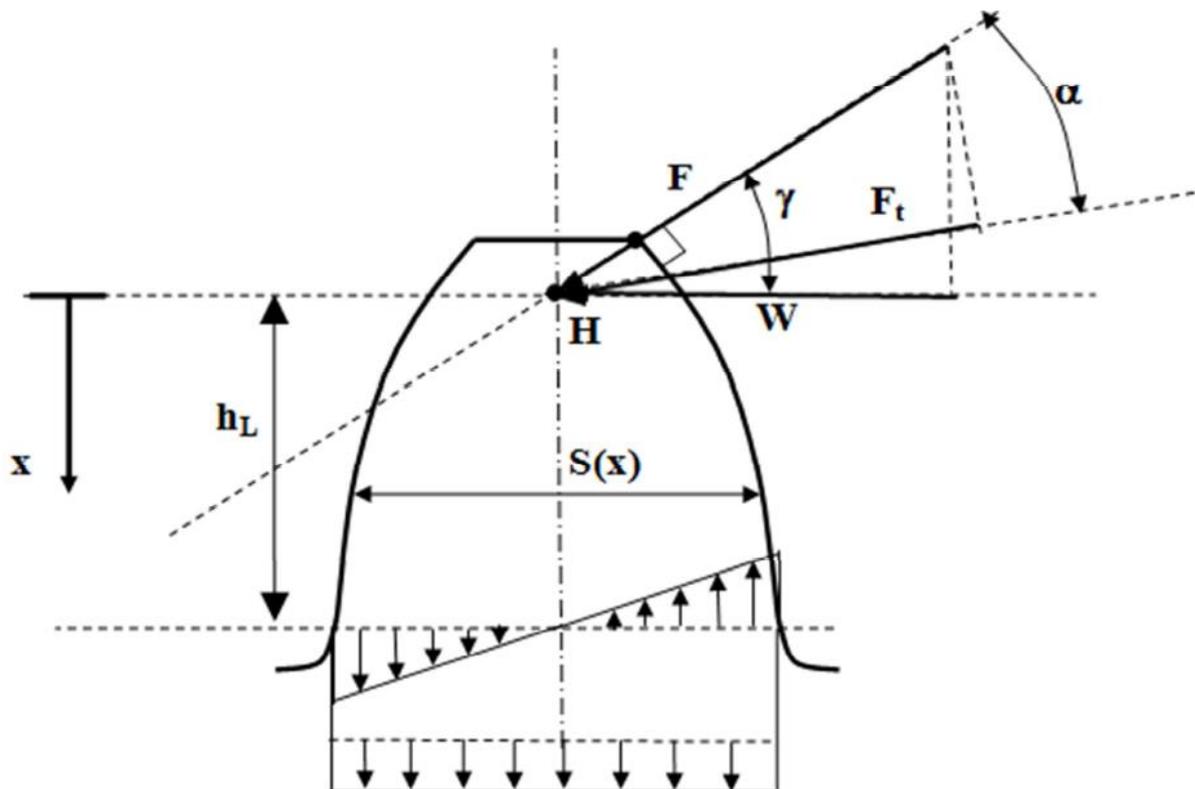


Figura 7.1– Forza applicata in punta al dente

Si riportano nella tabella 7.1 i dati utilizzati per il calcolo analitico secondo la teoria di Lewis, la tensione di flessione di Lewis così ottenuta, la tensione ammissibile del materiale e altre grandezze (derivanti dal precedente calcolo di dimensionamento delle ruote) che sono state successivamente utilizzate per la costruzione del modello FEM.

Numero di denti della ruota motrice	z_1	19	
Larghezza di fascia	b	20	mm
Diametro primitivo	d_p	38	mm
Dedendum	d	2,5	mm
Forza tangenziale	T	658	N
Tensione di flessione di Lewis	σ_{Lw}	52,3	MPa
Carico di snervamento del materiale	R_{p02}	343	MPa
Coefficiente di sicurezza	CS	6	
Tensione ammissibile del materiale	σ_{amm}	57,2	MPa

Tabella 7.1 – Dati dal calcolo analitico e grandezze usate per il calcolo FEM

7.3. COSTRUZIONE DEL MODELLO

Per poter effettuare lo studio agli elementi finiti, si è resa necessaria la costruzione del modello CAD della ruota dentata motrice. Il disegno CAD 3D è stato realizzato su NX 18, utilizzando il GC Toolkit, uno strumento apposito per la costruzione di ruote dentate.

Per l'analisi agli elementi finiti si è preferito studiare un sistema costituito da tre denti del pignone, mostrato in figura 7.2, piuttosto che il pignone stesso, in quanto l'analisi statica a flessione serviva per verificare la resistenza del singolo dente in presa. In questo modo il sistema analizzato risultava più piccolo e geometricamente meno complesso, il che ha permesso di utilizzare una mesh abbastanza fitta senza che i tempi di calcolo fossero eccessivamente lunghi.

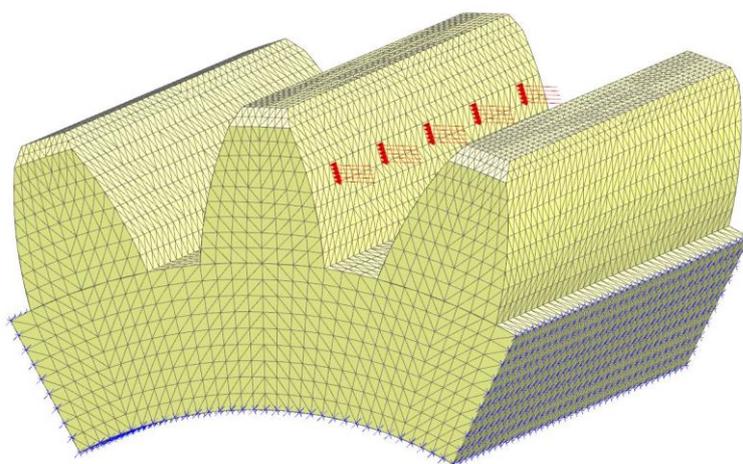


Figura 7.2 – Modello 3D del pignone

Successivamente, si è scelto il materiale del sistema. Il materiale del pignone è un acciaio C45 bonificato, indurito superficialmente tramite tempra a induzione. Per assegnare il materiale al sistema, sono state inserite nel software alcune proprietà dell'acciaio C45, riportate in tabella 7.2.

Densità	ρ	7850	kg / m ³
Modulo elastico	E	210000	MPa
Coefficiente di Poisson	ν	0,3	
Carico di snervamento del materiale	R _{p02}	343	MPa

Tabella 7.2 – Proprietà dell'acciaio C45

Si è quindi proceduto alla generazione della mesh, per la quale sono stati utilizzati elementi *3D TETRAHEDRAL CTETRA (4)*.

L'ultima fase della costruzione del modello ha riguardato l'applicazione del carico e dei vincoli. Il componente, costituito dai tre denti del pignone, è stato vincolato sia in corrispondenza della superficie inferiore che in corrispondenza delle superfici laterali, come mostrato in figura 7.2. Secondo la teoria di Lewis, il dente è studiato come una trave incastrata alla circonferenza di base, per tale motivo si è scelto di imporre il vincolo di incastro in corrispondenza della superficie inferiore. Oltre al vincolo di incastro, sono stati imposti i cosiddetti vincoli di simmetria sulle superfici laterali, necessari a simulare la porzione di materiale mancante. Il carico è stato posto in corrispondenza del diametro primitivo del pignone, su una superficie di altezza 0,6 mm e larghezza 20 mm, pari alla larghezza di fascia della ruota. La forza agente su questa superficie è stata scelta uguale, in modulo, direzione e verso, a quella tangenziale calcolata per il dimensionamento delle ruote. Volendo considerare il caso più grave, si è preferito considerare solamente la forza tangenziale e trascurare quella radiale, in quanto la forza radiale che si genera durante il contatto dei denti è diretta verso il centro della ruota, e quindi determina uno sforzo di compressione che rallenta la frattura per flessione.

