

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica ed Aerospaziale



Tesi di laurea Magistrale in
INGEGNERIA MECCANICA

ANALISI TEORICA E SPERIMENTALE DI COLLEGAMENTI FILETTATI PER APPLICAZIONI AUTOMOTIVE

Relatore:
prof.ssa Francesca Maria Curà

Candidato:
Sonia Schettino
Matr. 231423

ANNO ACCADEMICO 2017/2018

Indice generale

<i>Elenco delle figure</i>	<i>IV</i>
<i>Abstract.....</i>	<i>VIII</i>
<i>Introduzione</i>	<i>9</i>
<i>Capitolo 1 Collegamenti a vite e filettature.....</i>	<i>11</i>
1.1 Trasmissioni meccaniche: generalità e componenti.....	11
1.2 Problematiche legate alle trasmissioni meccaniche	13
1.3 Le filettature	15
1.3.1 Collegamenti fissi e smontabili	18
1.3.2 Classificazione dei collegamenti filettati.....	22
1.4 Obiettivo del lavoro.....	24
<i>Capitolo 2 Bolt verification.....</i>	<i>26</i>
2.1 Giunti bullonati: classificazione.....	26
2.2 Precarico	27
2.2.1 Relazione tra coppia applicata e precarico	28
2.2.2 Fenomeni di perdita di precarico	31
2.3 Giunzioni soggette a carichi assiali concentrici	33
2.3.1 Calcolo del fattore di carico	35
2.4 Giunzioni soggette a carichi assiali eccentrici	37
2.5 Giunzioni soggette a carico di taglio.....	39
2.5.1 Giunzioni ad attrito	40
2.5.2 Giunzioni portanti.....	41
<i>Capitolo 3 Metodi di serraggio dei bulloni</i>	<i>43</i>
3.1 Coppia di serraggio	43
3.1.1 Sistemi HR, HV e HRC	46
3.2 Metodi di serraggio	48

3.2.1 Metodo della coppia	48
3.2.2 Metodo della coppia combinata.....	49
3.2.3 Metodo con indicatore a tensione diretta (DTI)	50
3.2.4 Metodo di serraggio controllato.....	51
Capitolo 4 Estensimetria.....	54
4.1 Aspetti generali.....	54
4.1.1 Tipologie di estensimetri	56
4.1.2 Componenti di un estensimetro elettrico a resistenza.....	62
4.2 Formule di base	63
4.3 Il ponte di Wheatstone.....	64
4.3.1 Realizzazione ponti estensimetrici	67
4.4 Effetto della temperatura	70
4.4.1 Compensazione della temperatura in un quarto di ponte in collegamento a tre conduttori.....	72
4.5 Compensazione della lunghezza dei cavi di collegamento.....	73
Capitolo 5 Realizzazione e monitoraggio del processo di avvitatura.....	75
5.1 Descrizione del caso di studio.....	75
5.2 Attrezzatura utilizzata	76
5.3 Realizzazione delle viti.....	78
5.4 Processo di caratterizzazione della vite.....	79
5.5 Esecuzione delle prove	87
5.6 Analisi dei risultati	92
Conclusioni.....	96
Bibliografia.....	98
Ringraziamenti.....	99

Elenco delle figure

Figura 1.1: funzionamento della trasmissione meccanica.	12
Figura 1.2: esempio di una scatola cambio per veicolo industriale.	13
Figura 1.3: diagramma qualitativo delle percentuali di impiego delle diverse marce.....	14
Figura 1.4: campi tipici di interesse dei vari fenomeni.....	15
Figura 1.5: caratteristiche geometriche della vite.	16
Figura 1.6: vite a profilo a) rettangolare, b) triangolare, c) trapezoidale e d) circolare.....	17
Figura 1.7: esempi di filettature ad uno o più principi.....	17
Figura 1.8: caratteristiche geometriche della filettatura.	18
Figura 1.9: tipologie di testa della vite.....	19
Figura 1.10: esempi di gambi diversi della vite.....	19
Figura 1.11: differenti tipologie di estremità del gambo.	20
Figura 1.12: rappresentazione dei dadi con i riferimenti UNI.	21
Figura 1.13: rappresentazione convenzionale e schematica del bullone.	21
Figura 1.14: collegamento con vite mordente.....	22
Figura 1.15: collegamento con vite passante.	23
Figura 1.16: collegamento con vite prigioniera.	24
Figura 2.1: giunzioni soggette a) sforzo di taglio, b) sforzo normale, c) sforzo misto.	26
Figura 2.2: condizioni limite del precarico.	28
Figura 2.3: forze presenti durante il serraggio.	29
Figura 2.4: grafico della coppia in funzione del precarico.	31
Figura 2.5: vista microscopica delle rugosità inizialmente a contatto.	32
Figura 2.6: stress assiale e torsionale.....	33
Figura 2.7: componenti della giunzione.....	34
Figura 2.8: estensione della vite e compressione delle parti serrate.	34
Figura 2.9: andamento della giunzione durante il serraggio.....	35
Figura 2.10: tensioni presenti nei piani di carico.....	36
Figura 2.11: giunzione soggetta ai carichi eccentrici.....	37
Figura 2.12: distribuzione di pressione senza (sopra) e con (sotto) effetto gapping.....	38
Figura 2.13: tipica giunzione a taglio.	40

Figura 2.14: curva di deformazione del carico.	40
Figura 2.15: configurazione di una giunzione portante.	41
Figura 2.16: distribuzione dello stress a taglio nelle viti della giunzione.	42
Figura 3.1: distribuzione della coppia al momento del serraggio.	43
Figura 3.2: procedura di serraggio.	46
Figura 3.3: tipologie di assiami.	46
Figura 3.4: indicatore diretto di carico.	50
Figura 3.5: applicazione del metodo di serraggio controllato.	52
Figura 4.1: estensimetro di Huggenberger.	57
Figura 4.2: a) estensimetro Martens; b) schema di funzionamento dell'estensimetro.	58
Figura 4.3: estensimetro pneumatico STCN.	60
Figura 4.4: estensimetro a corda vibrante Schaeffer.	61
Figura 4.5: estensimetro elettrico a resistenza.	62
Figura 4.6: ponte di Wheatstone.	65
Figura 4.7: grafico di graduazione del ponte.	67
Figura 4.8: configurazione a mezzo ponte.	71
Figura 4.9: grafico caratteristico di un estensimetro autocompensato.	72
Figura 4.10: collegamento a tre fili.	73
Figura 5.1: trasmissione utilizzata come oggetto di studio.	75
Figura 5.2: chiave dinamometrica.	76
Figura 5.3: torsionmetro <i>MECT Mod. DT2-3559</i>	77
Figura 5.4: encoder angolare <i>GESgroup EC346-25</i>	77
Figura 5.5: vite estensimetrata e caratteristiche dell'estensimetro.	78
Figura 5.6: sezione resistente della vite.	80
Figura 5.7: pressa utilizzata per la prova di trazione.	81
Figura 5.8: attrezzatura per la prova di trazione.	81
Figura 5.9: analisi viti della trasmissione.	88
Figura 5.10: test n°1.	88
Figura 5.11: test n°2.	89
Figura 5.12: test n°3.	89
Figura 5.13: test n°4.	90
Figura 5.14: cambio con viti estensimetrata.	91
Figura 5.15: risultati sull'incremento di coppia.	93
Figura 5.16: andamento del tiro vite in funzione dell'angolo.	93

Figura 5.17: andamento del tiro vite in funzione della coppia e dell'angolo.	
.....	94
Figura 5.18: tiro vite nelle quattro configurazioni.	95

Elenco delle tabelle

Tabella 3.1: valori di coppia in funzione della filettatura.	44
Tabella 3.2: caratteristiche del sistema HR e HV.	47
Tabella 3.3: metodi di serraggio in base alla classe funzionale.	48
Tabella 3.4: valori della coppia $M_{r,2}$ per viti 8.8.	49
Tabella 3.5: rigidezza del sistema con metodo combinato.	50
Tabella 3.6: numero di bugne e numero corrispondente di spessimetri... 51	
Tabella 3.7: caratteristiche principali degli assiemi HRC.....	53
Tabella 4.1: configurazione ponti estensimetrici.	68
Tabella 4.2: configurazione ponti estensimetrici.	69
Tabella 5.1: caratteristiche geometriche di una vite M8.	80
Tabella 5.2: caratterizzazione vite n°1.	82
Tabella 5.3: caratterizzazione vite n°2.	82
Tabella 5.4: caratterizzazione vite n°3.	83
Tabella 5.5: caratterizzazione vite n°4.	83
Tabella 5.6: caratterizzazione della vite n°5.	83
Tabella 5.7: caratterizzazione della vite n°6.	84
Tabella 5.8: caratterizzazione delle vite n°7.	84
Tabella 5.9: caratterizzazione della vite n°8.	84
Tabella 5.10: caratterizzazione della vite n°9.	85
Tabella 5.11: caratterizzazione della vite n°10.	85
Tabella 5.12: caratterizzazione della vite n°11.	85
Tabella 5.13: caratterizzazione della vite n°12.	86
Tabella 5.14: caratterizzazione della vite n°13.	86
Tabella 5.15: risultati medi del guadagno ottenuti dalle prove.	86
Tabella 5.16: tabella riassuntiva con valori di incremento rispetto al test n°1.	90
Tabella 5.17: risultati con viti estensimetriche.	91
Tabella 5.19: risultati prove a parità di coppia con relativa % di decremento.	92

Abstract

One of the main reasons for the return of mechanical transmissions during the warranty period is the oil leaks or oozing, coming from lip seals, from static sealing elements, from breather or from the junction of the housings. In this thesis work, a problem has been analyzed on the assembly line of a dual clutch transmission (DCT), after the modification of the tightening strategy of the screws in between the rear cover and the gearbox main housing, put in place to cope with oil losses incurred by the end customer on the vehicle.

The case of the gearbox in object is divided into three parts and the junction of the rear cover with the main housing is guaranteed by the tightening of aluminum screws and steel screws (initially they were all in aluminum, then part of them were replaced with screws in steel). From the root cause analysis, carried out to identify the cause of the leakage of oil from the rear junction, it was pointed out that the critical elements were the steel screws, tightened during assembly, with a pure torque strategy (26 Nm). After the rising of the leakage issues in the field, the tightening strategy was set as torque + angle ($20\text{Nm} + 90^\circ$), but in spite of the first tests carried out in the laboratory, in the assembly line the final torque was found bigger. The aim of this work is to objectify this increase in torque and to understand its reasons, by experimental tests, carried out at the Oerlikon Graziano Testing Department. These tests are focused on the investigation of the possible causes that can determine this phenomenon and verify the relationship between tightening torque and axial preload of the screw, in order to optimize the tightening strategy. Several hypotheses were taken into account to explain the increase of the torque in the production line, in particular, the influence of the presence of sealant and the presence of the components inside the gearbox (shafts, gears, bearings ...). Once the torque increase has been objectified and the problem has been identified, screws equipped with strain gauge have been used to determine the trend of the axial load, both by applying the “torque + angle” tightening strategy (implemented in the assembly line) and by applying same level of torque (26Nm) in four different gearbox configurations, in order to understand how the gearbox settings could affect the axial load.

Introduzione

Uno dei principali motivi di rientro delle trasmissioni meccaniche nel periodo di garanzia è dovuto a perdite o trasudamenti d'olio, che possono provenire dagli anelli di tenuta rotanti o elementi di tenuta statici, dallo sfiato o dalla giunzione delle scatole del carter. In questo lavoro di tesi è stata analizzata una problematica riscontrata sulla linea di montaggio di un cambio a doppia frizione (DCT), a valle di una modifica di strategia di serraggio delle viti di cucitura della giunzione posteriore del carter, messa in atto per far fronte a perdite riscontrate dal cliente finale su veicolo.

Il carter del cambio in oggetto è diviso in tre parti e la giunzione del coperchio posteriore con la scatola centrale è garantito dal serraggio di viti in alluminio e viti in acciaio (inizialmente erano tutte in alluminio, poi parte di esse sono state sostituite con viti in acciaio). Dalla root cause analysis, effettuata per individuare la causa della perdita d'olio dalla giunzione posteriore, è emerso che gli elementi critici erano le viti in acciaio, chiuse in fase di montaggio, con una strategia di controllo in solo coppia (26 Nm). A valle delle problematiche emerse sul campo, si è passati ad una strategia di serraggio “coppia + angolo” (20Nm + 90°), ma a dispetto delle prime prove effettuate in laboratorio per testare la nuova metodologia di chiusura, in linea di montaggio sono state riscontrate coppie di chiusura finali più elevate.

Lo scopo di questo lavoro di tesi è di oggettivare tale incremento di coppia e capirne le motivazioni, mediante prove sperimentali svolte presso il dipartimento del Testing dell'Oerlikon Graziano. Questi test sono volti ad investigare le possibili cause che possono determinare tale fenomeno e verificare la relazione tra coppia di serraggio e precarico assiale della vite, in modo da ottimizzare la strategia di serraggio.

Sono state prese in considerazione diverse ipotesi su quali potessero essere le cause che hanno provocato l'aumento della coppia in linea di produzione. In particolare è stata analizzata la presenza di sigillante tra le due fusioni e la presenza dei componenti all'interno del cambio (alberi, ingranaggi, cuscinetti...), per vedere quanto questi due elementi influenzassero il momento di serraggio.

Una volta oggettivato l'aumento di coppia e individuato il problema sono state utilizzate delle viti estensimetriche per determinare l'andamento del tiro vite, sia applicando la strategia di serraggio “coppia + angolo” implementata in linea di

montaggio, che a parità di coppia di serraggio, utilizzando quattro differenti configurazioni del cambio, allo scopo di capire come i diversi allestimenti potessero influire sul precarico assiale della vite.

Questo lavoro è strutturato in 5 capitoli: nel primo capitolo viene presentata una breve descrizione sulle trasmissioni meccaniche e in generale, vengono spiegate le problematiche relative a tale componente, focalizzando l'attenzione sui collegamenti filettati che permettono la giunzione del carter. Infine vengono fissati gli obiettivi del lavoro. Nel secondo capitolo vengono prima descritte le generalità sulle giunzioni imbullonate, viene poi spiegato l'effetto del precarico sulle viti e i meccanismi che lo influenzano. Nel terzo capitolo, invece, vengono illustrate le diverse metodologie di chiusura delle viti e le attrezzature utilizzate. Nel quarto capitolo viene descritta l'estensimetria, le diverse configurazioni del ponte di Wheatstone e l'effetto della temperatura e della lunghezza dei cavi, sulle misure effettuate con tale tecnica. Infine nell'ultimo capitolo è descritto il caso di studio, individuando i parametri che provocano l'aumento di coppia e l'ottimizzazione di una nuova strategia di chiusura delle viti, al fine di evitare le perdite di olio in vettura.

Capitolo 1 Collegamenti a vite e filettature

In questo primo capitolo verranno illustrate le trasmissioni meccaniche e le relative problematiche, focalizzando l'attenzione sui collegamenti filettati che permettono la giunzione delle scatole cambio. Di seguito saranno introdotti la geometria, il dimensionamento e la classificazione dei giunti bullonati. Infine verranno fissati gli obiettivi del lavoro di tesi.

1.1 Trasmissioni meccaniche: generalità e componenti

Tutte le forme di veicolo da trasporto motorizzato su strada hanno bisogno di una trasmissione, che serve a convertire la velocità di rotazione e la coppia. Infatti con la denominazione di trasmissione si comprende tutta la catena cinematica che collega il motore alle ruote (vedi Figura 1.1). La sua funzione è quella di adattare la coppia motrice disponibile alla necessità del veicolo, imposte dalla natura della strada, dallo stile di guida e da requisiti di tipo ambientale. La trasmissione possiede quindi una rilevanza particolare nel determinare alcune funzioni della vettura di primaria importanza, quali prestazioni dinamiche, consumi, emissioni, facilità di guida e, non ultima, affidabilità. Nello specifico è costituita dai seguenti componenti:

- **Frizione:** consente di isolare in maniera temporanea l'albero di trasmissione dal vano motore per effettuare il cambio di velocità;
- **Cambio:** sistema di ingranaggi avente la funzione di cambiare il rapporto di trasmissione tra ruote e motore in modo da far funzionare quest'ultimo a regimi di rotazione ottimali nonostante il variare della velocità del veicolo;
- **Giunti elastici:** aggiungono una certa elasticità all'albero di trasmissione per assorbire e livellare variazioni istantanee del momento torcente;
- **Giunti cardanici:** consentono di deviare liberamente la direzione degli alberi di trasmissione;
- **Albero di trasmissione:** trasferisce il moto dal cambio al differenziale oppure dall'uscita motore al gruppo cambio-differenziale posteriore (sistema transaxle);
- **Coppia conica:** consente di ruotare il moto da trasversale a longitudinale, attraverso ingranaggi conici;

- **Differenziale:** consente la ripartizione della coppia motrice alle ruote, permettendo una variazione di velocità tra le due uscite in modo da evitare il fenomeno di slittamento in curva.
- **Semiassi:** alberi di collegamento tra il differenziale e le ruote.