7.4. ANALISI DEI RISULTATI

Una volta realizzato il modello numerico, così come descritto precedentemente, si è proceduto con la valutazione delle tensioni massime e dello spostamento massimo del dente.

Un qualsiasi sistema si deforma sotto l'effetto di forze esterne. Una volta vincolato, il sistema è sottoposto anche a delle forze interne, le reazioni vincolari, che bloccano le deformazioni. Più precisamente, la presenza di forze interne vincolari porta alla nascita di tensioni interne che contrastano le deformazioni. Alla situazione di sollecitazione si oppone uno stato di tensione interna.

Per questo motivo ci si aspetta che la sezione più sollecitata, ovvero quella dove si sviluppa la tensione maggiore, sia quella in corrispondenza del piede del dente, ossia dove il sistema è incastrato, e che il massimo spostamento in direzione tangenziale (la freccia massima) si abbia in corrispondenza della circonferenza di testa dove il sistema è libero di deformarsi.

In figura 7.3 si riporta l'andamento dello spostamento complessivo del dente quando è applicata la forza esterna. Lo spostamento massimo si ha in corrispondenza della circonferenza di testa, nella sezione più lontana dall'incastro, coerentemente a quanto ci si aspettava. Lo spostamento massimo risulta pari a 0,00137 mm e, quindi, molto piccolo rispetto alle dimensioni del dente.

Pignone_x_1_sim2 : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0, Max : 0.00136935, Units = mm
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

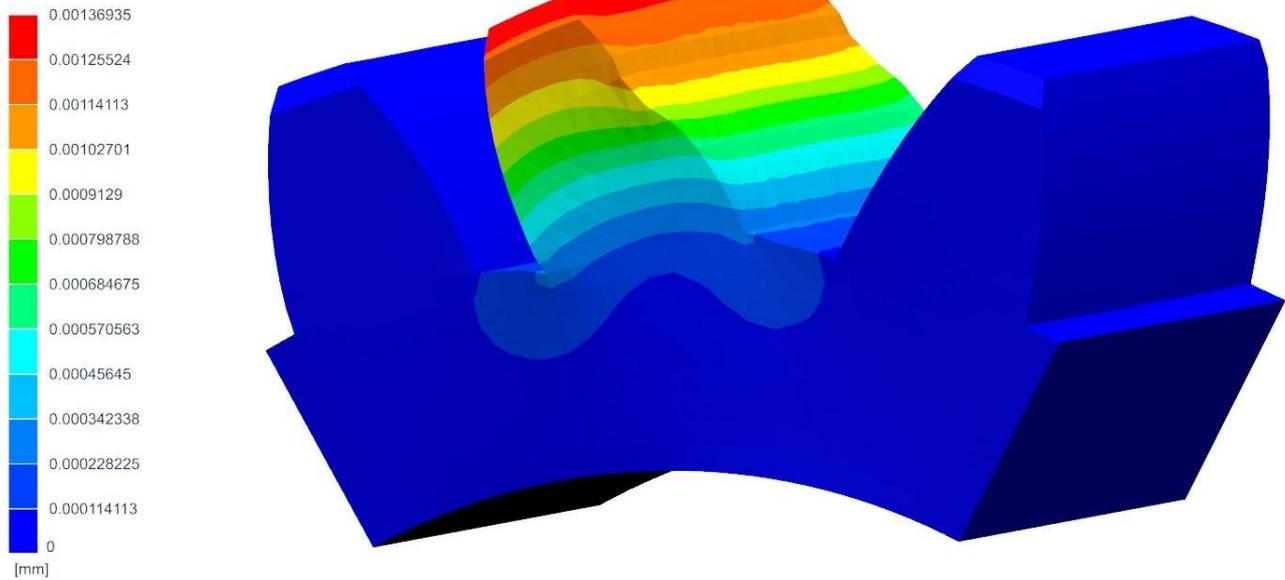


Figura 7.3 – Spostamento del dente

In figura 7.4 e in figura 7.5 si riportano rispettivamente la distribuzione di tensione normale di flessione σ_{YY} e la distribuzione di tensione equivalente calcolata utilizzando il criterio di Von Mises σ_{VM} .

Pignone_x_1_sim2 : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Elemental, YY
 Min : -46.68, Max : 54.98, Units = N/mm^2(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

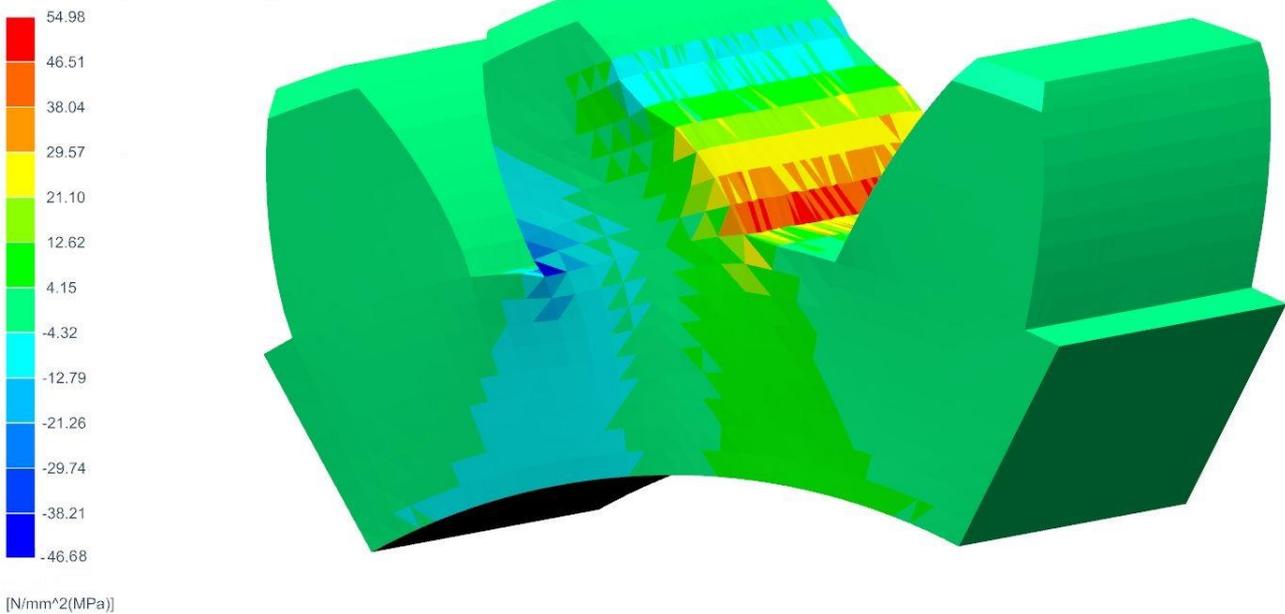


Figura 7.4 – Andamento della tensione normale di flessione σ_{YY}

Pignone_x_l_sim2 : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Elemental, Von-Mises
 Min : 0.00, Max : 45.45, Units = N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

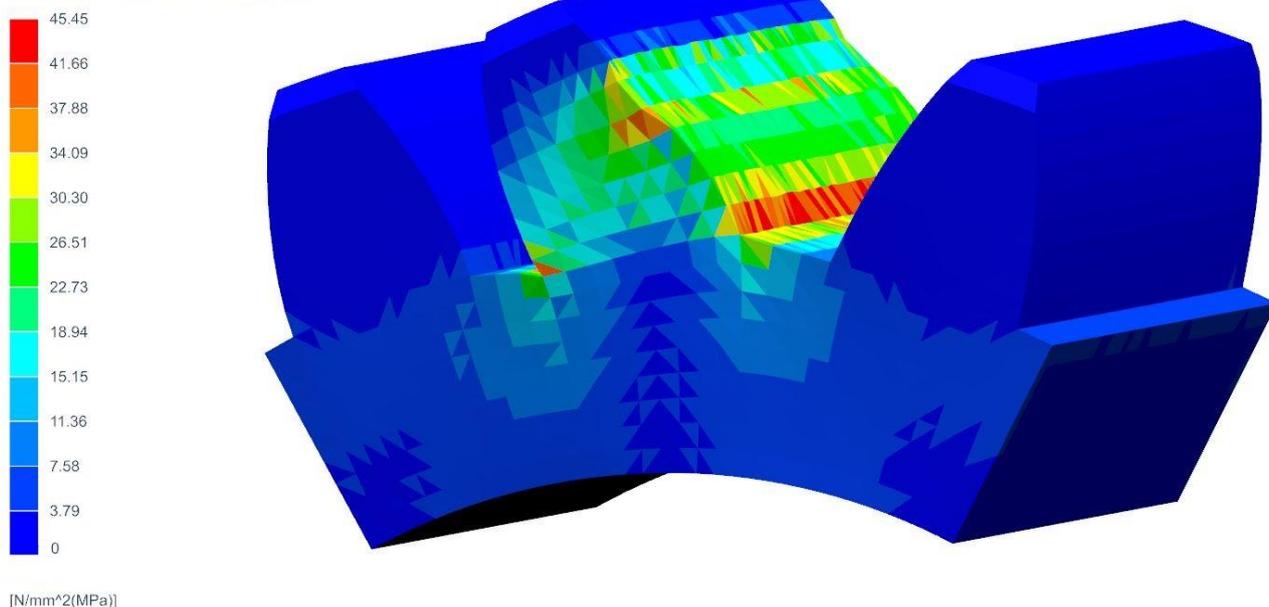


Figura 7.5 – Andamento della tensione equivalente di Von Mises σ_{VM}

Analizzando i risultati, si nota che la sezione più sollecitata è quella di incastro del dente, in corrispondenza della circonferenza di base, coerentemente a quanto ci si aspettava. I valori di tensione massima di flessione σ_{YY} e di tensione massima di Von Mises σ_{VM} sono quelli riportati nella tabella 7.3.

Tensione di Lewis ottenuta tramite il calcolo analitico	σ_{Lw}	52,3	MPa
Tensione massima di flessione ottenuta con l'analisi FEM	σ_{YY}	55	MPa
Tensione ammissibile del materiale	σ_{amm}	57,2	MPa
Tensione massima equivalente di Von Mises ottenuta con l'analisi FEM	σ_{VM}	45,4	MPa

Tabella 7.3 – Tensione di Lewis e tensione ammissibile

Dall'analisi dei risultati riportati in tabella 7.3 è possibile effettuare un confronto tra i dati ottenuti tramite lo studio agli elementi finiti e quelli derivanti dall'analisi teorica.

Innanzitutto, si evince che la tensione massima equivalente di Von Mises σ_{VM} calcolata tramite l'analisi agli elementi finiti risulta inferiore di quella ammissibile del materiale σ_{amm} . La tensione massima a cui viene sottoposto il componente rientra quindi nei limiti di sicurezza.

In secondo luogo, si può notare che il valore della tensione di Lewis σ_{Lw} calcolato analiticamente risulta essere simile alla tensione massima di flessione σ_{YY} ottenuta tramite la simulazione FEM. Si può quindi dedurre che il modello costruito è corretto, in quanto ciò che ci si aspettava era che le due tensioni sopra citate fossero il più simili possibile in valore.

8. VERIFICA RESISTENZA DELL'ALBERO MOTORE

L'albero motore è un componente estremamente importante in una trasmissione meccanica. Le ruote dentate realizzano la trasmissione di potenza attraverso lo scambio di forze tra denti in contatto e le spinte a cui sono sottoposte durante l'ingranamento si scaricano sugli alberi su cui esse sono montate.

In questo caso, noto in partenza il valore delle forze scambiate tra le ruote, è stata effettuata la verifica della resistenza strutturale dell'albero motore. Si vuole precisare che, così come solitamente avviene nelle trasmissioni industriali, il montaggio della ruota dentata motrice sull'albero di trasmissione primario è ottenuto attraverso un accoppiamento forzato (calettamento).

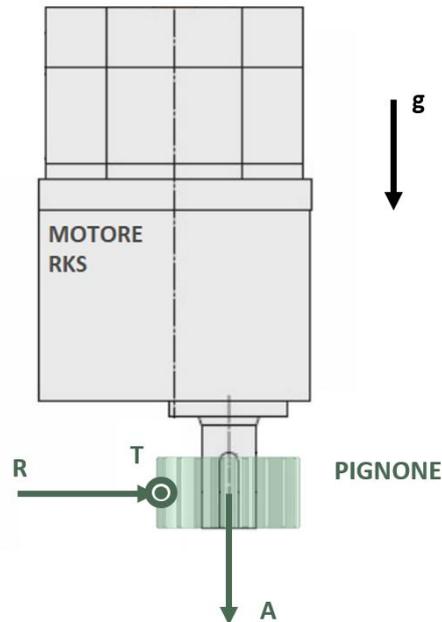


Figura 8.1 – Schema rappresentativo dei carichi agenti sull'albero motore

Le forze e i momenti a cui è soggetto l'albero motore, come illustrato in figura 8.1, sono:

- la forza assiale A diretta lungo l'asse dell'albero
- la forza radiale R diretta verso il centro della ruota e normale all'asse dell'albero
- forza tangenziale T diretta radialmente rispetto all'albero ed agente in un piano diverso rispetto alla forza R
- Il momento torcente $T \cdot r_{t1}$ generato dall'applicazione del carico T sul dente della ruota, dove r_{t1} è il raggio di testa della ruota motrice.

L'albero motore oggetto di questa analisi è un componente presente all'interno del pacchetto motore elettrico, il cui manuale fornisce delle semplici direttive da seguire per poterne effettuare la verifica di resistenza.

Nella sezione del manuale "*Orientalmotor Stepper Motor RKS*" sull'installazione e l'utilizzo del motore scelto viene indicato di verificare che il carico radiale e il carico assiale agenti sull'albero siano inferiori ad un limite massimo ammissibile. Nel caso in cui il sistema, costituito dall'albero e dai cuscinetti, fosse soggetto a dei cicli ripetuti di carico radiale o assiale il cui valore superi quello ammissibile si potrebbe avere cedimento dei componenti per fatica.