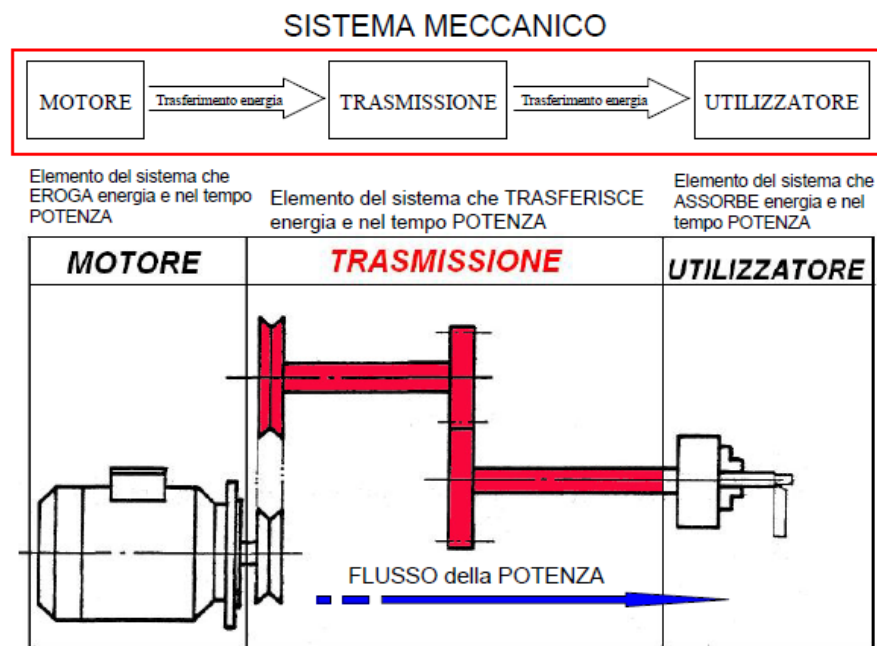


Figura 1.1: funzionamento della trasmissione meccanica.

Il cambio meccanico viene inserito all'interno di una scatola, realizzata solitamente in alluminio e talvolta in magnesio per motivi di alleggerimento. La funzione di una scatola cambio è quella di:

- Reagire alle forze ed ai momenti applicati dalle parti in esse contenute e distribuire le forze risultanti sugli appoggi di interfaccia con il motore ed il veicolo;
- Posizionare esattamente i vari componenti racchiusi nello spazio interno;
- Disperdere il calore generato verso l'esterno;
- Isolare il rumore generato dalle parti in movimento;
- Semplificare le operazioni di montaggio e smontaggio.

In Figura 1.2 è mostrato un esempio di scatola cambio utilizzata per veicoli industriali.

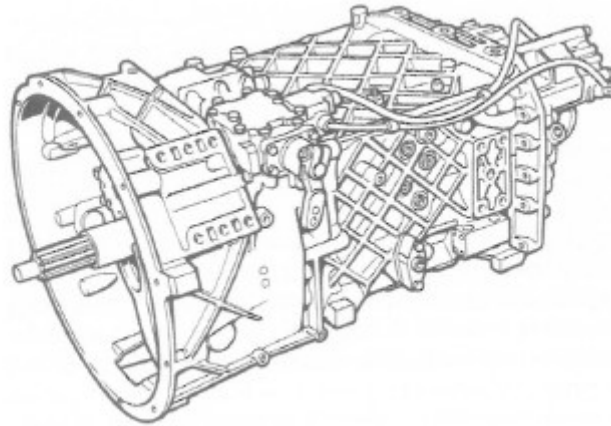


Figura 1.2: esempio di una scatola cambio per veicolo industriale.

La conformazione della scatola può essere classificata secondo tre alternative di architettura:

- Ad alberi passanti, quando i supporti dei cuscinetti sono fissati sullo stesso elemento. In tal caso esistono aperture, protette da coperchi, che consentono il montaggio e lo smontaggio degli organi interni;
- Divise in senso trasversale, quando i cuscinetti delle estremità di ogni campata appoggiano su metà diverse della scatola;
- Divise in senso longitudinale, quando ciascuno dei cuscinetti di uno stesso albero, riposa su metà differenti.

In questi due ultimi casi, le due parti della scatola cambio vengono unite mediante l'utilizzo di collegamenti filettati.

1.2 Problematiche legate alle trasmissioni meccaniche

Nella funzionalità del sistema veicolo la trasmissione è un elemento di primaria importanza; pertanto deve possedere una vita media almeno uguale a quella prevista per il veicolo, a condizione di rispettare un programma di manutenzione prescritto. La vita della trasmissione così come quella di ogni altra parte del veicolo, non può essere descritta in modo deterministico, ma solo in termini statistici, poiché di tale natura sono i carichi ai quali è sottoposta. Il suo funzionamento è principalmente identificato dalla coppia di ingresso, dal rapporto inserito e dalla posizione del pedale della frizione. La *time history* di tali parametri costituisce la missione di riferimento per i calcoli di progettazione e le prove sperimentali di valutazione della durata. In Figura 1.3, a titolo

puramente esemplificativo, si riporta un'elaborazione dei rilievi di impiego delle diverse marce e quindi la percentuale d'uso dei vari rapporti durante la vita utile di un cambio manuale per un'automobile e per un veicolo industriale medio.

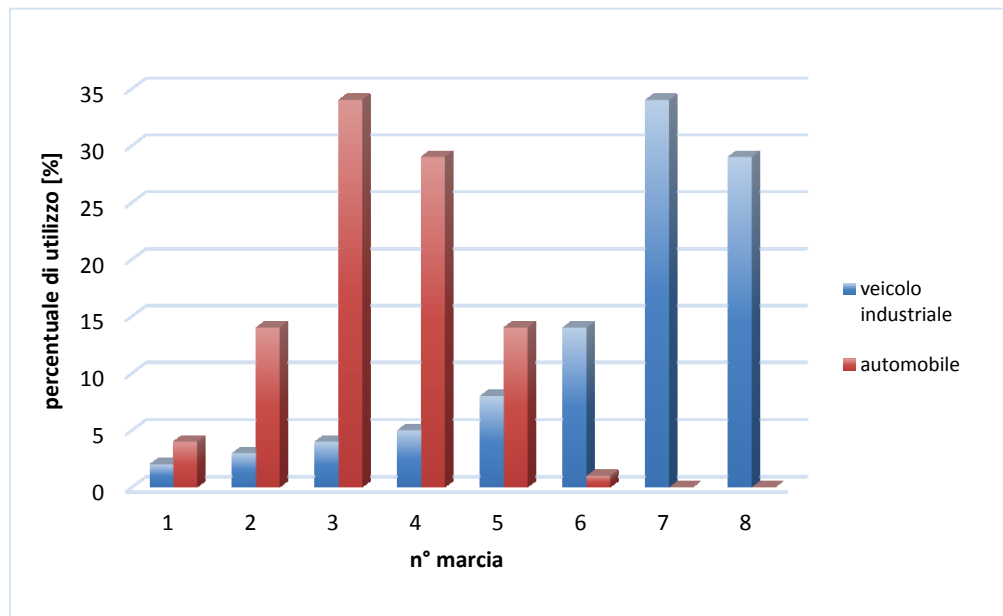


Figura 1.3: diagramma qualitativo delle percentuali di impiego delle diverse marce.

La durata del sistema è strettamente correlata alla sua affidabilità, ovvero alla probabilità che ha di superare senza guasti una certa “missione”. Talvolta però possono manifestarsi diverse problematiche sotto forma di usura, vibrazioni e perdite di olio di cui non sempre risulta semplice valutarne la causa. La complessità di una vettura innesca rumorosità che possono presentarsi in modalità diverse. Focalizzando l'attenzione sui problemi inerenti agli ingranaggi possono verificarsi fenomeni come la rottura del dente per flessione, il pitting, lo scuffing e l'usura: si tratta di avvenimenti che incidono molto sulla vita utile degli ingranaggi. In Figura 1.4 sono mostrati i campi tipici d'interesse di tali fenomeni. Tale diagramma rappresenta le principali cause di danneggiamento di un ingranamento in funzione della coppia trasmessa e della velocità periferica. La zona sottostante all'involuppo delle curve indica la possibilità di funzionamento senza danni; considerati i valori usuali di velocità, il fattore limitante prevalente è il pitting. [1]

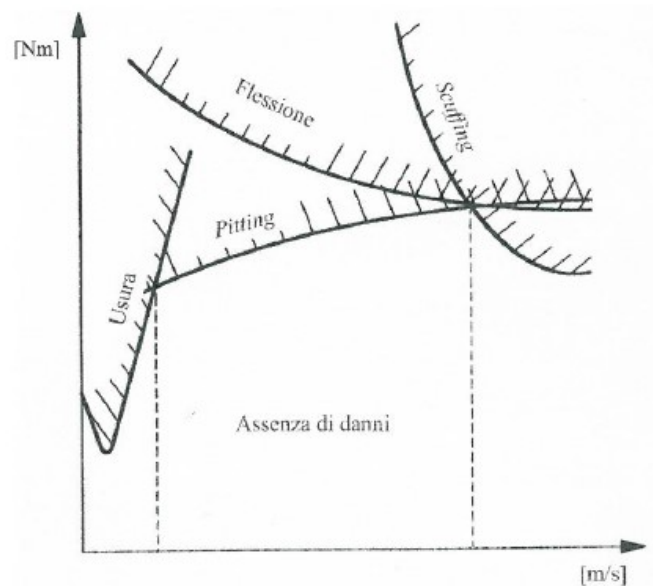


Figura 1.4: campi tipici di interesse dei vari fenomeni.

L'intero veicolo, ma in particolare la trasmissione meccanica, durante il suo funzionamento, è sottoposta a vibrazioni continue e le giunzioni filettate sono soggette a micro movimenti dovuti a carichi di ingranamento, che creano un effetto di “polmonamento” e di scorrimento delle flange. Nel tempo questi fenomeni portano ad un allentamento delle viti con conseguenti perdite di olio. L'effetto è ancora più evidente se si raggiunge la frequenza di risonanza del bullone. Nello specifico esistono due tipologie di allentamento del bullone:

- Self relax: rilassamento spontaneo senza l'applicazione di forze esterne;
- Self loosening: allentamento del collegamento sottoposto a carico esterno ciclico e perpendicolare all'asse della vite.

Oggigiorno sono presenti diversi metodi per evitare tale fenomeno; uno dei più efficaci è l'impiego di una sostanza chimica che polimerizza riempiendo gli spazi all'interno del giunto. Questo risolve la causa originaria degli allentamenti impedendo il movimento relativo di vite e madre vite.

1.3 Le filettature

La filettatura è un risalto a sezione costante (filetto) e a forma di elica, praticato su una superficie cilindrica che può essere un albero oppure un foro. Le funzioni principali delle filettature sono:

- La trasmissione della forza, cioè la generazione di elevate forze assiali partendo da basse forze tangenziali;
- La trasmissione del movimento, cioè la generazione di piccoli movimenti assiali attraverso grandi movimenti tangenziali.

In base a tale suddivisione si possono distinguere viti di fissaggio e viti di manovra.

Dal punto di vista geometrico, ma anche costruttivo, gli elementi fondamentali (vedi Figura 1.5) per la definizione delle filettature sono:

- Forma del profilo;
- Passo;
- Diametro nominale.

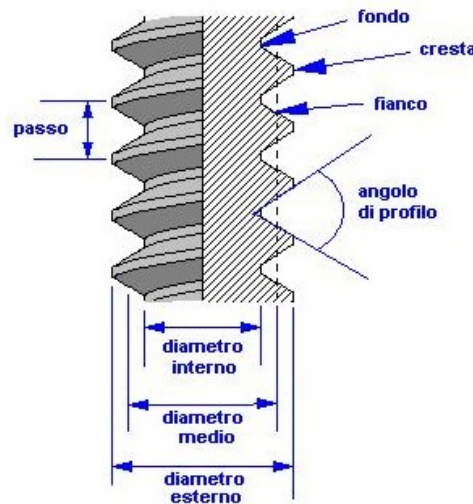


Figura 1.5: caratteristiche geometriche della vite.

Il *profilo* è l'intersezione del filetto con un semipiano avente per origine l'asse della filettature ed in base alla sua forma si avranno viti a profilo rettangolare, triangolare, trapezoidale o circolare come mostrato in Figura 1.6.

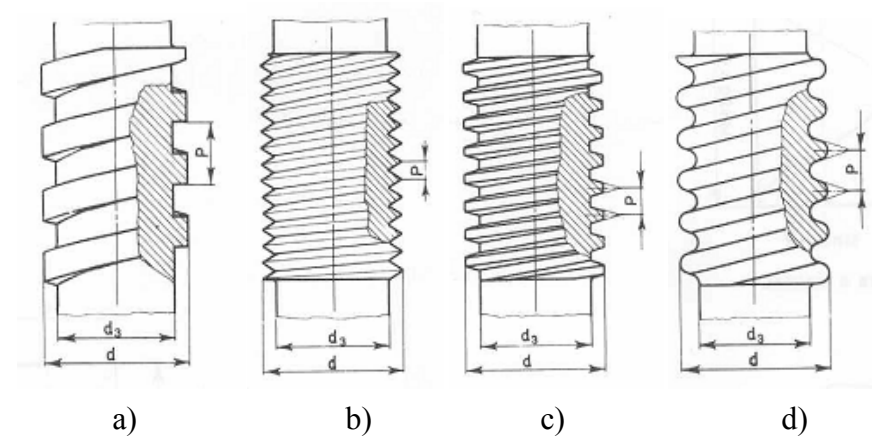


Figura 1.6: vite a profilo a) rettangolare, b) triangolare, c) trapezoidale e d) circolare.

Si definisce *passo* la distanza misurata in direzione assiale tra due punti omologhi di un filetto; essa è proporzionale all'altezza del filetto. Se si avvolgono contemporaneamente più filetti aventi stessa geometria si avranno le viti a *più principi*. In tal caso il passo della filettatura (*passo effettivo o avanzamento*) è pari al passo del filetto (*passo apparente*) moltiplicato il numero di principi. In Figura 1.7 è mostrato un esempio di filettatura ad uno o due principi.

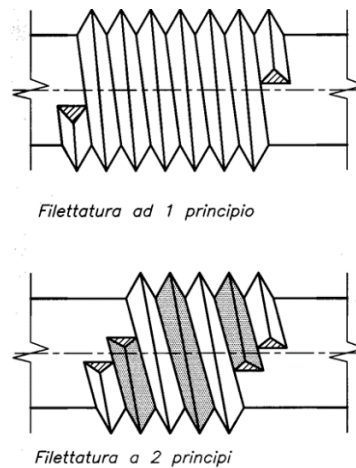


Figura 1.7: esempi di filettature ad uno o più principi.

Le filettature a più principi permettono di avere avanzamenti elevati senza pregiudicare la resistenza della vite poiché non si riduce il diametro di nocciolo.

Il *diametro nominale* è una dimensione convenzionale uguale per vite e madrevite e coincide, ad eccezione delle filettature gas, con il diametro esterno sia della vite che della madrevite. Nella figura seguente sono riportate, per riepilogo, le caratteristiche geometriche della filettatura triangolare per vite e madrevite.