Il valore del carico massimo permesso è riportato in figura 8.2 in funzione della tipologia di motore. Il massimo carico radiale ammissibile è stato ricavato non solo in funzione della tipologia di motore ma anche in funzione della distanza presente tra la punta dell'albero motore e il punto di applicazione del carico radiale. Questa distanza è stata calcolata come:

$$D_c = (b/2)$$

dove b è la larghezza di fascia della ruote motrice.

Type	Motor model	Permissible radial load [N (lb.)]					Permissible axial load [N (lb.)]
		Distance from the tip of motor output shaft [mm (in.)]					
		0 (0)	5 (0.20)	10 (0.39)	15 (0.59)	20 (0.79)	
PS geared	PKE56	170 (38)	200 (45)	230 (51)	270 (60)	320 (72)	200 (45)
		200 (45)	220 (49)	260 (58)	310 (69)	370 (83)	
		220 (49)	250 (56)	290 (65)	350 (78)	410 (92)	
		300 (67)	340 (76)	400 (90)	470 (105)	560 (126)	
		340 (76)	380 (85)	450 (101)	530 (119)	630 (141)	
	PKE59	380 (85)	420 (94)	470 (105)	540 (121)	630 (141)	600 (135)
		430 (96)	470 (105)	530 (119)	610 (137)	710 (159)	
		480 (108)	530 (119)	590 (132)	680 (153)	790 (177)	
		650 (146)	720 (162)	810 (182)	920 (200)	1,070 (240)	
		730 (164)	810 (182)	910 (200)	1,040 (230)	1,210 (270)	
Harmonic geared	PKE543	180 (40)	220 (49)	270 (60)	360 (81)	510 (114)	220 (49)
	PKE564	320 (72)	370 (83)	440 (99)	550 (123)	720 (162)	450 (101)
	PKE596	1,090 (240)	1,150 (250)	1,230 (270)	1,310 (290)	1,410 (310)	1,300 (290)

Figura 8.2 – Carico massimo radiale e assiale ammissibili

Per quanto concerne il carico assiale, si può affermare che la ruota dentata motrice non scambia con la condotta una forza assiale durante l'ingranamento, in quanto sono state utilizzate ruote a denti dritti. L'unico carico agente in questa direzione è la forza peso P_p del pignone stesso, in quanto il motore è posizionato in modo che l'asse dell'albero sia concorde alla gravità. La forza peso del pignone risulta davvero molto piccola, come si evince dai dati riportati in tabella 8.1, e quindi inferiore al massimo carico assiale ammissibile, come mostrato in figura 8.3.

Per quanto riguarda il carico radiale, è stato verificato che il valore della forza F complessivamente scambiata dalle ruote dentate fosse inferiore del valore massimo ammissibile, poiché sia la forza R che la forza T agiscono in direzione perpendicolare all'asse dell'albero motore. La forza F , il cui valore è riportato in tabella 8.1, risulta inferiore al massimo carico radiale ammissibile, come mostrato in figura 8.3.

Forza tangenziale	T	658	N
Forza radiale	R	240	N
Forza complessiva trasmessa	F	700	N
Massa pignone	M_1	0,195	kg
Forza peso pignone	P_p	2	N
Distanza punta albero motore e punto applicazione carico	D_c	10	mm

Tabella 8.1 – Dati per la verifica della resistenza dell'albero motore

RADIALE	Permissible [N]	>	Trasmessa [N]	VERIFICATO!
	F_max		F	
	1230		700	
ASSIALE	Permissible [N]	>	Peso pignone [N]	VERIFICATO!
	A_max		P_p	
	1300		2	

Figura 8.3 – Verifica sul carico radiale e assiale

9. LO STUDIO DEI SUPPORTI

I supporti di una struttura meccanica sono componenti di elevata importanza per il sistema di trasmissione di potenza. Il supporto ha lo scopo di permettere la rotazione relativa di un componente rispetto ad un altro, evitando lo strisciamento relativo tra i due corpi grazie al rotolamento di corpi volventi (sfere, rulli) su apposite piste e ha l'ulteriore funzione di sopportare forze e momenti scambiati tra le parti collegate. Tramite questo componente avviene quindi il fissaggio e il supporto di alcuni organi che costituiscono una struttura. Per il caso della struttura di alloggiamento dei monopattini, sono state studiate due diverse alternative per la scelta del supporto.

La prima soluzione prevede l'utilizzo di una ralla di orientamento, un cuscinetto volvente di grandi dimensioni che può sopportare carichi elevati. In questo caso, la ralla non presenta un ingranaggio ed è stata utilizzata solamente come supporto, in quanto, a causa delle grandi dimensioni di questo componente, l'anello con dentatura presenta solitamente un modulo m minimo di 4 e ciò ha reso impossibile l'accoppiamento diretto con il pignone. La ralla di orientamento viene vincolata alla struttura di sostegno inferiore tramite una struttura di supporto appositamente dimensionata.

Nel secondo caso, il fissaggio e il supporto della struttura sono affidati ad un cuscinetto assiale orientabile a rulli e a delle ruote di sostegno. La scelta delle dimensioni del cuscinetto è stata influenzata dalle dimensioni di alcuni elementi della struttura di sostegno e della struttura per l'alloggiamento dei monopattini. Ad esempio, l'albero centrale d'appoggio del motore elettrico e della centralina rappresentava in vincolo sul diametro interno del cuscinetto.

Il progetto prevede l'utilizzo di ruote di supporto che vengono disposte in corrispondenza del bordo esterno della pedana circolare per il parcheggio dei monopattini e che hanno lo scopo di migliorare la stabilità e la resistenza della struttura. Si è scelto di utilizzare 8 ruote di supporto, sulle quali si poggia la pedana e che vengono fissate su una porzione anulare della struttura di sostegno inferiore, in una configurazione simile a quella mostrata in figura 9.1. Il sistema di vincolo delle ruote di supporto è stato studiato come quello mostrato in figura 9.2, in modo da facilitare il movimento della piattaforma.

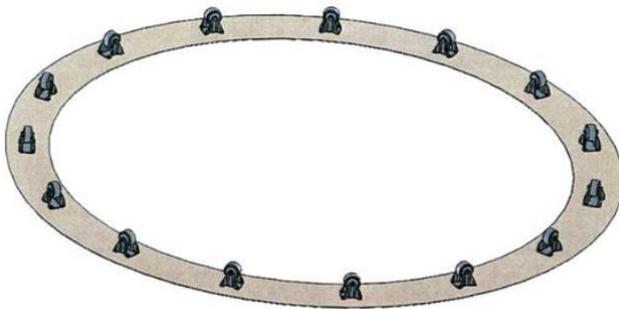


Figura 9.1 – Layout della disposizione delle ruote di appoggio

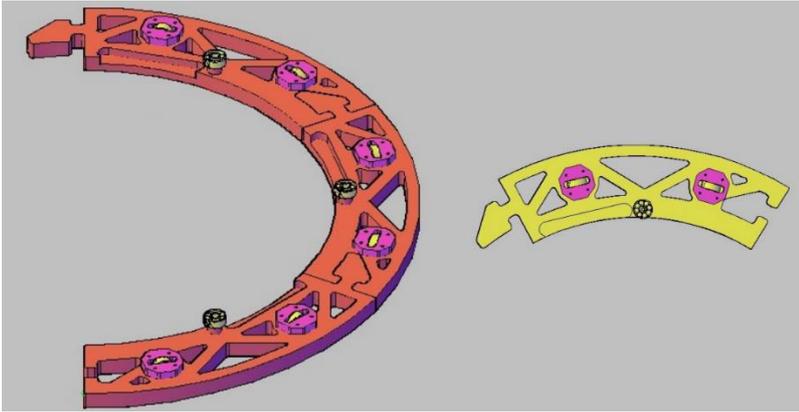


Figura 9.2 – Esempio di un struttura per la disposizione delle ruote di appoggio

9.1. RALLA DI ORIENTAMENTO

Le ralle di orientamento, dette anche di rotazione, sono cuscinetti volventi di grandi dimensioni che possono sopportare carichi assiali e radiali e momenti agenti in qualsiasi direzione, singolarmente o in azione combinata. La ralla di orientamento, oltre a sopportare e trasmettere i carichi operativi della struttura a cui è collegata, deve inoltre garantire il grado di precisione richiesto dall'applicazione, il rispetto dei parametri di funzionamento e il ciclo di vita richiesto. La ralla si rende necessaria quando, all'interno di un macchinario o di un impianto, una parte strutturale deve ruotare rispetto ad un'altra secondo un asse univoco, assicurando il vincolo tra le parti. Ogni tipologia di ralla ha differenti caratteristiche che la rendono più o meno appropriata per determinate applicazioni.

Sostanzialmente, una ralla di orientamento è costituita da un anello interno (a), un anello esterno (b) e da corpi volventi (c), che possono essere sfere o rulli, separati da distanziatori di poliammide (d), come mostrato in figura 9.3. Solitamente uno dei due anelli incorpora un ingranaggio (e) ed entrambi sono dotati di fori (f) per l'alloggiamento dei bulloni per il fissaggio; i fori possono essere filettati. Inoltre sono presenti delle guarnizioni (g) integrali in gomma che hanno la funzioni di trattenere il lubrificante e impedire l'ingresso ad agenti contaminanti. I corpi volventi vengono lubrificati tramite un apposito sistema di ingrassatori (i), posti sul diametro dell'anello senza dentatura, che hanno lo scopo di semplificare la manutenzione e ridurre i costi operativi.

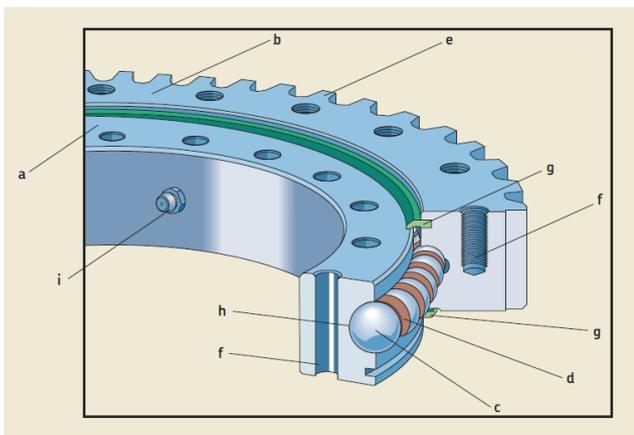


Figura 9.3 – Elementi costitutivi di una ralla di orientamento

L'utilizzo di una ralla di orientamento comporta numerosi vantaggi, data la sua compattezza e il largo diametro interno. Nella maggior parte dei casi, è richiesta solamente una superficie d'appoggio piana ed orizzontale e di una semplice struttura di supporto per il fissaggio del componente.

La scelta del modello di una ralla di rotazione per una determinata applicazione non può naturalmente prescindere, oltre che da considerazioni di tipo generale sulla tipologia e sulle caratteristiche macrogeometriche, anche dalle verifiche di capacità statica e dinamica del sistema di rotolamento e dall'analisi della tenuta del sistema di fissaggio alla struttura. Nello specifico, la grandezza del carico applicato è uno dei fattori che più influenza la scelta della dimensione della ralla da utilizzare.

L'analisi di queste tematiche può essere affrontata da un punto di vista teorico sulla base delle proprietà meccaniche del cuscinetto e delle sollecitazioni che si vengono a creare in seguito all'applicazione dei carichi.

9.1.1. SCELTA DELLA RALLA

Nel caso in cui gli anelli rotanti subiscono raramente un movimento rotatorio, subiscono un lento movimento rotatorio o sono sottoposti a carico mentre fissi, il dimensionamento viene effettuato in base alla loro capacità di carico statico poiché il carico ammissibile in questi casi è determinato non dalla fatica del materiale ma dalle deformazioni indotte dal carico nei punti di contatto tra i corpi volventi e le piste.

Se è possibile trascurare la componente radiale dello stato di carico della ralla, la scelta del modello adatto viene effettuata utilizzando il diagramma del limite statico, riportato in figura 9.4, un diagramma cartesiano, sul cui asse delle ascisse è riportato il valore del carico assiale equivalente A_{EQ} e sul cui asse delle ordinate il momento di ribaltamento equivalente M_{EQ} . Nel diagramma, è presente la curva limite del componente che rappresenta la condizione limite di funzionamento e che ha validità per forze assiali di sola compressione.

In primo luogo, si è reso quindi necessario il calcolo del carico assiale e del momento ribaltante che vengono esercitati sulla ralla.

Nel caso della struttura per l'alloggiamento dei monopattini, la forza assiale che si scarica sul supporto equivale alla forza peso dei componenti costituenti il sistema che viene posto in rotazione, vale a dire i monopattini, la pedana circolare, il cilindro centrale e così via. Il valore del carico assiale massimo F_A e le formule utilizzate per il calcolo sono riportati in tabella 9.1.

Per quanto concerne il momento di ribaltamento, si può affermare che la struttura per l'alloggiamento è assialsimmetrica e che quando tutte le postazioni di parcheggio dei monopattini sono occupate il carico risulta distribuito in maniera equilibrata e non si ha un momento ribaltante. D'altro canto, se il carico determinato dalla forza peso dei monopattini non è bilanciato (ad esempio se vengono occupate solamente le postazioni di parcheggio che si trovano su una stessa metà della pedana) si viene a creare un'azione di ribaltamento. Il calcolo del momento ribaltante è stato effettuato moltiplicando metà della forza assiale per il braccio massimo, che equivale al raggio della pedana circolare. Il valore del momento ribaltante massimo M_R , i dati e le formule utilizzate per il calcolo sono riportati in tabella 9.1.

Il calcolo del carico assiale equivalente A_{EQ} e del momento ribaltante equivalente M_{EQ} è stato effettuato moltiplicando rispettivamente il carico assiale massimo F_A e il momento ribaltante M_R per il coefficiente di sicurezza f_s , in modo da ottenere una maggiorazione sui carichi. Il fattore di sicurezza, o fattore di carico, è stato scelto pari a 1,15 in funzione della tipologia di applicazione.