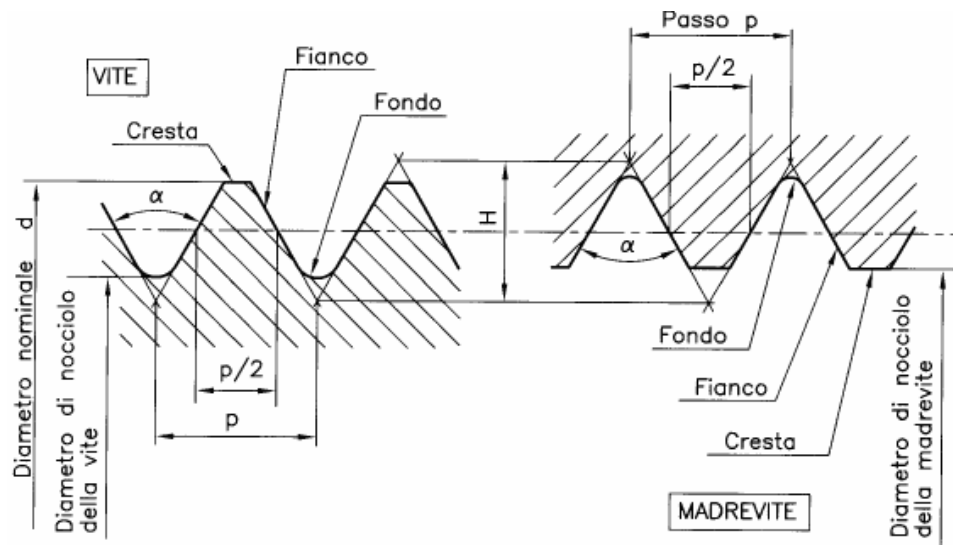


Figura 1.8: caratteristiche geometriche della filettatura.

1.3.1 Collegamenti fissi e smontabili

Generalmente una struttura o una costruzione meccanica se è composta da diversi componenti, deve essere unita per mezzo di due lembi sovrapposti; pertanto possono presentarsi due differenti casi di assemblaggio:

1. Unioni fisse e definitive: si tratta di collegamenti permanenti quali chiodatura, saldatura ed incollaggio;
2. Unioni mobili o smontabili: consentono di separare agevolmente i due pezzi collegati senza provocare danni, come ad esempio viti, bulloni, perni, linguette, spine e profili scanalati.

Nel caso in esame, ovvero nella trasmissione meccanica, due parti complementari del carter sono tenute insieme mediante collegamenti smontabili che si realizzano tramite elementi filettati costituiti sempre da vite e madrevite. La vite viene sempre aggiunta agli elementi da fissare, mentre la madrevite può essere realizzata in uno dei componenti da unire (foro filettato, cieco o passante),

oppure può ottenersi mediante un dado. La vite è costituita da tre elementi: testa, gambo ed estremità.

La testa può assumere una delle seguenti forme:

- Esagonale o quadrata (prismatica);
- Cilindrica con esagono incassato (a brugola);
- Svasata a tronco di cono.

In Figura 1.9 sono rappresentate alcune tipologie di testa della vite.

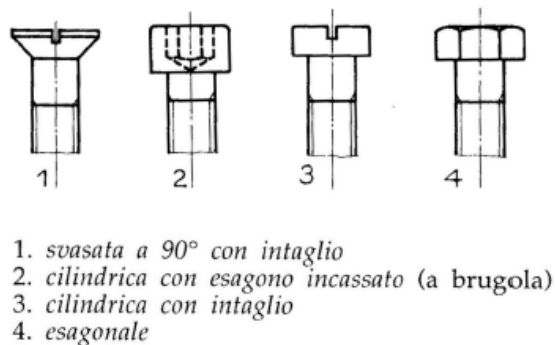


Figura 1.9: tipologie di testa della vite.

La testa esercita la forza di serraggio, mediante la faccia inferiore a contatto con il pezzo e la sua forma ha un'influenza sul carico applicato. Il gambo è cilindrico e può essere parzialmente o interamente filettato. In Figura 1.10 sono mostrate le due tipologie di gambo. La filettatura usata per le viti di collegamento, è la metrica triangolare (generalmente a passo grosso) o la Whitworth.

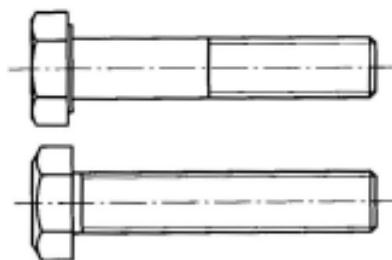


Figura 1.10: esempi di gambi diversi della vite.

La forma dell'estremità del gambo, visibile in Figura 1.11, per i collegamenti è smussata o bombata, così da favorire la messa in opera della vite, proteggendo il primo filetto da possibili ammaccature.

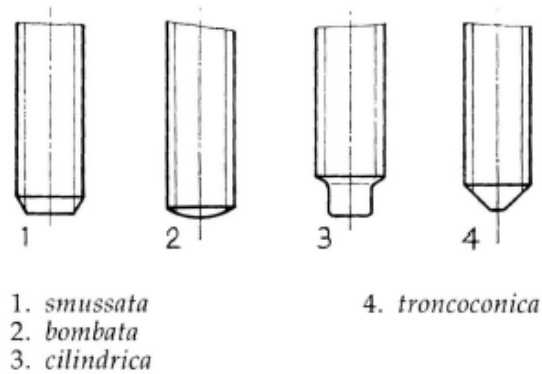


Figura 1.11: differenti tipologie di estremità del gambo.

Le viti sono unificate, pertanto tutte le caratteristiche geometriche, quali il diametro nominale, il passo, la lunghezza del gambo, la lunghezza della parte filettata (nel caso in cui il gambo è parzialmente filettato), lo spessore e la geometria della testa sono rilevabili dalle tabelle UNI. Il dado, generalmente di tipo esagonale, viene utilizzato come elemento aggiuntivo quando il collegamento filettato coinvolge fori lisci passanti su entrambe le parti da unire. Il loro fissaggio si esegue con chiave fissa andando ad agire sulle superfici esterne “s”. Anche i dadi sono unificati e vengono classificati in alti, normali e bassi in funzione dello spessore “m”. In Figura 1.12 sono riportate le loro rappresentazioni con i riferimenti UNI.

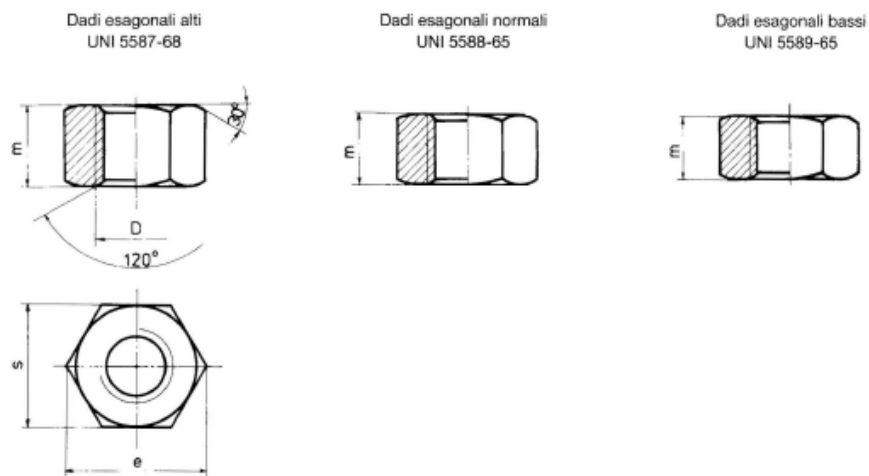


Figura 1.12: rappresentazione dei dadi con i riferimenti UNI.

L'accoppiamento vite-dado prende il nome di bullone e sfrutta il meccanismo vite-madrevite ponendo in compressione gli elementi da unire; così facendo si evitano movimenti di allontanamento o di slittamento, garantendo il comportamento elastico del sistema. In Figura 1.13 sono mostrate le rappresentazioni del bullone convenzionale e semplificata.

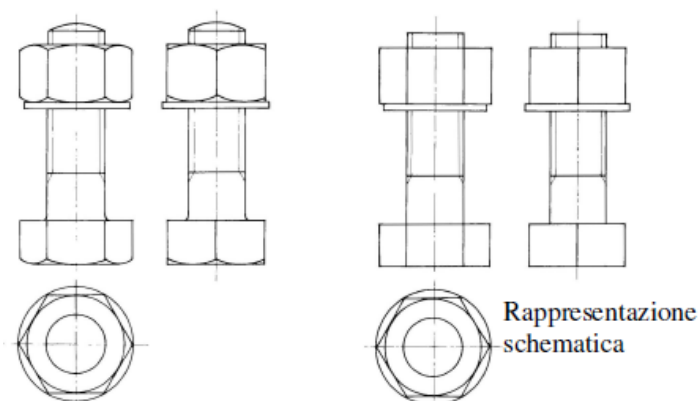


Figura 1.13: rappresentazione convenzionale e schematica del bullone.

I bulloni devono quindi sopportare: carichi di trazione paralleli all'asse della vite (*tensile bolted joints*), carichi di taglio perpendicolari all'asse (*shear bolted joints*), o più comunemente carichi combinati (in tal caso classificati in base al maggiore dei due carichi).

1.3.2 Classificazione dei collegamenti filettati

Oltre a stabilire se l'assemblaggio tra le due parti avviene in maniera fissa o mobile, il collegamento può essere classificato in base al tipo di vite. In particolare si hanno tre diversi tipi di collegamenti:

- Con vite mordente;
- Con vite passante;
- Con vite prigioniera.

➤ *Collegamento con vite mordente*

Si realizza mediante un foro liscio passante su uno dei due pezzi avente il diametro più grande del gambo della vite di circa 0,5 mm. Nell'altra parte invece si crea un foro filettato che può essere cieco o passante. Come elemento filettato si utilizza una vite con testa esagonale o cilindrica. Questo tipo di collegamento, visibile in Figura 1.14 è il più utilizzato nell'ambito della meccanica di precisione, ovvero quando le azioni di montaggio e smontaggio sono poco frequenti.

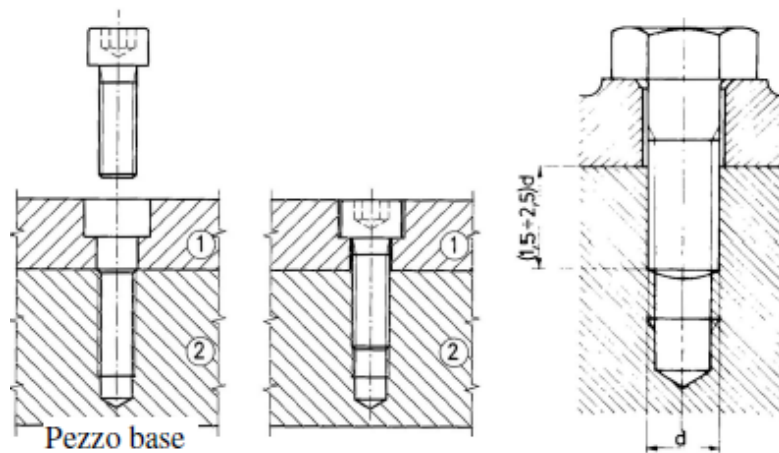


Figura 1.14: collegamento con vite mordente.

➤ *Collegamento con vite passante*

Si effettua praticando due fori lisci passanti su entrambi i pezzi da collegare. I diametri dei fori sono maggiorati rispetto al diametro del gambo della vite di

circa 0,5 mm. I componenti filettati che vengono utilizzati in questo tipo di collegamento sono una vite e un dado (avente la funzione di madrevite) generalmente preceduto da una rosetta. L'azione di serraggio è generata sui pezzi attraverso la testa della vite e il dado. La forza di serraggio determina nella vite uno sforzo di trazione, dove la sezione resistente è quella del nocciolo. Questa tipologia di collegamento (vedi Figura 1.15) viene comunemente utilizzata in meccanica di media precisione, ovvero quando occorre un'elevata azione di montaggi e quando lo spessore dei pezzi da unire è troppo piccolo da non consentire la realizzazione del foro filettato.

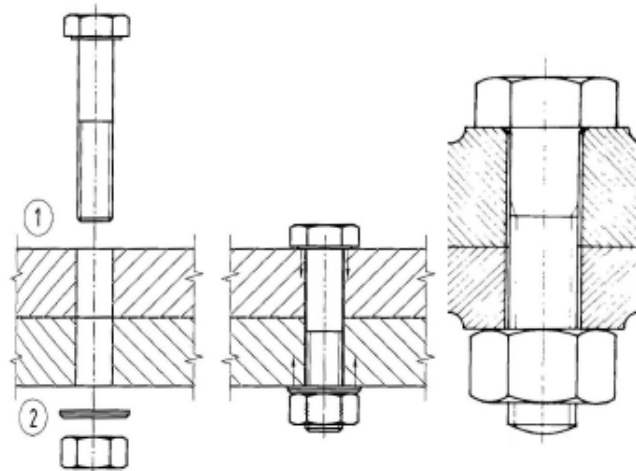


Figura 1.15: collegamento con vite passante.

➤ *Collegamento con vite prigioniera*

Si esegue creando un foro liscio passante su uno dei due pezzi con un diametro più grande del gambo della vite di circa 0,5 mm; nel pezzo base invece si realizza un foro filettato cieco. Gli elementi filettati utilizzati sono una vite prigioniera formata da un cilindro filettato ai due estremi. Il pezzo viene serrato tra la testa della vite e la filettatura della stessa accoppiata con il foro filettato del pezzo base. Questo metodo di collegamento, rappresentato in Figura 1.16, è impiegato per l'accoppiamento di materiali teneri, costosi a causa della complessità delle lavorazioni o per azioni di montaggio e smontaggio molto frequenti (in tal modo si evita di rovinare la filettatura della madrevite).

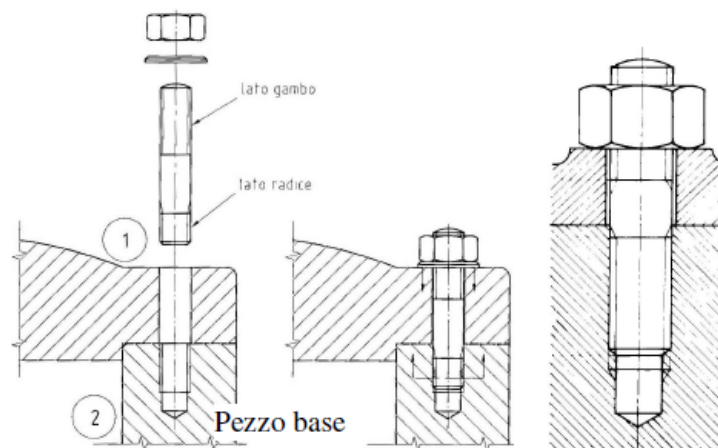


Figura 1.16: collegamento con vite prigioniera.

1.4 Obiettivo del lavoro

L'obiettivo di questo lavoro di tesi consiste nell'analizzare sia a livello teorico che sperimentale il comportamento dei collegamenti filettati per applicazioni automotive. In particolare è stata analizzata una problematica riscontrata sulla linea di montaggio di un cambio a doppia frizione (DCT), a valle di una modifica di strategia di serraggio delle viti di cucitura della giunzione posteriore del carter, messa in atto per far fronte a perdite di olio riscontrate dal cliente finale su veicolo. Il carter del cambio in oggetto è diviso in tre parti e la giunzione del coperchio posteriore con la scatola centrale è garantito dal serraggio di viti in alluminio e viti in acciaio. Dalla root cause analysis, effettuata per individuare la causa della perdita d'olio dalla giunzione posteriore, è emerso che gli elementi critici erano le viti in acciaio, chiuse in fase di montaggio, con una strategia di controllo in coppia (26 Nm). A valle delle problematiche emerse sul campo, si è passati ad una strategia di serraggio coppia + angolo ($20\text{Nm} + 90^\circ$), ma a dispetto delle prime prove effettuate in laboratorio per testare la nuova metodologia di chiusura, in linea di montaggio sono state riscontrate coppie di chiusura finali più elevate.

Lo scopo di questo lavoro di tesi è di oggettivare tale incremento di coppia e capirne le motivazioni, mediante prove sperimentali volte ad investigare le possibili cause che possono determinare tale fenomeno e verificare la relazione tra coppia di serraggio e precarico assiale della vite, in modo da ottimizzare la strategia di serraggio. In dettaglio è stato eseguito un primo test mediante la chiusura "coppia + angolo" e sono state analizzate quattro differenti configurazioni del cambio. In particolare:

- Cambio vuoto senza sigillante;
- Cambio pieno senza sigillante;
- Cambio vuoto con sigillante;
- Cambio pieno con sigillante.

Una volta oggettivato l'incremento di coppia ed individuato il problema, nel test successivo sono state utilizzate viti estensimetriche per determinare l'andamento del tiro vite, sia applicando la strategia di serraggio "coppia + angolo" implementata in linea di montaggio, che a parità di coppia di serraggio, utilizzando quattro differenti configurazioni del cambio, allo scopo di capire come i diversi allestimenti potessero influire sul precarico assiale della vite.

Capitolo 2 Bolt verification

Dopo aver descritto in linea generale le trasmissioni meccaniche, esposto quali siano le problematiche connesse a tali componenti, in particolare le perdite di olio legate a fenomeni di allentamento delle viti; ora si illustreranno le diverse tipologie di carico a cui sono sottoposti i giunti bullonati e come si distribuisce in maniera teorica la coppia trasmessa ai collegamenti filettati in relazione alla forza di precarico.