Massa componenti da movimentare	M_{TOT}	291	kg
Forza peso	$P = M_{TOT} \cdot g$	2859	N
Forza assiale	$F_A = P$	2859	N
Forza ribaltante	$F_R = P/2$	1430	N
Braccio	b	0,51	m
Momento ribaltante	$M_R = F_R \cdot b$	732	Nm
Fattore di carico	f_i	1,15	
Carico assiale equivalente	$A_{EQ} = f_i \cdot F_A$	3,3	kN
Momento ribaltante equivalente	$M_{EQ} = f_i \cdot M_R$	0,84	kNm

Tabella 9.1 – Dati e valori utilizzati per la scelta del modello di ralla

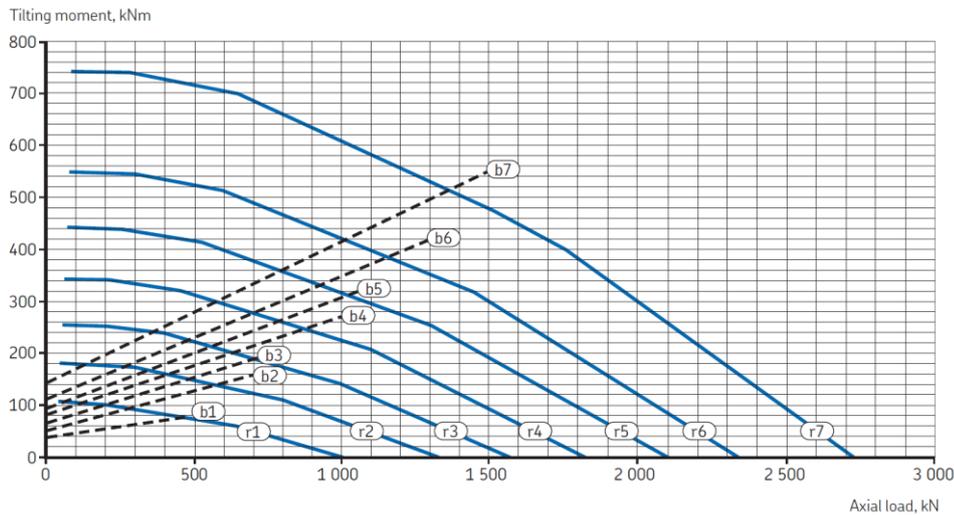
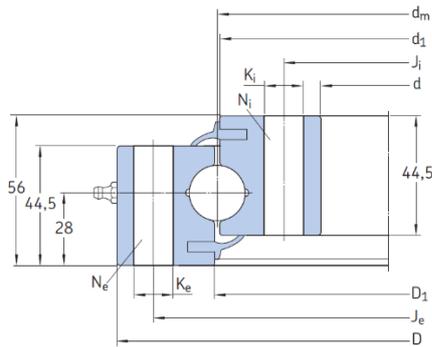


Figura 9.4 – Il diagramma del limite statico

La scelta è ricaduta sul modello RKS.0544, una ralla di orientamento a sfere a quattro punti di contatto di dimensioni medie. Il supporto scelto, le cui dimensioni sono riportate in figura 9.5, è il più utilizzato tra quelli in commercio, presenta un design semplice e non è dotato di ingranaggio. Data la piccola entità dei carichi, si sarebbe potuto optare per un modello di dimensioni inferiori ma a causa di alcuni vincoli progettuali imposti dal layout della struttura si è scelto il RKS.0544.

Medium size four-point contact ball slewing bearings without a gear
 d_m 414 – 1 094 mm



Dimensions			Attachment bolt holes							Mass	Designation	
d_m	D	D ₁	d	d ₁	Outer ring			Inner ring				
					J _e	K _e	N _e	J _i	K _i	N _i	kg	-
mm					mm			mm				
414	486	415,5	342	412,5	460	13,5	24	368	13,5	24	29,0	RKS.060.20.0414
544	616	545,5	472	542,5	590	13,5	32	498	13,5	32	37,0	RKS.060.20.0544
644	716	645,5	572	642,5	690	13,5	36	598	13,5	36	44,0	RKS.060.20.0644
744	816	745,5	672	742,5	790	13,5	40	698	13,5	40	52,0	RKS.060.20.0744

Figura 9.5 – Il modello e le dimensioni della ralla di orientamento scelta

9.1.2. CALCOLO DIMENSIONE DELLA STRUTTURA DI SUPPORTO

Poiché la funzione della ralla di orientamento è quella di permettere il movimento relativo degli elementi della struttura sulla quale viene installata ed alla quale è collegata attraverso una serie di elementi di fissaggio, la corretta tenuta del sistema non può prescindere dall'esatto dimensionamento della struttura di supporto. Difatti, per facilitare il corretto funzionamento di una ralla, la struttura di supporto deve essere sufficientemente rigida e resistente e la piatezza delle superfici di supporto deve essere mantenuta entro certi limiti.

Le strutture di supporto sono in genere telai saldati o pezzi fusi. Le strutture cilindriche a parete spessa con una flangia interna o esterna forniscono risultati migliori rispetto alle strutture fabbricate a parete sottile con un telaio a traliccio. Le pareti della sottostruttura e della sovrastruttura devono corrispondere al gruppo degli elementi volventi per ottimizzare la trasmissione di potenza. La flangia deve supportare l'anello del cuscinetto lungo tutta la sua faccia laterale.

Lo spessore della flangia di supporto S viene definito in funzione del diametro medio d_m , utilizzando le seguenti direttive:

- $S \geq 0,05 d_m$ nel caso in cui $d_m \leq 500$ mm
- $S \geq 0,04 d_m$ nel caso in cui $500 \text{ mm} \leq d_m \leq 1000$ mm
- $S \geq 0,03 d_m$ nel caso in cui $d_m \geq 1000$ mm

Le altre grandezze da considerare per il calcolo di dimensionamento della struttura di supporto, mostrate in figura 9.6, sono le seguenti:

- lo spessore della parete del supporto S_I
- lunghezza minima del collegamento bullonato L_K
- il diametro del bullone G
- il diametro dei fori per il bullone K_i e K_e

I valori delle grandezza ricavate e le formule utilizzate per il calcolo sono riportati in tabella 9.2.

Thickness of the support flange	S		21	mm
Mean raceway diameter	d _m		414	mm
Wall thickness of the structure	S ₁	$S_1 = 0,35 * S$	7,2	mm
Minimum length of bolt joint	L _k	$L_k = 5 * G$	60	mm
Bolt thread diameter	G	M12	12	mm
Attachment bolt holes	K _i = K _e		13,5	mm

Tabella 9.2 – Dimensioni della struttura di supporto

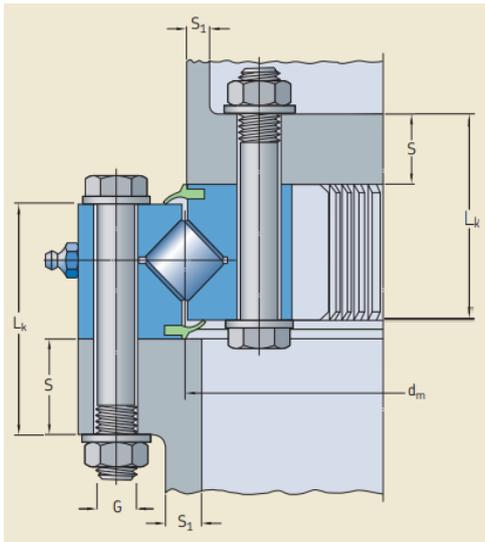


Figura 9.6 – Dimensioni della struttura di supporto

9.2. CUSCINETTO ASSIALE

I cuscinetti volventi hanno lo scopo di permettere la rotazione relativa di un componente rispetto ad un altro, evitando lo strisciamento relativo tra i due corpi grazie al rotolamento di corpi volventi (sfere, rulli) su apposite piste. Inoltre i cuscinetti hanno la funzione di sopportare forze e momenti scambiati tra le parti collegate. Ciascun tipo di cuscinetto presenta delle proprietà caratteristiche, basate sulla sua conformazione, che lo rendono più o meno adatto a una determinata applicazione.

L'entità del carico e la direzione lungo la quale esso è applicato sono i fattori che di solito determinano maggiormente la tipologia e le dimensioni del cuscinetto da utilizzare.

Generalmente, per quanto riguarda l'entità del carico, si può affermare che i cuscinetti a rulli sono in grado di sopportare carichi maggiori di quelli a sfere di pari dimensioni e che quelli a pieno riempimento di sfere o di rulli possono sopportare carichi maggiori dei corrispondenti tipi con gabbia. I cuscinetti a sfere si impiegano prevalentemente quando i carichi sono leggeri o moderati, mentre quelli a rulli sono di solito più indicati in presenza di carichi elevati e quando il diametro dell'albero è grande.

Se si parla di direzione del carico, tenendo a mente che nel caso in esame si ha un carico prevalentemente assiale, bisogna considerare che i cuscinetti assiali a sfere e quelli a quattro punti di contatto sono idonei per carichi leggeri o moderati puramente assiali e che i cuscinetti assiali a sfere a semplice effetto possono sopportare carichi assiali agenti in un solo senso; in presenza di carichi assiali agenti nei due sensi occorrono cuscinetti assiali a sfere a doppio effetto.

I cuscinetti assiali obliqui a sfere possono sopportare carichi assiali moderati a velocità elevate; i tipi a semplice effetto possono anche sopportare carichi radiali agenti contemporaneamente, mentre i tipi a doppio effetto normalmente si usano solo per carichi puramente assiali.

In presenza di carichi assiali moderati ed elevati, agenti in un solo senso, sono idonei i cuscinetti assiali a rullini, i cuscinetti assiali a rulli cilindrici o conici e i cuscinetti assiali orientabili a rulli. I cuscinetti assiali orientabili a rulli possono anche sopportare carichi radiali agenti contemporaneamente.

Sulla base di queste considerazioni, si è scelto di utilizzare un cuscinetto assiale orientabile a rulli, come quello mostrato in figura 9.7.

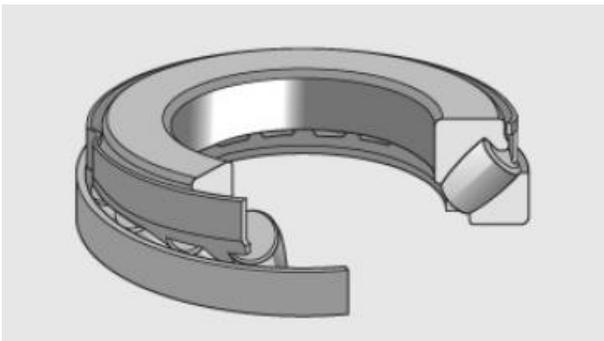


Figura 9.7 – Cuscinetto assiale orientabile a rulli

9.1.2. DIMENSIONAMENTO DEL CUSCINETTO

Per una data applicazione, le dimensioni dei cuscinetti si possono scegliere sulla base dei loro coefficienti di carico statico e dinamico che sono determinati in funzione dei carichi applicati. Le condizioni di carico dinamico e statico vanno verificate separatamente. La scelta delle dimensioni del cuscinetto sulla base della capacità di carico statico si effettua utilizzando il coefficiente di carico statico C_0 quando i cuscinetti devono:

- ruotare a velocità molto basse ($n < 10$ giri/min)
- eseguire movimenti oscillatori molto lenti
- stare fermi sotto carico per certi periodi di tempo

Nella struttura per l'alloggiamento dei monopattini, il sistema ruota ad una velocità di 1,425 giri/min e resta fermo per lunghi intervalli di tempo, motivi per i quali il cuscinetto assiale è stato dimensionato solamente in funzione della capacità di carico statico.

Nel caso di dimensionamento statico, il carico ammissibile per il cuscinetto è determinato non tanto dalla fatica del materiale quanto dalla quantità di deformazioni permanenti sulle piste provocate dal carico. I carichi agenti su un cuscinetto fermo o su uno che oscilla lentamente, come pure i carichi per urto su un cuscinetto rotante, producono sfaccettature sui corpi volventi e impronte sulle piste. In questo caso, le impronte si possono distribuire in modo irregolare oppure possono presentarsi distanziate tra di loro come i corpi volventi, mentre nel caso in cui il carico agisce per molti giri le impronte si distribuiranno in modo uniforme su tutta la pista. Nei cuscinetti le deformazioni permanenti possono portare a vibrazioni, rumorosità e maggiore attrito. La misura in cui queste variazioni siano dannose per il buon funzionamento del cuscinetto dipende dalle esigenze di quest'ultimo nella particolare applicazione. È quindi necessario assicurarsi che non si verifichino deformazioni permanenti o che si verifichino solo in misura molto limitata scegliendo un cuscinetto con una sufficiente capacità di carico statico.

Per calcolare il coefficiente di carico statico necessario di un cuscinetto si utilizza la seguente formula:

$$C_0 = s_0 \cdot P_0$$

in cui C_0 [kN] rappresenta il coefficiente di carico statico, P_0 [kN] rappresenta il carico statico equivalente sul cuscinetto e s_0 rappresenta il fattore di sicurezza statico.

I carichi statici costituiti da componenti radiali e assiali si devono convertire in un carico statico equivalente. Nel caso in cui il carico sia prevalentemente assiale, come nel caso in esame, si assume che il carico statico equivalente P_0 sia uguale a quello assiale massimo F_A .

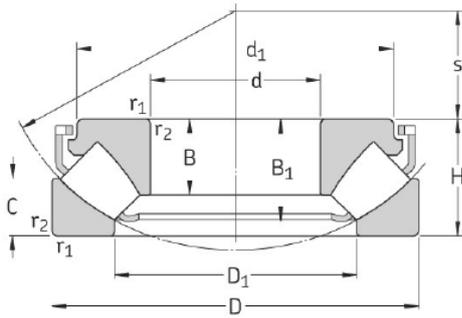
Il fattore di sicurezza s_0 è stato scelto pari a 5, in quanto per i cuscinetti assiali orientabili a rulli è consigliato utilizzare un valore superiore a 4. Per i valori delle grandezze utilizzate e ricavate sono riportati in tabella 9.3.

Massa componenti da movimentare	M_{TOT}	291	kg
Forza assiale	$F_A = P = M_{TOT} \cdot g$	2,86	kN
Carico statico equivalente	$P_0 = F_A$	2,86	kN
Fattore di sicurezza statico carico	s_0	5	
Coefficiente di carico statico	$C_0 = s_0 \cdot P_0$	14,3	kN

Tabella 9.1 – Dati e valori utilizzati per la scelta del modello di ralla

Il valore del coefficiente di carico statico ricavato è notevolmente inferiore ai valori di C_0 presenti nelle tabelle dei cuscinetti e, per tale motivo, si potrebbe utilizzare il più piccolo dei modelli presenti. Nonostante ciò, il layout della struttura impone un vincolo riguardo il diametro interno del cuscinetto e perciò si è scelto il modello *29414E, mostrato in figura 9.8.