2.1 Giunti bullonati: classificazione

Le giunzioni sono dei collegamenti filettati che hanno il ruolo di porre in compressione i componenti da unire in modo da evitare movimenti relativi di allontanamento o di slittamento, garantendo un comportamento elastico del sistema che sia favorevole al bullone. Pertanto i bulloni devono sopportare carichi combinati dovuti sia a forze di trazione parallele all'asse della vite (*tensile bolted joints*), sia a forze di taglio perpendicolari all'asse (*shear bolted joints*); a tal proposito possiamo suddividerli in:

- Giunzioni bullonate soggette a sforzo di taglio;
- Giunzioni bullonate soggette a sforzo normale;
- Giunzioni bullonate soggette a sforzo misto.

Di seguito sono mostrate le tre tipologie di giunzione.

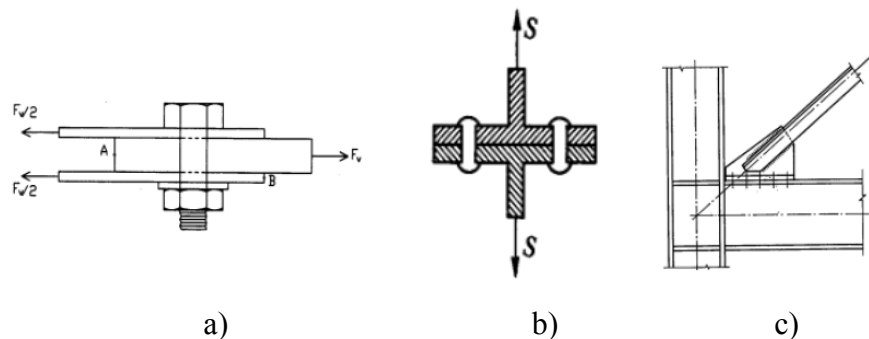


Figura 2.1: giunzioni soggette a) sforzo di taglio, b) sforzo normale, c) sforzo misto.

A loro volta le giunzioni soggette a sforzo normale si differenziano in:

- Bulloni sottoposti a carichi assiali concentrici;
- Bulloni sottoposti a carichi assiali eccentrici.

Nel primo caso la linea d'azione è parallela e coincidente con l'asse della vite filettata, mentre nel secondo caso la linea d'azione è parallela, ma non coincidente rispetto all'asse.

2.2 Precarico

Durante la fase di serraggio viene trasmesso il precarico iniziale: si tratta di un carico assiale dato al bullone, mediante l'applicazione di una coppia, prima di sottoporre il contatto tra le due flange alle forze innescate da carichi esterni. Con lo scorrere del tempo però l'intensità di tale coppia diminuisce provocando il rilassamento. Pertanto bisogna calcolare in maniera ottimale sia il valore di precarico necessario a contrastare le azioni esterne, che l'area resistente minima della vite in modo da non avere una tensione sul gambo che sia maggiore rispetto a quella di snervamento del materiale. La forza di precarico, indicata con F_v , può essere espressa con la seguente relazione:

$$F_v = \gamma \sigma_y A_s \quad (2.1)$$

Dove:

- A_s è l'area soggetta alla forza;
- γ è il coefficiente di utilizzazione è viene indicato come:

$$\gamma = \frac{\sigma_v}{\sigma_y}$$

In cui σ_v e σ_y sono rispettivamente la tensione nominale e la tensione di snervamento del materiale.

L'unione di un comune elemento di fissaggio filettato, sollecitato a taglio, è mantenuta dal precarico presente nella vite. Occorre però controllare in maniera esatta il precarico, in quanto, in alcuni casi, il motivo della rottura di giunzioni bullonate è causata da un valore di precarico eccessivo oppure da allentamento dovuto a perdita di precarico. A tal proposito è importante calcolare il range di precarico in relazione al minimo e al massimo momento applicato alla vite.

Normalmente si correlano i momenti e le accuratezze delle misure ad una coppia applicata nominale M_{nom} , utilizzando due metodi:

- Metodo del coefficiente sperimentale;
- Metodo del coefficiente tipico.

Il primo si adopera quando il precarico nella giunzione è critico, il secondo, invece, quando vi sono bassi carichi.

Il problema fondamentale è fissare la giunzione ed applicare il precarico iniziale come richiesto da progetto. In Figura 2.2 sono indicate le due condizioni limite di precarico.

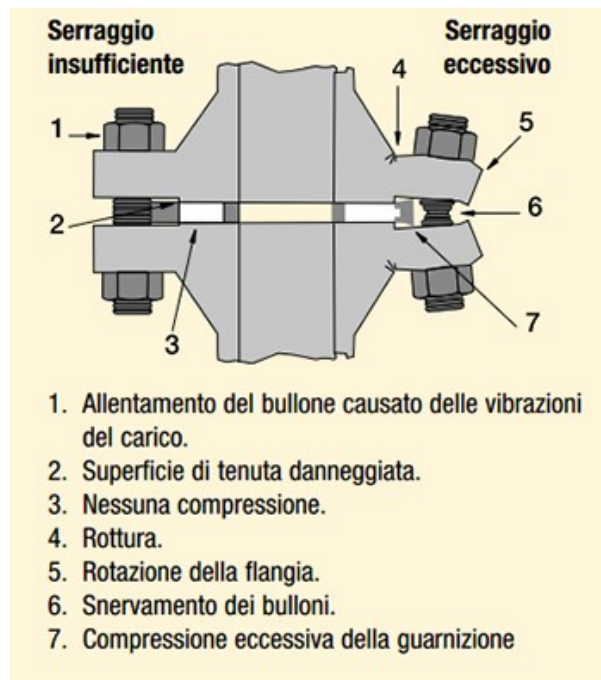


Figura 2.2: condizioni limite del precarico.

2.2.1 Relazione tra coppia applicata e precarico

Per descrivere il sistema di forze in azione durante il serraggio viene utilizzato un modello idealizzato secondo il quale la filettatura del dado viene approssimata ad un cuneo tra la filettatura della vite e la superficie del materiale bloccato dalla giunzione come mostrato in Figura 2.3.

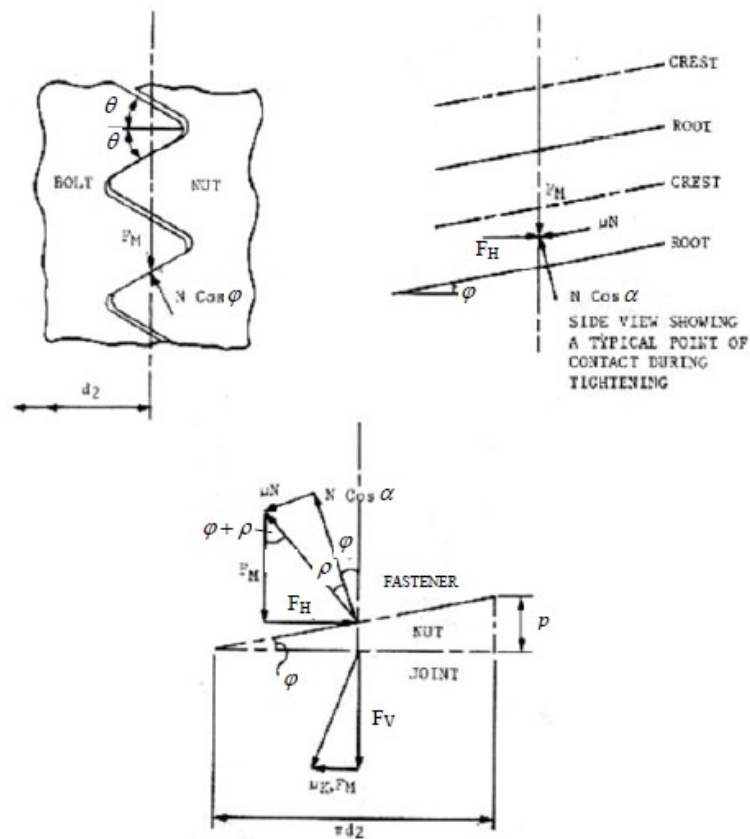


Figura 2.3: forze presenti durante il serraggio.

Come si nota dalla figura in basso, la forza che fa slittare il cuneo è:

$$F_H = F_V \tan(\varphi + \rho) \quad (2.2)$$

In cui:

- φ è l'angolo dell'elica della filettatura;
- ρ viene determinata dalla relazione:
 - $\tan \rho = \frac{\mu_{th}}{\cos \theta}$

Dove μ_{th} è il coefficiente di attrito della filettatura e θ è metà dell'angolo del cuneo.

La coppia presente nella parte interna della filettatura è:

$$M_{th} = F_V \tan(\varphi + \rho) \frac{d_2}{2} \quad (2.3)$$

Invece la coppia sotto la testa della vite viene indicata come:

$$M_{uh} = F_V \frac{\mu_{uh} d_{uh}}{2} \frac{1}{\sin \lambda/2} \quad (2.4)$$

In cui:

- μ_{uh} è il coefficiente di attrito tra il dado e la parte bloccata adiacente;
- d_{uh} è il diametro effettivo;
- λ è l'angolo di contatto sotto la testa.

La coppia di serraggio totale applicata che produce il precarico è:

$$M_{app} = M_{th} + M_{uh} + M_P = F_V \left[\tan(\varphi + \rho) \frac{d_2}{2} + \frac{\mu_{uh} d_{uh}}{2 \sin(\lambda/2)} \right] + M_P \quad (2.5)$$

Dove M_P è la coppia prevalente del dispositivo di bloccaggio; quest'ultima viene applicata nelle viti filettate per evitare vibrazioni che a loro volta provocano perdite di carico. Tale coppia viene misurata mentre le parti filettate ruotano per incastrarsi e non vi è il contatto nella parte sotto la testa. [2]

Facendo opportune ipotesi e considerazioni la (2.5) può essere riscritta come:

$$M_{app} = F_V \left[\frac{p}{2\pi} + d_2 \frac{\mu_{th}}{2 \cos \frac{\theta}{2}} + \frac{\mu_{uh} d_{uh}}{2 \sin \lambda/2} \right] + M_P \quad (2.6)$$

Quest'ultima equazione evidenzia i quattro contributi dati al momento applicato in relazione alla forza di precarico. Nel dettaglio si ha:

- $F_V \left[\frac{p}{2\pi} \right]$: indica la coppia assorbita nello stiramento della vite (10%);
- $F_V \left[d_2 \frac{\mu_{th}}{2 \cos \frac{\theta}{2}} \right]$: indica la coppia provocata dall'attrito nella filettatura (30%);
- $F_V \left[\frac{\mu_{uh} d_{uh}}{2 \sin \lambda/2} \right]$: indica la coppia causata dall'attrito sotto il dado (50%);
- M_P : indica la coppia prevalente dovuta al dispositivo di bloccaggio (10%).

L'equazione (2.6) potrebbe subire dei cambiamenti se insorgono delle incertezze dovute soprattutto a variazioni di attrito nel sotto testa della vite e del dado. La

Figura 2.4 mostra un esempio del precarico in funzione della coppia applicata. La relazione è lineare e la pendenza dipende dai coefficienti di attrito.

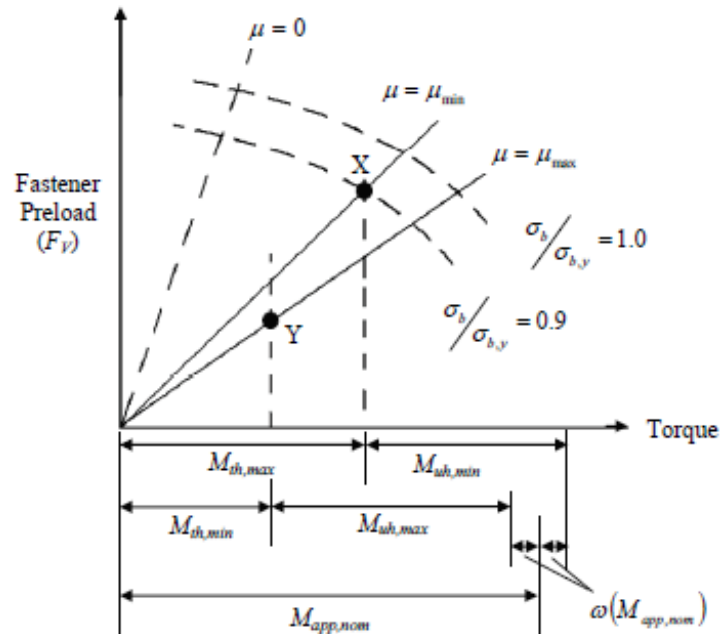


Figura 2.4: grafico della coppia in funzione del precarico.

Il grafico mostra il rapporto di sollecitazione del fissaggio ($\sigma_b/\sigma_{b,y}$) che esprime l'utilizzo della forza. Nel punto X si ha una coppia interna della filettatura che è massima e una coppia dovuta all'attrito nel sotto testa che è minima, invece nel punto Y si ha il contrario. Pertanto si può concludere che le condizioni estreme di precarico si hanno:

- Massimo con minimo attrito nella filettatura e nel sotto testa;
- Minimo con massimo attrito nella filettatura e nel sotto testa.

Tenendo conto anche del termine relativo alla coppia prevalente, le curve del grafico avranno stesso andamento ma saranno spostate verso destra.

2.2.2 Fenomeni di perdita di precarico

Durante e dopo la fase di serraggio, può verificarsi la presenza di alcuni fenomeni che provocano perdita di precarico nelle giunzioni bullonate. In particolare gli eventi che causano il rilassamento sono:

- Fase di installazione;
- Interazione tra più gruppi di viti;

- Aperture nelle guarnizioni;
- Rilassamento torsionale.

➤ ***Fase di installazione***

Durante il primo serraggio, la vite e la madrevite entrano in contatto solo su microscopiche superfici, dove incidono le rugosità dei materiali (vedi Figura 2.5). Su tali superfici inizialmente il materiale viene sovraccaricato e progressivamente si creano delle rotture che allargano lo spazio tra le rugosità fino a quando il processo non si stabilizza. Tale rilassamento è massimo nei primi minuti che seguono l'installazione per poi diminuire esponenzialmente. Complessivamente si ha una perdita di carico di circa il 5%.

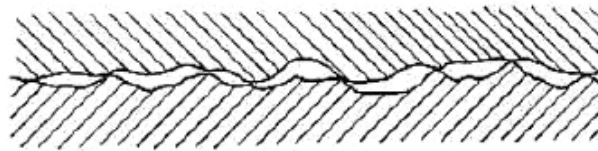


Figura 2.5: vista microscopica delle rugosità inizialmente a contatto.

➤ ***Interazione tra più gruppi di viti***

Se si ha un gruppo di bulloni da dover avvitare, durante il serraggio della prima vite si ha un allungamento di quest'ultima e la giunzione nelle sue vicinanze subisce una compressione. Successivamente si prosegue con la chiusura della seconda vite; ciò comporta un'ulteriore compressione alla giunzione vicino la prima vite causandone il rilassamento. Tale fenomeno è provocato da diversi fattori come ad esempio il tipo di guarnizione usata e la distanza tra le viti. Questo problema può essere risolto in parte andando ad aumentare il valore di precarico iniziale sapendo che l'interazione tra le viti determina perdite di coppia comprese tra il 50% e il 90%.

➤ ***Apertura nelle guarnizioni***

Per evitare il passaggio di olio tra le fusioni della trasmissione meccanica viene interposta tra le due parti una guarnizione (siliconica o anaerobica), la quale però contribuisce alla perdita di precarico. Le guarnizioni vengono progettate per deformarsi plasticamente, ma come ogni materiale elastico subiscono rotture se

vengono sottoposte a grandi pressioni di superficie. Pertanto se si vuole rispettare il design di una giunzione con guarnizione occorre utilizzare un buon metodo di avvitatura e serrare le viti contemporaneamente.

➤ *Rilassamento torsionale*

L'ultimo fattore di perdita di precarico è il rilassamento torsionale; la sua intensità dipende maggiormente dai coefficienti di attrito della filettatura. Rispetto allo stress assiale, decade velocemente non appena viene rimossa la chiave di serraggio (vedi Figura 2.6).

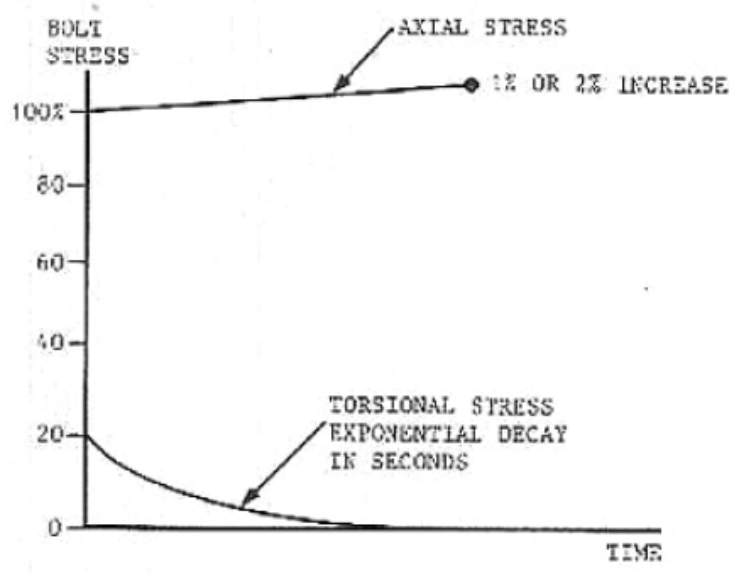


Figura 2.6: stress assiale e torsionale.

2.3 Giunzioni soggette a carichi assiali concentrici

Le giunzioni per essere caricate in modo assiale concentrico devono soddisfare tre criteri principali:

- L'asse dei carichi applicati è parallelo e coincidente all'asse della vite;
- Le flange sono simmetriche rispetto all'asse dei carichi applicati;
- Le flange sono abbastanza resistenti da non sviluppare l'effetto *prying*.

Quest'ultimo fenomeno si verifica quando l'incremento del carico di fissaggio è dovuto maggiormente all'azione di un carico esterno piuttosto che al carico del giunto concentrico. Esse sono costituite da due parti: la vite bullonata e le parti bloccate come mostrato in Figura 2.7.

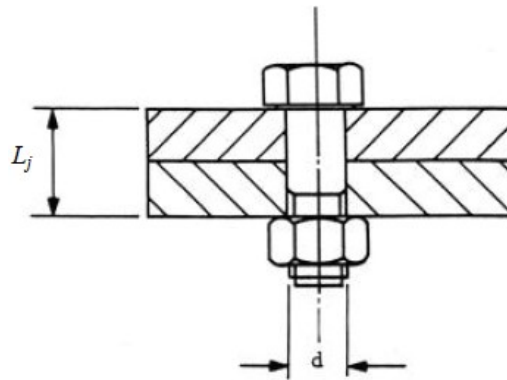


Figura 2.7: componenti della giunzione.

In questa tipologia di giunzione, facendo opportune approssimazioni, si ottiene che l'estensione della vite ΔL_b e la compressione delle parti bloccate ΔL_c è uguale. In formula:

$$\Delta L_b = \Delta L_c \quad (2.7)$$

Al variare del precarico variano le lunghezze della vite e delle parti bloccate da essa; in particolare aumentando il carico si avrà un ΔL_b positivo e un ΔL_c negativo (Figura 2.8).

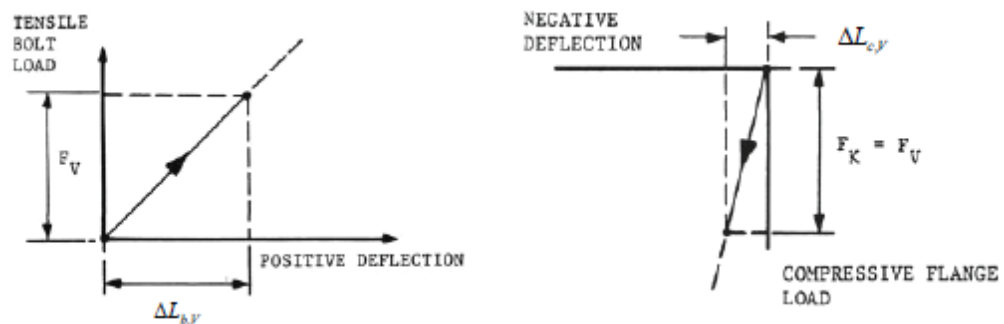


Figura 2.8: estensione della vite e compressione delle parti serrate.

La Figura 2.9 invece mostra l'andamento totale del diagramma della giunzione in funzione dell'incremento del precarico durante il serraggio. Si osserva che oltre un certo valore di soglia l'andamento non è più lineare, ma inizia a variare la propria pendenza.

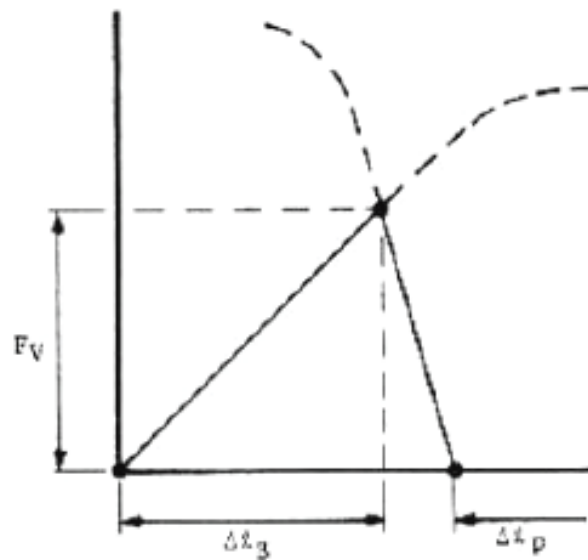


Figura 2.9: andamento della giunzione durante il serraggio.

Dal grafico si osserva che applicando un carico assiale esterno sulle due flange, la tensione nella vite subisce un incremento invece quella relativa alle parti serrate diminuisce. Se però il carico esterno supera un certo valore limite, si verifica il fenomeno di *gapping*, ovvero le due flange si separano in quanto prive di precarico.

2.3.1 Calcolo del fattore di carico

Per esprimere in maniera schematica l'entità dei carichi agenti, si ricorre al calcolo del fattore di carico. I piani di carico effettivi, mostrati Figura 2.10, variano a seconda che si analizzi l'interno delle flange oppure l'esterno; nel secondo caso bisogna tener conto dell'effetto del carico esterno F_A in aggiunta alla compressione F_K .

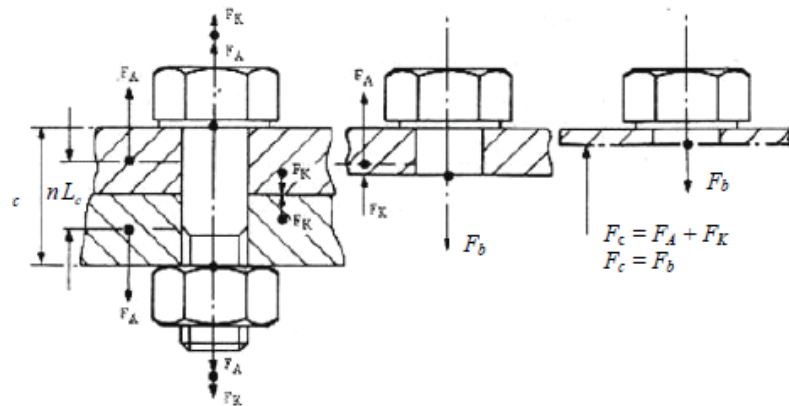


Figura 2.10: tensioni presenti nei piani di carico.

Esistono vari metodi per il calcolo del fattore di carico, in particolare:

1. Metodo approssimato;
2. Metodo sperimentale;
3. Metodo geometrico;
4. Metodo semplice;
5. Metodo analitico.

Nel primo metodo, per verifiche non critiche, si fa un'approssimazione ovvero si assume che i piani di carico sono posti al centro di ogni flangia.

Nel metodo sperimentale invece si presuppone la conoscenza delle deflessioni delle superfici di contatto sotto la testa del bullone e sotto il dado causate dall'applicazione del carico assiale esterno.

Con il metodo geometrico si individuano i parametri che sono fortemente influenzati dalla geometria, quali ad esempio il diametro di contatto della testa, il diametro del foro e la distanza minima tra il bordo della superficie di contatto e il bordo delle parti bloccate. Una volta determinati tali valori, utilizzando questo metodo è come se la giunzione venisse estratta dal suo ambiente, creando una sezione in corrispondenza del punto in cui il momento interno è nullo.

Dopo l'estrazione, la giunzione viene suddivisa in due parti: il corpo base e quello connettore. Il primo determina le proprietà elastiche della giunzione, incluso il cono di compressione, il secondo invece rappresenta la parte del componente su cui agiscono le forze esterne. Il punto di introduzione delle forze esterne nel corpo base sarà posto nel piano medio orizzontale del corpo connettore.

Il metodo semplice consente di calcolare il fattore di carico interpolando i dati già noti di una tabella e schematizzando in 2D la giunzione. Affinché tale metodo sia valido, occorre verificare alcune condizioni, quali:

- Non agiscono momenti esterni sulla vite;
- Le flange della giunzione non sono soggette al *gapping*;
- Tutte le parti serrate hanno lo stesso modulo di elasticità;
- Il corpo della giunzione ha forma prismatica;
- Il prodotto dei parametri riguardanti la giunzione 3D possono essere stimati con un valore pari a 0,8.

Il metodo analitico risulta essere il più complicato e, mediante l'utilizzo di formule, si calcolano i fattori di carico della flangia superiore ed inferiore e le rispettive cedevolezza

2.4 Giunzioni soggette a carichi assiali eccentrici

In questa tipologia di giunzione, rispetto alla precedente, l'asse d'applicazione dei carichi esterni e quello delle flange serrate non coincidono con l'asse della vite. Gli assi fondamentali, visibili in Figura 2.11, sono:

- L'asse della vite (sez. S-S);
- L'asse delle flange (sez. O-O);
- L'asse dei carichi (sez. A-A).

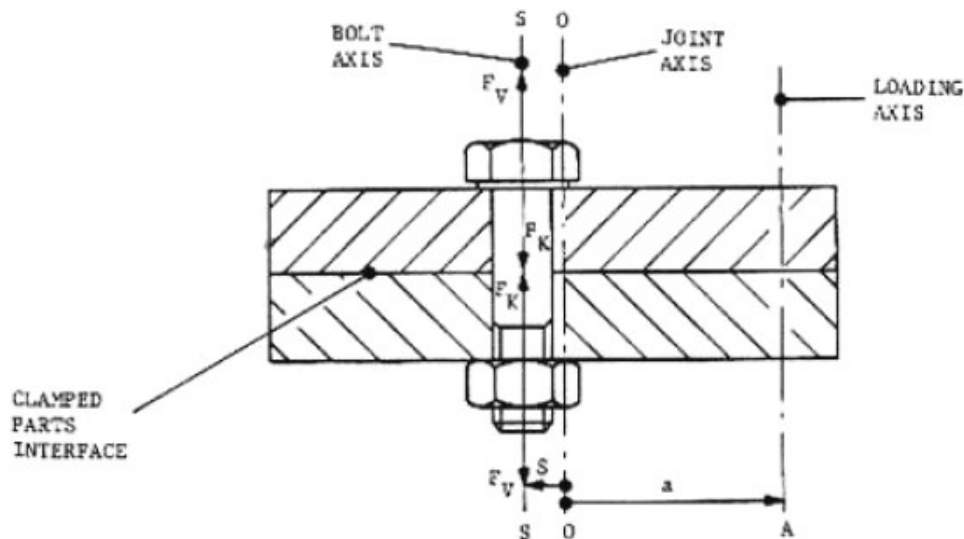


Figura 2.11: giunzione soggetta ai carichi eccentrici.

Dalla figura si osserva che le posizioni degli assi sono funzione di due variabili: l'eccentricità di carico a e quella di bloccaggio s . La non coincidenza degli assi comporta una modifica sulla distribuzione di pressione dopo l'applicazione dei carichi esterni. Infatti inizialmente le pressioni sono maggiori vicino all'asse della vite; con la presenza di carichi esterni il picco si sposta in direzione opposta rispetto al punto di applicazione del carico esterno.

Se poi il carico esterno supera un certo valore limite, la distribuzione di pressione cresce notevolmente, tanto da causare il fenomeno di *gapping*. In Figura 2.12 è rappresentata la distribuzione di pressione con e senza effetto *gapping*.

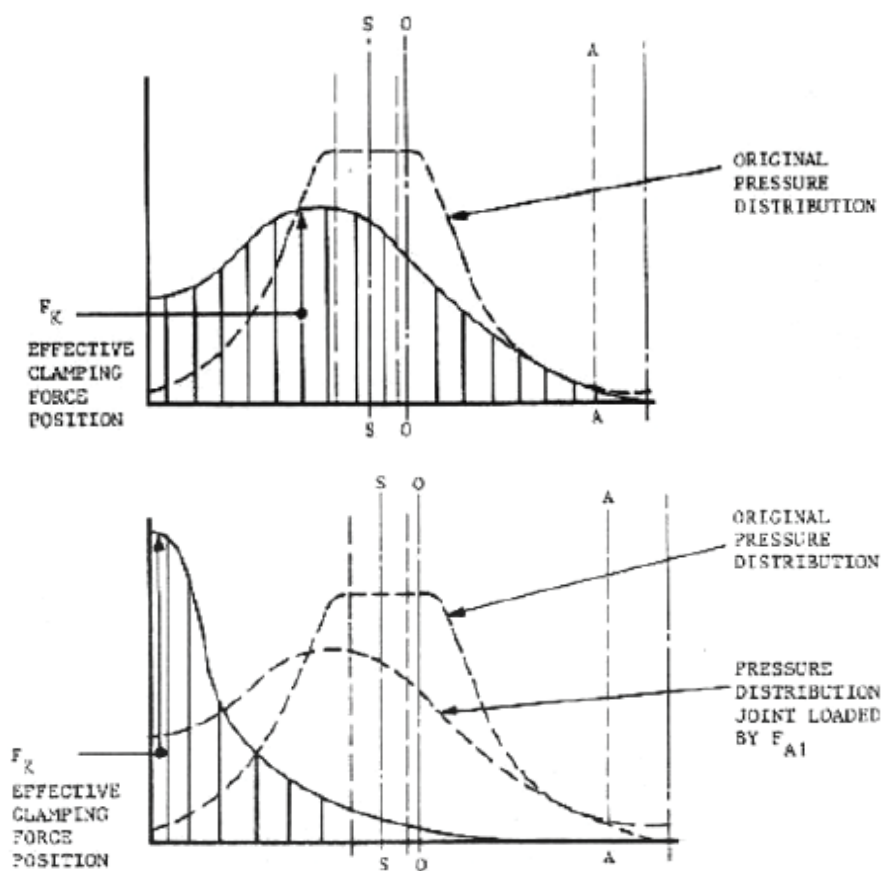


Figura 2.12: distribuzione di pressione senza (sopra) e con (sotto) effetto *gapping*.

Le tipiche giunzioni caricate eccentricamente sono quelle aventi una larga superficie di contatto e quelle aventi flange a mensola.

Per quanto riguarda le prime, la distribuzione di pressione dipende dall'intensità di carico esterno applicato e vengono previste alcune ipotesi come ad esempio la distribuzione lineare dello stress delle sezioni in gioco e la resistenza a flessione della vite minore rispetto a quella del solido. La cedevolezza delle parti

serrate in queste giunzioni è maggiore rispetto a quelle soggette a carichi concentrici in quanto bisogna considerare il fattore dovuto all'eccentricità.

Le giunzioni con flange a mensola invece sono caratterizzate da una piccola superficie di contatto consentendo al momento flettente di trasmettersi tra le due flange. Per determinare l'effetto della flessione, vengono utilizzati tre valori di cedevolezza:

$$\delta_1 = \frac{\Delta L_1}{F_V} \quad (2.8)$$

$$\delta_2 = \frac{\Delta L_2}{\Delta F_{b,A}} \quad (2.9)$$

$$\delta_3 = \frac{\Delta L_3}{F_{c,A}} \quad (2.10)$$

Il primo tiene conto dell'effetti flettente causato dal carico di serraggio eccentrico, il secondo risente del carico applicato alla vite e il terzo invece è dovuto al carico applicato alle parti serrate.

In tale tipo di giunzioni bisogna tener conto a seguito della presenza della flessione, del momento flettente che deve essere aggiunto allo stress causato dai carichi esterni, in particolare quando si determina la durata limite a fatica della vite. Pertanto il momento totale sull'asse della giunzione viene determinato con la seguente formula:

$$M = F_A A - \Delta F_{b,A} s - F_V s \quad (2.11)$$

In cui:

- $F_A A - \Delta F_{b,A} s$ indica la variazione di momento dovuta ai carichi esterni;
- $F_V s$ indica il momento dovuto alla presenza di precarico.