Cuscinetti assiali orientabili a rulli
d 60 – 170 mm



Dimensioni principali			Coeff. di carico		Carico limite di fatica P_u	Fattore di carico minimo A	Velocità di base		Massa	Appellativo
d	D	H	dinam. C	stat. C_0			Velocità di referenza	Velocità limite		
mm			kN		kN	–	giri/1'		kg	–
60	130	42	390	915	114	0,080	2 800	5 000	2,20	* 29412 E
65	140	45	455	1 080	137	0,11	2 600	4 800	3,20	* 29413 E
70	150	48	520	1 250	153	0,15	2 400	4 300	3,90	* 29414 E
75	160	51	600	1 430	173	0,19	2 400	4 000	4,70	* 29415 E
80	170	54	670	1 630	193	0,25	2 200	3 800	5,60	* 29416 E

Figura 9.8 – Il modello e le dimensioni del cuscinetto scelto

10. CONCLUSIONE

La micromobilità rappresenta un'alternativa concreta e relativamente economica alle attuali modalità di spostamento interurbano e l'incremento dell'utilizzo di mezzi di trasporto eco-sostenibili come i monopattini elettrici permetterebbe di ridurre il livello d'inquinamento e di migliorare la viabilità degli agglomerati urbani. La stazione fissa per la ricarica elettrica e il parcheggio dei monopattini rappresenta un miglioramento sotto diversi punti di vista.

La stazione fissa per la ricarica ed il parcheggio è al momento la soluzione più efficace ai diversi problemi logistici ed economici a cui devono far fronte le compagnie che offrono il servizio di sharing. La postazione coperta garantirebbe:

- la ricarica della batteria del monopattino
- una protezione dagli atti vandalici così come anche dalle intemperie meteorologiche
- la presenza di uno spazio dedicato per il parcheggio del monopattino.

Il lavoro presentato riguarda lo sviluppo del progetto del box automatizzato e il suo miglioramento sotto diversi aspetti. Il processo di ottimizzazione della struttura e delle sue parti risulta evidente una volta confrontati gli stadi precedenti del progetto con l'attuale versione, che risulta più semplice e compatta. Si può quindi concludere che il cambiamento del numero di componenti costituenti la struttura per l'alloggiamento dei monopattini ha comportato una diminuzione degli ingombri e una riduzione dei pesi e che le modifiche apportate hanno portato ad una semplificazione del sistema di montaggio e delle fasi di manutenzione. Inoltre, è stato migliorato il meccanismo di ancoraggio del mezzo alla struttura e la modifica di alcuni componenti ha permesso di agevolare le fasi di parcheggio e prelievo del monopattino dal punto di vista del comfort dell'utente.

Per poter procedere con la realizzazione di un prototipo della struttura, sarebbe innanzitutto necessario sviluppare un adeguato sistema di lubrificazione per le ruote dentate e per il cuscinetto assiale.

Al fine di abbattere i costi di produzione, dovrebbe essere rivista la scelta della tipologia e del modello di motore elettrico, purché si abbia sempre una velocità in ingresso molto bassa e il più simile possibile a quella in uscita. L'utilizzo di un diverso tipo di motore e di un diverso funzionamento del motoriduttore potrebbe comportare un collegamento diretto tra il pignone e l'anello dentato della ralla di orientamento.

Attraverso uno studio approfondito della pedana circolare per l'alloggiamento dei monopattini si potrebbe determinare se sia necessaria o meno una struttura di sostegno e rinforzo del componente. Infine, una volta realizzato il prototipo sarebbe necessario eseguire alcuni test e verificare il livello di rumore.

BIBLIOGRAFIA

- 1 Osservatorio Nazionale *SHARING MOBILITY*,
<https://osservatoriosharingmobility.it/>
- 2 *Sulla strada giusta*, ARVAL Group,
<https://www.arval.it/about-arval/news/arval-italia-e-sulla-strada-giusta>
- 3 *Relazione monopattini elettrici*, Marco Zille,
ABdesignLab
- 4 <https://www.selvoline.com/it/prodotti/piattaforme-rotanti/30-91-piattaforma-rotante-donatello.html>
- 5 [http://www.diim.unict.it/users/rsinatra/corsi/allegati_modellistica/04%20-%20Attrito%20\(friction\).pdf](http://www.diim.unict.it/users/rsinatra/corsi/allegati_modellistica/04%20-%20Attrito%20(friction).pdf)
- 6 <https://www.electroyou.it/forum/viewtopic.php?t=9106>
- 7 *Tutto quello che dovete sapere sui motori passo-passo*,
Brochure per tecnici, Orientalmotor
- 8 *Azionamenti dei sistemi meccanici*, Bruno Zappa
- 9 *Progettazione e modellazione parametrica di cambi automobilistici e trasmissioni industriali*, Gianluca Santagata, Politecnico di Torino
- 10 *Elementi di meccanica delle trasmissioni*, Manuale SKF
- 11 MECCANISMI PER TRASMISSIONI (ORGANI DI TRASMISSIONE),
http://web.inge.unige.it/DidRes/MAPMac2/10_1trasmissioni0809.pdf
- 12 Ingranaggi, <http://www.edutecnica.it/meccanica/ingranaggi/ingranaggi.htm>
- 13 *Formule per il calcolo degli elementi geometrici (dentature interne)*,
<http://www.biancogianfranco.com>
- 14 Proprietà del materiale,
<http://www.matweb.com/search/GetReference.aspx?matid=14082>
- 15 Proprietà del materiale,
<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=5682e01583604573ab367e6b1e7f09bf>

- 16 Proprietà del materiale,
<https://www.astmsteel.com/product/jis-s45c-steel-machine-structural/>
- 17 *IL CALCOLO DELLE RUOTE DENTATE CILINDRICHE*, Francesca Curà,
Politecnico di Torino
- 18 *Calcolo a fatica*, Francesca Curà,
Corso di costruzione di macchine, Politecnico di Torino
- 19 *Progetto di un riduttore ad assi paralleli a due salti di velocità*, Caruso, Chirco, Cinelli,
Politecnico di Torino
- 20 *Appunti per il calcolo di ingranaggi*, G. Belingardi,
Corso di Costruzione di macchine, Politecnico di Torino
- 21 *Contact ratio and Specific sliding*, KG STOCK GEAR
- 22 Catalogo ruota dentata motrice,
<https://khkgears2.net/catalog2/SSG2-19J18>
- 23 Motoriduttore e tavola rotante,
<https://www.autorotorgroup.com/anelli-rotanti/>
- 24 Motoriduttore e tavola rotante,
<https://www.cdsindexers.com/home/>
- 25 *Static analysis of spur gear using finite element analysis*, Shinde, Nikam, Mulla,
Journal of Mechanical and Civil Engineering
- 26 *Finite element modelling and bending stress analysis of non-standard spur gear*,
Malleh, Avinash, Melvin Kumar, Sacchin, Zayeem Khan,
International Journal of Research in Engineering and Technology
- 27 User Manual Orientalmotor, 5-Phase Stepping Motor RKII Series/Motorized actuator
equipped with RKII Series
- 28 *Slewing bearings*,
Catalogo SKF
- 29 *Ralle di rotazione*,
Catalogo EVOLMEC
- 30 <https://it.slew-bearing.com/Calcolo-del-cuscinetto-della-ralla-id3755745.html>
- 31 *I cuscinetti volventi*,
Catalogo SKF

- 32 *The construction of an automated bicycle parking,*
R Labudzki et al 2020 J. Phys.: Conf. Ser. 1426 012028
- 33 Automatic for fashion (pedane da esposizione),
<http://automationforfashion.it/prodotti/pedane-girevoli/pedana-girevole-pg900-componibile-e-versatile/>