2.5 Giunzioni soggette a carico di taglio

I giunti caricati a taglio vengono spesso utilizzati per collegare piastre o lamiere e di solito presentano più elementi di fissaggio. Questi tipi di giunti trasmettono

carichi di taglio longitudinalmente nelle viti, sull'asse perpendicolare a quello centrale della vite stessa. Un giunto di taglio tipico è illustrato in Figura 2.13.

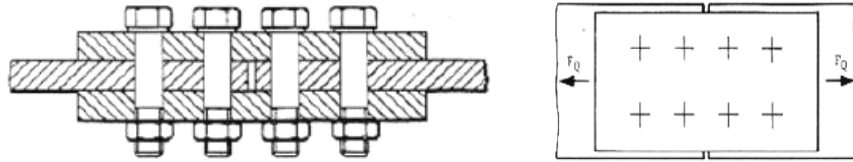


Figura 2.13: tipica giunzione a taglio.

2.5.1 Giunzioni ad attrito

Le unioni ad attrito assicurano, almeno nelle fasi iniziali del carico, una rigidità senz'altro maggiore rispetto alle normali giunzioni e risultano più adatte in tutti quei casi in cui le sollecitazioni hanno caratteristiche dinamiche, con repentine variazioni di valore, ad esempio in presenza di vibrazioni, urti o oscillazioni sismiche. Il funzionamento di questi giunti (vedi Figura 2.14) si basa sull'attrito delle flange per trasmettere i carichi di taglio e funzionano fino a quando il carico trasversale non assume valori troppo elevati e si verifica il fenomeno di scivolamento.

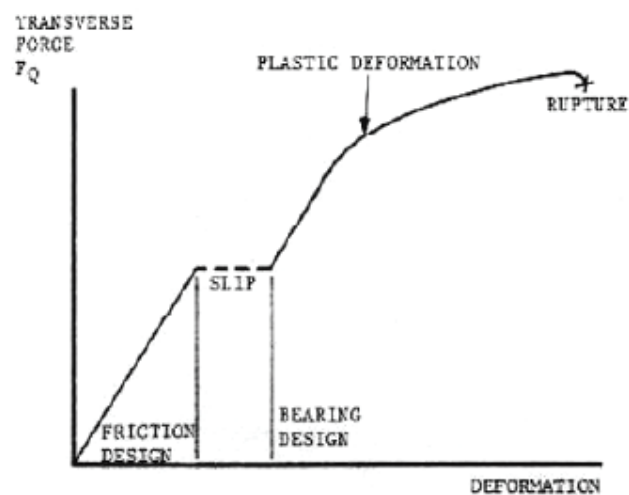


Figura 2.14: curva di deformazione del carico.

Le giunzioni ad attrito vengono spesso utilizzate per strutture spaziali in quanto non procurano *slipping* delle flange, facilitano l'assemblaggio, sono facili da implementare in quanto il precarico nella vite non è critico ed infine possono

essere considerate sicure per la verifica di ultima rottura. Inoltre, possono assicurare un migliore controllo della resistenza, grazie alla eliminazione dei picchi di tensione dovuti ai fenomeni di contatto localizzati all'interfaccia bullone lamiera. Tra l'altro, la precompressione trasversale ha un benefico effetto di riduzione dei picchi di tensione che si registrano in corrispondenza del bordo dei fori. In assenza di carichi esterni, la resistenza allo slittamento è data dalla somma dei precarichi, invece con la presenza dei carichi esterni è necessario che sia superiore ai carichi di taglio.

2.5.2 Giunzioni portanti

Le giunzioni portanti si basano sulla vite per trasmettere i carichi trasversali, che vengono generati sull'interfaccia tra la testa della vite e il foro della flangia. Generalmente vengono utilizzate quando la forza di compressione, necessaria a prevenire lo slittamento tra le flange, eccede la forza di rottura del materiale serrato sotto la testa del bullone. Tali giunzioni, mostrate in Figura 2.15, vengono precaricate ad un valore più basso rispetto alla forza di rottura, ma sufficientemente alto da consentire il bloccaggio delle vibrazioni trasversali della vite.

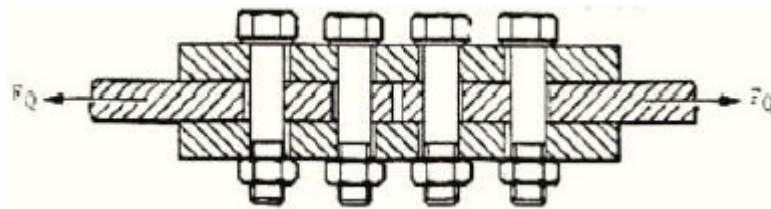


Figura 2.15: configurazione di una giunzione portante.

In Figura 2.16 è rappresentata la distribuzione dello stress a taglio per tale tipologia di viti. Si nota che quelle più esterne subiscono carichi maggiori rispetto a quelle interne con una percentuale di circa il 15% al di sopra della media dei carichi.

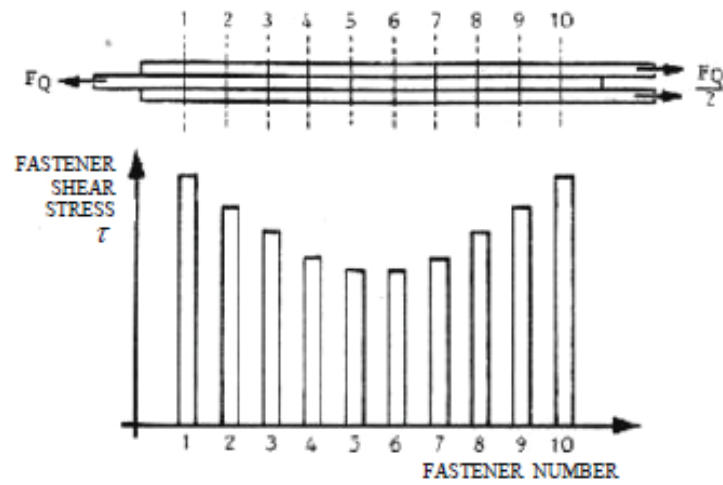


Figura 2.16: distribuzione dello stress a taglio nelle viti della giunzione.

Capitolo 3 Metodi di serraggio dei bulloni

Nei primi due capitoli sono state esposte le problematiche riguardanti le trasmissioni meccaniche, ponendo maggiormente attenzione al problema dei collegamenti filettati che chiudono le fusioni. In questo capitolo si andranno a descrivere i metodi che possono essere utilizzati per il serraggio delle viti spiegando anche in maniera analitica cosa s'intende per coppia di serraggio.

3.1 Coppia di serraggio

Ogni dado o bullone che fa parte di un meccanismo andrebbe chiuso secondo una specifica coppia di serraggio altrimenti si rischia un allentamento, nel caso in cui si stringe poco, oppure una deformazione con pericoloso rischio di rottura nel caso in cui si stringe troppo. All'atto del serraggio (vedi Figura 3.1), circa il 40% dell'energia è speso per vincere la resistenza di attrito della filettatura, il 50% rappresenta l'attrito che si manifesta nei piani di appoggio del sotto testa e solo il 10% è effettivamente impiegato per mettere la vite in tensione.

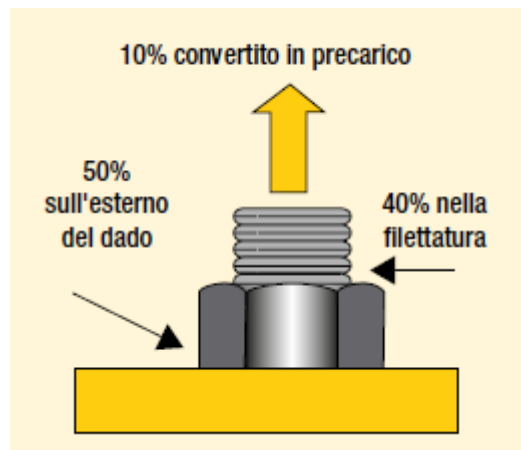


Figura 3.1: distribuzione della coppia al momento del serraggio.

Di conseguenza un errore anche piccolo nella stima degli attriti è sufficiente a determinare una grande variazione nel precarico applicato. Anche la velocità di avvitamento ha la sua importanza; infatti maggiore è la velocità di avvitatura e

superiore sarà il carico da applicare rispetto ad un avvitatore più lento e regolato sullo stesso valore di coppia.

Per la maggior parte dei casi esistono delle tabelle, come ad esempio la Tabella 3.1, in cui conoscendo le dimensioni della filettatura del bullone si individua il valore di coppia. Per ogni misura di bullone sono specificati diversi valori in accordo alla classe di resistenza del bullone, e a seconda di un coefficiente opportuno che considera gli attriti sotto testa e del filetto.

Le classi di resistenza definiscono il materiale con il quale è realizzato il bullone; maggiore è la classe di resistenza maggiore sarà la coppia di serraggio.

Filettatura Thread	mm 	A	Coppia Torque Classe di resistenza Resistance grade		
			8.8	10.9	12.9
M 1,6	3,2	0,10	0,128	0,189	0,221
		0,15	0,160	0,235	0,275
		0,20	0,183	0,269	0,315
M 2	4	0,10	0,270	0,396	0,463
		0,15	0,339	0,498	0,582
		0,20	0,390	0,573	0,671
M 2,5	5	0,10	0,556	0,82	0,96
		0,15	0,705	1,04	1,21
		0,20	0,816	1,20	1,40
M 3	5,5	0,10	0,95	1,40	1,64
		0,15	1,21	1,79	2,09
		0,20	1,41	2,07	2,43
M 4	7	0,10	2,20	3,23	3,78
		0,15	2,78	4,09	4,79
		0,20	3,22	4,74	5,5
M 5	8	0,10	4,34	6,3	7,4
		0,15	5,5	8,1	9,5
		0,20	6,4	9,4	11,0
M 6	10	0,10	7,5	11	12,9
		0,15	9,5	14,0	16,4
		0,20	11,1	16,3	19,1
M 8	13	0,10	18,2	26	31
		0,15	23	34	40
		0,20	27	39	46
M 10	17	0,10	36	52	61
		0,15	46	67	79
		0,20	53	78	92
M 12	19	0,10	62	91	106
		0,15	79	116	136
		0,20	92	136	159
M 14	22	0,10	99	145	170
		0,15	127	187	219
		0,20	148	218	255

Tabella 3.1: valori di coppia in funzione della filettatura.

Se il caso in esame non è indicato nella tabella, per viti unificate con filettatura ISO si può ricorrere alla seguente relazione:

$$M = \frac{d P K}{100} \quad (3.1)$$

Dove:

- M è il momento torcente o coppia di serraggio [Nm];
- d è il diametro nominale di filettatura [mm];
- P è il precarico che si applica sulla vite [N];
- K è un coefficiente globale che tiene conto sia dei vari coefficienti di attrito sulla filettatura e sui piani di appoggio e sia del coefficiente di forma della vite.

Se consideriamo tutte le variabili che si possono presentare, si deve tener conto di:

- Precisione di lavorazione, rugosità e durezza dei piani di appoggio;
- Condizioni delle superfici, in particolare presenza o meno di trattamenti superficiali quali ad esempio fosfatazione, cromatura e zincatura a caldo o elettrolita;
- Presenza o meno di lubrificante e sua natura; ad esempio l'utilizzo di additivi anti grippanti;
- Tipologia di materiale della vite e del dado.

Tenendo conto di tutto ciò, il valore di K può assumere, nei casi estremi, valori compresi tra 0,12 e 0,3; si ha una dispersione dei valori abbastanza rilevante. A tal proposito per le bullonerie di impiego più corrente si considera come ordine di grandezza:

$$K = 0,17 \div 0,21 \quad (3.2)$$

A parità di altre condizioni, va adottato per il coefficiente di K un valore più alto quanto più si riduce il diametro nominale della vite e, a parità di diametro, quanto più aumenta la superficie d'appoggio del sotto testa.

Durante il serraggio si procede comunemente serrando un solo bullone alla volta; questo può portare a situazioni di carico su un punto o carico distribuito. Per evitare tali situazioni, il serraggio viene applicato a stadi seguendo un ordine prestabilito come indicato in Figura 3.2.

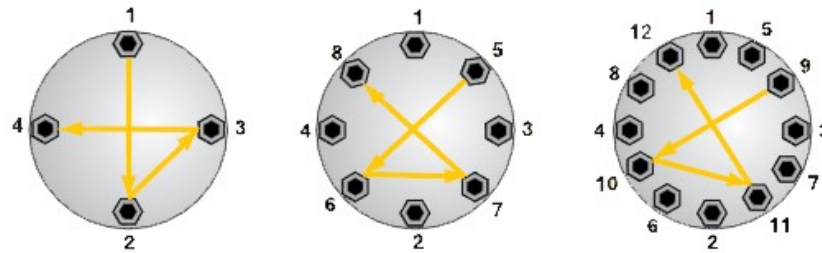


Figura 3.2: procedura di serraggio.

3.1.1 Sistemi HR, HV e HRC

In ambito industriale i bulloni utilizzati sono suddivisi in due distinte categorie (a bassa ed ad alta resistenza); in relazione al tipo di assieme da realizzare si hanno:

- Sistemi HV, HR, HRC per assiemi da precarico;
- Sistemi SB per assiemi da non precarico.

In Figura 3.3 sono mostrate le diverse tipologie di assiemi.

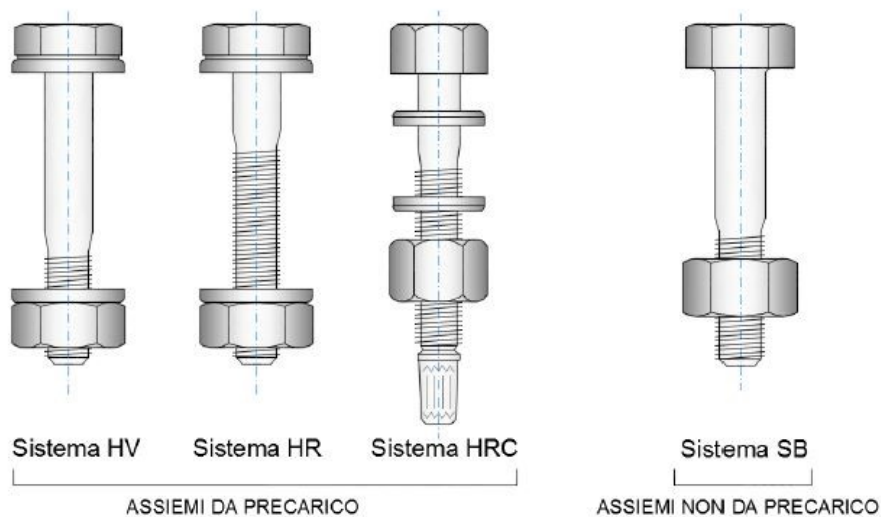


Figura 3.3: tipologie di assiemi.

HR e HV comprendono i bulloni utilizzati per gli assiemi da precarico; entrambe le categorie vengono impiegate con le medesime finalità e subiscono simili processi di produzione, risultando alternative tra loro. Tuttavia esse hanno una genealogia completamente diversa che dipende dalla specifica filosofia di rottura

in base alla quale vengono concepite: cedimento della vite nel tratto interno libero del filetto per il sistema HR e sfilamento del dado per strappamento del filetto interno per il sistema HV. Attualmente esistono ulteriori assiemi, denominati HRC, i quali necessitano di un montaggio particolare che consente una maggiore precisione nel controllo del precarico.

Le caratteristiche geometriche dei primi due sistemi differiscono sia per la lunghezza della filettatura, che per il sistema HR arriva ad essere anche del 50% più lunga, che per l'altezza del dado, che nel sistema HR risulta pari a circa 9/10 del diametro, mentre nel tipo HV risulta pari a circa 8/10 del diametro. In entrambi i casi, per accogliere un significativo precarico, assunto pari al 70% del carico di rottura della vite (come definito dalle norme tecniche) è necessario far ricorso a bulloni ad alta resistenza. Alcune differenze tra i due sistemi si notano anche in merito alle classi di resistenza utilizzabili; infatti, nel sistema HV è previsto l'utilizzo di viti della sola Classe 10.9; nel sistema HR è invece previsto anche l'utilizzo di viti di Classe 8.8. L'assieme tipo HR è disciplinato dalla norma EN 14399-3, mentre l'assieme tipo HV dalla norma EN 14399-4; per entrambi, ai fini del corretto montaggio, la vite deve sporgere di almeno un filetto completo dalla faccia esterna del dado e deve avere almeno quattro filetti completi liberi oltre la faccia interna del dado. Le principali caratteristiche costruttive dei due assiemi sono riportate in Tabella 3.2. [3].

SISTEMA HR (EN 14399-3)	SISTEMA HV (EN 14399-4)
Diametri da M12 a M36	Diametri da M12 a M36
Marcatura della vite HR	Marcatura della vite HV-HVP
Filettatura parziale ISO 888 (lunghezza filettatura variabile con la lunghezza del gambo)	Filettatura parziale corta (lunghezza del gambo filettato in funzione del solo diametro)
Raggio di raccordo sottotesta secondo norma	Raggio di raccordo sottotesta secondo norma
Marcatura del dado HR	Marcatura del dado HV
Altezza dado come tipo 1 ISO (~ 0,9d)	Altezza dado ~ 0,8 d
Classi di resistenza: 8.8/8, 10.9/10	Classi di resistenza: 10.9/10
2 rondelle bonificate (300÷370 HV) (smussata quella sotto la testa della vite)	2 rondelle bonificate (300÷370 HV) (smussata quella sotto la vite)
Marcatura rondella H	Marcatura rondella H

Tabella 3.2: caratteristiche del sistema HR e HV.

Differenti dai precedenti e ben più innovativi rispetto ai sistemi tradizionali, risultano gli assiemi tipo HRC, con serraggio calibrato. Infatti, proprio per

eliminare le incertezze sull'applicazione della corretta coppia di serraggio, in tale tipo di assieme i bulloni vengono serrati mediante un'attrezzatura specifica.

3.2 Metodi di serraggio

I metodi consentiti per il serraggio dell'assieme variano sia in base alla classe funzionale K dell'assieme, sia in base alla natura dello stesso assieme. In particolare, la norma armonizzata EN 1090-2 fornisce la corrispondenza tra la classe K ed i diversi metodi di serraggio (vedi Tabella 3.3), che verranno esposti nei paragrafi successivi.

Metodi di serraggio	Classe k
Metodo della coppia (<i>torque method</i>)	K2
Metodo combinato	K2 o K1
Metodo di serraggio HRC	K0 solo se con dado HRD oppure K2
Metodo degli indicatori diretti di carico (DTI)	K2, K1 o K0

Tabella 3.3: metodi di serraggio in base alla classe funzionale.

3.2.1 Metodo della coppia

Tale metodo, denominato anche *torque method*, risulta compatibile soltanto con la classe funzionale K2 e prevede il serraggio dell'assieme con l'ausilio di una chiave dinamometrica di tipo manuale oppure elettrica. Il processo di serraggio si suddivide in due fasi; nella prima si realizza un pre-serraggio pari al 75% della coppia da applicare ai bulloni e si può ricorrere all'utilizzo di un avvitatore ad impulsi. L'accuratezza delle chiavi di chiusura deve essere di circa $\pm 4\%$ (secondo la EN ISO 6789), con un controllo a cadenza settimanale. Prima di iniziare la fase successiva, occorre verificare che l'operazione precedente sia stata conclusa per tutte le viti della giunzione. Successivamente si prosegue con la seconda ed ultima fase in cui si impiega una coppia di serraggio pari a:

$$M = 1,1 M_{r,2} \quad (3.3)$$

Dove:

- $M_{r,2}$ è la coppia di serraggio di riferimento che dipende dal valore di classe funzionale k e dal valore del diametro della vite.
- Il valore moltiplicativo 1,1 tiene conto della dispersione del fattore K .

A titolo puramente esemplificativo, in Tabella 3.4 sono visibili i valori delle coppie di serraggio $M_{r,2}$ in funzione del diametro della vite e dello specifico valore K per viti di classe 8.8.

Vite	$k = 0.1$	$k = 0.12$	$k = 0.14$	$k = 0.16$	$k = 0.18$	$k = 0.2$	$k = 0.22$	$F_{B,C} [kN]$	$A_s [mm^2]$
M12	56.6	68.0	79.3	90.6	102.0	113.3	124.6	47.2	84.3
M14	90.2	108.2	126.2	144.3	162.3	180.3	198.4	64.4	115
M16	140.7	168.8	196.9	225.1	253.2	281.3	309.5	87.9	157
M18	193.5	232.2	271.0	309.7	348.4	387.1	425.8	107.5	192
M20	274.4	329.3	384.2	439.0	493.9	548.8	603.7	137.2	245
M22	373.3	448.0	522.6	597.3	671.9	746.6	821.3	169.7	303
M24	474.4	569.3	664.2	759.1	854.0	948.9	1043.8	197.7	353
M27	694.0	832.8	971.6	1110.4	1249.2	1388.0	1526.8	257.0	459
M30	942.5	1131.0	1319.5	1508.0	1696.5	1885.0	2073.5	314.2	561
M36	1647.1	1976.5	2303.1	2635.3	2964.7	3294.1	3623.6	457.5	817

Tabella 3.4: valori della coppia $M_{r,2}$ per viti 8.8.

3.2.2 Metodo della coppia combinata

Tale metodo consiste nell'applicazione di una prima fase di pre-serraggio con chiave dinamometrica (analogamente al metodo della coppia), ma con raggiungimento della coppia pari al 75% di $M_{r,1}$ e risulta compatibile sia la classe K1 che K2. La norma in questa metodologia di chiusura prevede un'accuratezza delle chiavi di circa il $\pm 10\%$, con un controllo a cadenza annuale. Anche in tal caso, per dare inizio alla seconda fase, occorre verificare che la prima operazione sia terminata per tutte le viti in esame. Per la classe K1, i valori di riferimento della coppia di serraggio sono determinati assumendo un valore K compreso nell'intervallo $0,10 \div 0,16$; se però tale valore non è specificato si può utilizzare il valor medio di tale range. La seconda fase del serraggio viene eseguita applicando una rotazione controllata ai dadi che dipenderà dallo spessore dell'assieme (rondelle comprese). Tale rotazione determinerà la rigidità del sistema, come riportato in Tabella 3.5.

Spessore totale resistente "t" delle parti da collegare (incluse le rondelle) d = diametro della vite	Ulteriore rotazione del dado da applicare durante la seconda fase del serraggio	
	Angolo (°)	Frazione di giro
$t < 2d$	60	1/6
$2d \leq t \leq 6d$	90	1/4
$6d \leq t \leq 10d$	120	1/3

NOTA: Quando la superficie della testa della vite o del dado non è perpendicolare all'asse della vite, l'angolo di rotazione richiesto dovrà essere determinato attraverso opportune prove

Tabella 3.5: rigidezza del sistema con metodo combinato.

3.2.3 Metodo con indicatore a tensione diretta (DTI)

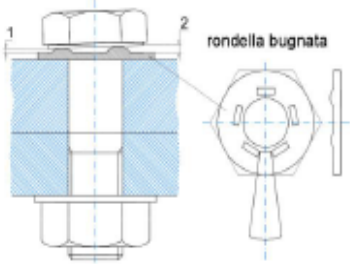
Il metodo con indicatori diretti di carico (DTI) consente di valutare il precarico da applicare al bullone mediante il controllo indiretto dello sforzo di trazione della vite ricorrendo ad indicatori specifici. I DTI infatti sono rondelle comprimibili di acciaio, che presentano delle protrusioni o bugne, visibili in Figura 3.4, la cui resistenza allo schiacciamento risulta predefinita.



Figura 3.4: indicatore diretto di carico.

A causa dell'azione del carico dei bulloni, le bugne si appiattiscono in maniera progressiva fino al completo raggiungimento della tensione richiesta. Con tale metodo si riesce a verificare in maniera veloce e semplice che tutti i bulloni siano stati serrati e in funzione dell'appiattimento delle bugne, che sia stato applicato il carico di serraggio teorico. Tale schiacciamento non dipende dal metodo di serraggio applicato e dal grado di lubrificazione, ma è funzione esclusivamente del carico applicato. Con questo metodo risultano compatibili tutte e tre le classi

funzionali K del serraggio. Inizialmente le viti raggiungono la condizione di serraggio mediante una normale chiave e successivamente vengono chiuse con uno strumento specifico che permette la compressione dell'indicatore di tensione diretta. La prima fase di avvitamento, che consente al giunto di essere portato in una condizione uniforme di serraggio, avviene quando iniziano a deformarsi le sporgenze delle DTI. Nella seconda fase, si procede con l'ulteriore serraggio dell'elemento rotante dell'assieme controllando che lo schiacciamento delle bugne raggiunga il valore specificato dalla norma, utilizzando appositi spessimetri. Il raggiungimento del prescritto valore del precarico si determina in funzione di un numero minimo di indicatori che devono risultare sufficientemente compressi, con la limitazione che non più del 10% di quelli presenti sulla rondella devono risultare completamente schiacciati (vedi Tabella 3.6).

	Numero di bugne indicatrici	Numero minimo di spessimetri
	4	3
	5	3
	6	4
	7	4
	8	5
	9	5

NOTA: non più del 10% degli indicatori sulla rondella devono risultare completamente schiacciati

Tabella 3.6: numero di bugne e numero corrispondente di spessimetri.

L'indicatore generalmente viene applicato nel sotto testa e la vite viene stretta attraverso la rotazione del dado.

3.2.4 Metodo di serraggio controllato

I bulloni degli assiemi di tipo HRC vengono avvitati mediante un'attrezzatura specifica in modo da eliminare le incertezze sull'applicazione della corretta coppia di serraggio: si utilizza un avvitatore elettrico a coppie sovrapposte dotato di due prese coassiali. L'entità della coppia applicata viene controllata mediante la rotazione contrapposta di due manicotti, dei quali uno bloccante il dado e l'altro bloccante la parte fuoriuscente del gambo della vite costituente un puntale fusibile a resistenza limitata (codolino). Quest'ultimo ha la funzione di

mantenere ferma la vite senza farla ruotare durante la prima fase del serraggio. Tale metodo prevede la chiusura della vite in due step ben distinti: prima viene applicato un pre serraggio attraverso la presa esterna, che produce la rotazione del dado in senso orario. Contemporaneamente, la presa interna dell'avvitatore blocca la testa del bullone senza ruotare; ne consegue che l'assieme viene progressivamente serrato attraverso l'incremento di coppia applicato sulla testa del bullone. Quando la bussola esterna dell'avvitatore cessa la sua rotazione, comincia la seconda fase, nel corso della quale la presa interna ruota in senso antiorario, facendo forza su quella esterna, bloccata sul dado. Il serraggio finale si ottiene quando viene raggiunta la resistenza torsionale a rottura del codolino, con il suo conseguente distacco [3]. In Figura 3.5 è mostrato il processo di serraggio per assiemi HRC.

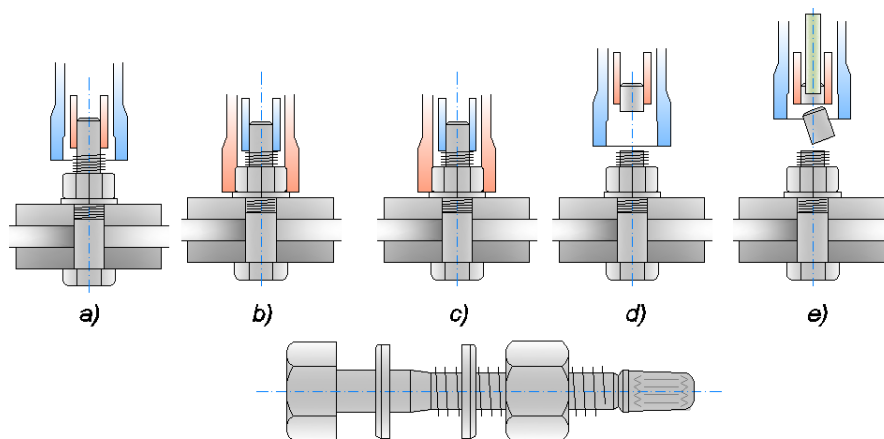


Figura 3.5: applicazione del metodo di serraggio controllato.

Il livello di precarico specificato, che corrisponde al 70% del carico di rottura della vite, è controllato dall'assieme HRC stesso mediante la definizione delle caratteristiche geometriche e meccaniche torsionali della vite ed il controllo delle condizioni di lubrificazione. L'assieme tipo HRC, per il quale è previsto l'utilizzo di viti della classe 10.9, è disciplinato dalla norma EN 14399-10. In Tabella 3.7 sono illustrate le caratteristiche principali di questa tipologia di assieme.

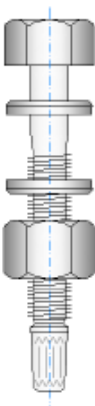
<i>Diametri standard da M12 a M36</i>	
<i>Marcatura della vite HRC</i>	
<i>Raggio di raccordo sottotesta secondo norma</i>	
<i>Filettatura parziale (lunghezza variabile con la lunghezza del gambo)</i>	
<i>Marcatura del dado HR o HRD</i>	
<i>Altezza dado come tipo 1 ISO ($\sim 0,9d$) o $\sim 1d$</i>	
<i>Rondelle non richieste. Laddove applicate: rondelle bonificate (300÷370 HV) (smussata quella eventualmente posta sotto la testa)</i>	
<i>Marcatura rondella H</i>	
<i>Marcatura rondella su dado a discrezione dell'utilizzatore</i>	
<i>Marcatura rondella su vite a discrezione dell'utilizzatore</i>	
<i>Codolo a rottura calibrata al raggiungimento del precarico</i>	

Tabella 3.7: caratteristiche principali degli assiemi HRC.

Capitolo 4 Estensimetria

In questo capitolo vengono descritti gli estensimetri in base all'ambito in cui vengono impiegati; inoltre viene analizzato il principio di funzionamento e le relazioni analitiche su cui si basano tali sensori. Infine vengono spiegate le differenti configurazioni dei ponti estensimetrici e le applicazioni di tali strumenti per la misurazione del carico assiale a cui sono soggette le viti.

4.1 Aspetti generali

L'estensimetro è uno strumento di misura impiegato per rilevare piccole deformazioni dimensionali di un corpo sottoposto a sollecitazioni meccaniche o termiche. Tali strumenti hanno la capacità di individuare le variazioni di distanza relativa fra due punti qualsiasi dell'elemento in prova lungo la loro congiungente, misurandone quindi la deformazione, la quale viene espressa analiticamente con la seguente relazione:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (4.1)$$

In cui:

- Δl è l'allungamento;
- l è la lunghezza originale.

Pertanto conoscendo a priori le caratteristiche meccanico-fisiche del materiale e misurando le deformazioni, si possono facilmente ricavare i carichi a cui il materiale è sottoposto. Inoltre l'impiego di tali strumenti consente di rilevare anche la direzione e il verso delle deformazioni; di conseguenza si riesce a determinare lo stato di sollecitazione del materiale sotto esame.

Gli estensimetri vengono utilizzati in diversi campi di applicazione, tra cui:

- Testing in laboratorio su materiali o componenti meccanici;
- Monitoraggio di sistemi strutturali;
- Analisi statiche e dinamiche di componenti o sistemi meccanici già montati in loco.

Le tecniche di analisi sperimentale delle tensioni vengono effettuate a differenti stadi della vita del prodotto: dalla progettazione alla validazione del prototipo

prima della produzione, dalle prove di sicurezza fino alle prove per analisi di rotture.

Le parti essenziali di un estensimetro meccanico oppure ottico sono:

- a) Il *trasduttore di misura*: è l'organo che trasforma l'allungamento in un segnale ad esso proporzionale; tale trasformazione viene sempre fatta in modo da procurare anche un'amplificazione del segnale, dato che il suo valore è in generale molto basso;
- b) I *due coltelli*: uno è fisso e l'altro è mobile. Vengono montati ad una determinata distanza, la quale definisce la base di misura dell'estensimetro. L'allungamento viene misurato dallo spostamento (traslazione o rotazione) del coltello mobile rispetto a quello fisso. I coltelli possono essere avere differenti profili a seconda della forma del corpo su cui vanno applicati;
- c) Le *prolunghe*: si tratta di accessori di cui sono dotati quasi tutti gli estensimetri per consentire il cambiamento della base di misura. Generalmente sono fatte di materiale in lega leggera di alluminio o acciaio. La scelta del materiale viene effettuata in modo tale che la differenza del coefficiente di dilatazione lineare fra il materiale della prolunga e quello della struttura sia la più piccola possibile; ciò per evitare che condizioni non uniformi di temperatura introducano errori causati da una deformazione differenziale;
- d) Il *trasduttore rivelatore*: è l'organo che misura il segnale; esso tranne che negli estensimetri meccanici, è costruttivamente indipendente dal trasduttore misuratore;
- e) Gli *organi di fissaggio*: sono accessori di vario tipo che consentono un impiego degli estensimetri molto vasto in differenti applicazioni. Non esistono organi di fissaggio di tipo universale.

Le proprietà e caratteristiche che un estensimetro deve necessariamente possedere sono le seguenti:

- Gage factor o fattore di taratura: si tratta di un valore che esprime la sensibilità dello strumento e deve essere stabile; in altre parole non deve essere sensibile alle variazioni di effetti termici o altri fattori ambientali. Analiticamente viene espresso come:

$$G_f = \frac{\Delta R/R}{\Delta L/L} \quad (4.2)$$

In cui:

- R è la resistenza iniziale;
 - ΔR è la variazione di resistenza;
 - L è la lunghezza iniziale;
 - ΔL è la variazione di lunghezza.
- Essere in grado di effettuare una stima della deformazione puntuale e non media tra due punti molto vicini.

Gli estensimetri più comuni e diffusi sono sicuramente quelli elettrici. Per completezza però citeremo anche le altre quattro categorie analizzando brevemente il loro principio di funzionamento [4].

4.1.1 Tipologie di estensimetri

Nel corso degli anni sono stati sviluppati vari tipi di estensimetri, ognuno avente caratteristiche peculiari che si adattavano a specifici campi di applicazione. I più comuni sono:

- Estensimetri meccanici;
- Estensimetri acustici;
- Estensimetri pneumatici;
- Estensimetri ottici;
- Estensimetri elettrici.

➤ *Estensimetri meccanici*

Questa tipologia di strumento è stata la prima ad essere sviluppata in ambito industriale, ma è stata subito soppiantata da altri tipi di estensimetri in quanto non aveva un rapporto tra livello di accuratezza e costi di realizzazione accettabile. Un altro limite è l'utilizzo di elementi meccanici che presentano inerzia ed attriti, che non consentono di fare misure di deformazioni dinamiche. Gli allungamenti da misurare in campo elastico sui materiali metallici sono molto piccoli: bisogna quindi ricorrere all'amplificazione tramite viti micrometriche, leve, oppure sistemi di ingranaggi. Generalmente negli estensimetri meccanici sono presenti due coltelli disposti su un'apposita incastellatura ad una distanza fissata che rappresenta la base di misura. La deformazione viene determinata grazie allo spostamento del coltello mobile rispetto a quello fisso. Inoltre è presente anche un trasduttore di misura che trasforma lo spostamento tra i coltelli in un segnale amplificato. Esempi di

estensimetri meccanici più noti sono: l'estensimetro di Howard (1888), quello di Barry (1910) e infine quello a leve multiple di Huggenberger (1935), rappresentato in Figura 4.1.

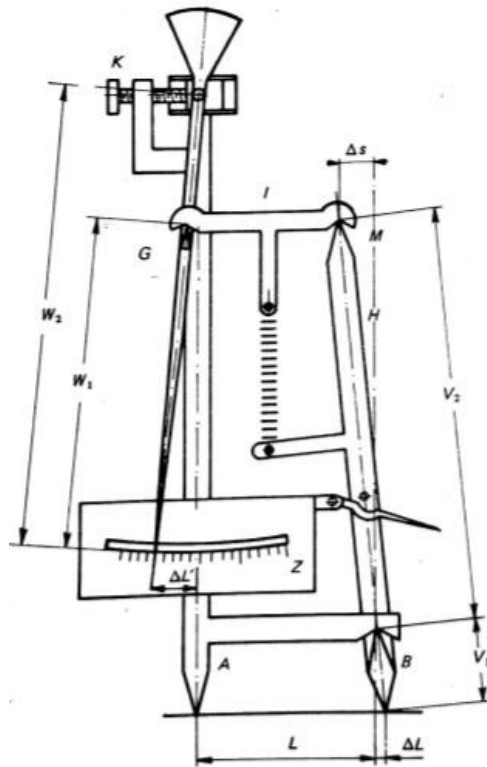


Figura 4.1: estensimetro di Huggenberger.

➤ *Estensimetri ottici*

Come alcuni tipi meccanici, gli estensimetri ottici trasformano l'allungamento da misurare in una rotazione angolare amplificandola con leve ottiche, le quali potendo percorrere in uno spazio ristretto un cammino più lungo di quelle meccaniche, danno origine a rapporti di amplificazione più elevati con trasduttori compatti e molto accurati. Un tipo molto diffuso è l'estensimetro Martens, il cui trasduttore misuratore consta di due parti (vedi Figura 4.2): coltello fisso con la relativa prolunga, la cui lunghezza può essere variata da 50 fino a 200 mm, coltello mobile, che ha montato in asse lo specchio, la cui posizione può essere regolata durante la fase di montaggio.

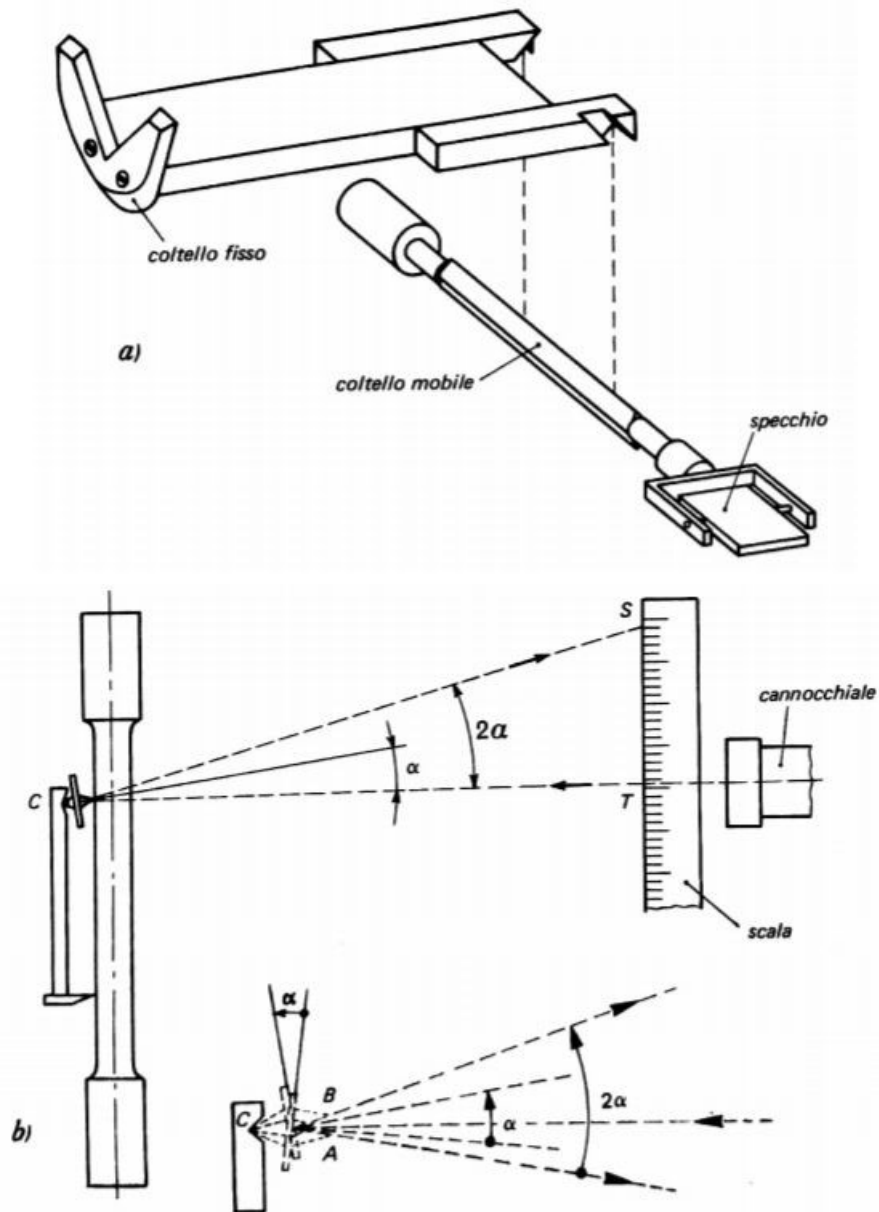


Figura 4.2: a) estensimetro Martens; b) schema di funzionamento dell'estensimetro.

Sebbene la sensibilità di questo sistema di misura poteva essere molto alta, il suo utilizzo poneva seri problemi pratici, specie per le dimensioni del sistema ottico che lo costituiva; infatti non appena possibile è stato sostituito con sistemi di misura più funzionale, ed oggi non è più utilizzato.

Un sistema ottico in uso è invece l'estensimetro ottico laser: si tratta di un misuratore di lunghezze che si basa sul principio dell'interferometria ottica mediante laser. Tali sistemi sono in grado di fare misurazioni di deformazioni

con risoluzione del centesimo di micron. Sebbene questi sistemi permettono di fare misure con una precisione non comparabile con nessun altro sistema, vengono utilizzati solo in rari casi come ad esempio nella ricerca scientifica in quanto comportano problemi di costo, dimensioni e limitazioni legate alla possibilità di realizzare in pratica l'adeguato circuito ottico. Di recente sono stati introdotti gli estensimetri a fibra ottica (FBG): questi hanno lo stesso principio di funzionamento di quelli laser, con l'unica differenza che il circuito ottico è realizzato all'interno della fibra stessa. I vantaggi di questo strumento sono l'immunità ai disturbi, la praticità nella realizzazione dei circuiti ottici e la facilità di realizzare componenti da testare con le fibre annegate all'interno per poterne meglio analizzare e monitorare le deformazioni. L'unico svantaggio è che tale tecnologia risente fortemente delle derive termiche che si generano all'interno della fibra ottica.

➤ *Estensimetri pneumatici*

Gli estensimetri pneumatici trasformano il segnale da misurare in una variazione di portata d'aria che affluisce attraverso un orificio di misura. Lo schema dell'estensimetro tipo STCN e del trasduttore rivelatore è mostrato in Figura 4.3. L'aria arriva ad una pressione H superiore all'altezza del tubo T , immerso nel serbatoio R ; pertanto all'ingresso dell'orificio di controllo G la sua pressione è sempre costante. In base alla portata varia la pressione e quindi l'altezza h del tubo manometrico. Se la pressione è costante, le variazioni di portata possono essere dovute solo allo spostamento del puntalino P (posto di fronte all'orificio di misura S) prodotto dallo spostamento ΔL del coltello mobile rispetto a quello fisso. Questi estensimetri sono adatti per misure di deformazione sia statica che dinamica: sono robusti, sensibili ed affidabili, ma sono usati poco se non per ambiti come la ricerca in quanto il loro utilizzo pone problemi di natura pratica.

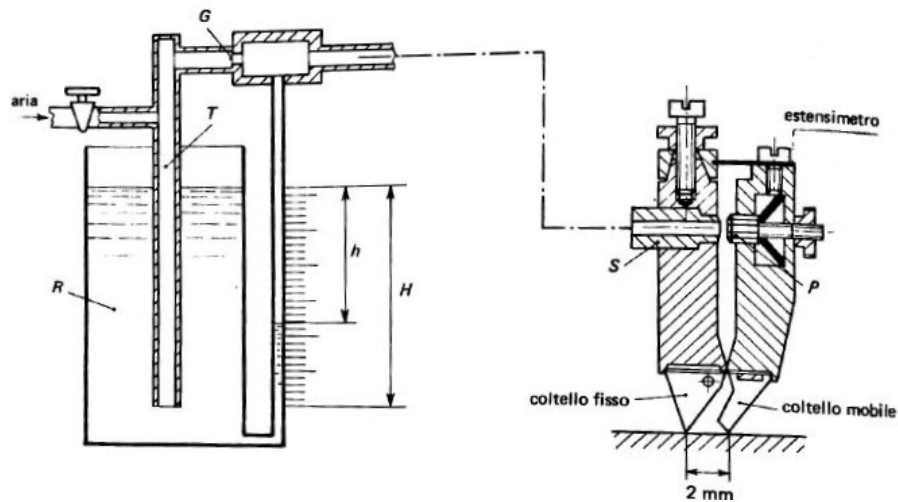


Figura 4.3: estensimetro pneumatico STCN.

➤ *Estensimetri acustici*

Questo tipo di estensimetro, rappresentato in Figura 4.4, è basato su un principio che fu applicato per la prima volta da Schaeffer, per cui vanno anche sotto il nome di estensimetri Schaeffer. È costituito da un filo sottile collegato tra due riferimenti solidali al corpo a cui si vuole misurare la variazione di lunghezza. Il trasduttore di misura è costituito da una corda vibrante (corda di misura) tesa ai due estremi A e B i quali definiscono la base di misura dell'estensimetro. La tensione della corda è in relazione alla sua frequenza di vibrazione; perciò al variare della tensione varia la frequenza. La corda C, come visibile nello schema seguente, vibra grazie alla presenza di un'elettrocalamita M; un altro magnete M' rileva il segnale della vibrazione che l'operatore ascolta utilizzando una cuffia E. Nel circuito è presente anche un'altra corda vibrante C' (corda di paragone): quando si passa da una corda all'altra tramite l'impiego di due commutatori accoppiati D e D', l'operatore accorda i due segnali acustici agendo sulla lunghezza di C'. I battimenti che si producono quando le due note sono simili tra loro vengono così percepiti dall'operatore.

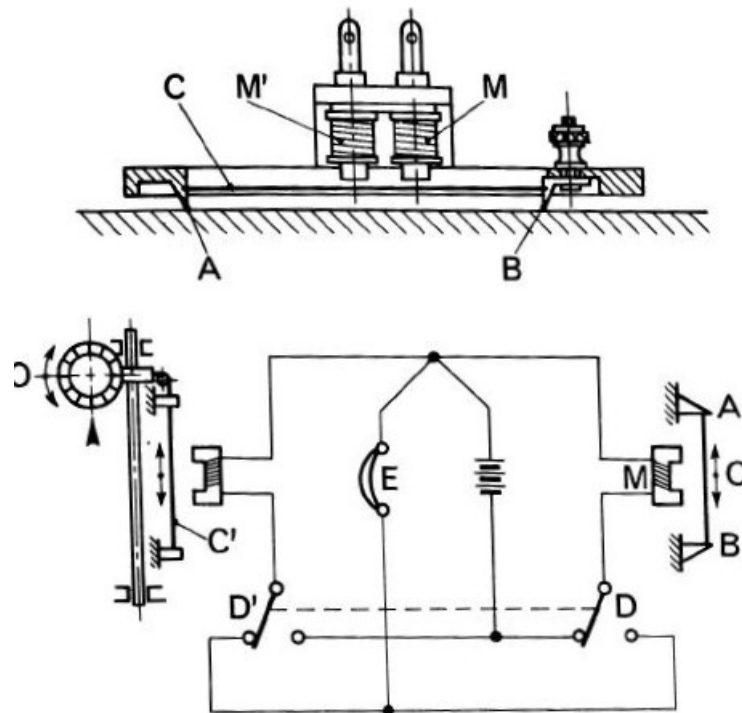


Figura 4.4: estensimetro a corda vibrante Schaeffer.

➤ *Estensimetri elettrici*

Gli estensimetri elettrici sono apparecchi costituiti da trasduttori di misura che trasformano l'allungamento in un segnale elettrico ad esso proporzionale; tali trasduttori sono collegati ad un circuito elettronico di cui fanno parte l'alimentatore e l'amplificatore. All'uscita dell'amplificatore il segnale viene mandato ad un rivelatore del tipo indicatore o registratore. Tale tipologia di estensimetri è maggiormente utilizzata rispetto agli estensimetri descritti precedentemente in quanto oltre che per scopi di misurazione diretta, possono essere impiegati per controllare e regolare processi. [4]

In base al principio di funzionamento, gli estensimetri elettrici si suddividono in: *estensimetri a resistenza*, *induttivi* (o magnetici) e *capacitivi*: sono tutti traduttori passivi fondati su una variazione d'impedenza, la cui caratteristica dipende anche dall'energia ausiliaria richiesta per la loro alimentazione. Per il nostro caso di studio, sono stati utilizzati gli estensimetri elettrici a resistenza, il cui processo di realizzazione sarà illustrato nel capitolo successivo.

4.1.2 Componenti di un estensimetro elettrico a resistenza

Questi estensimetri, chiamati anche *strain gauges*, sono formati da una griglia di misura che viene incollata su un supporto, all'estremità della quale sono saldati due conduttori. L'estensimetro viene applicato sul corpo di cui si vuole misurare la deformazione mediante opportune colle ed adesivi. I componenti dell'estensimetro elettrico sono: la griglia, il supporto e l'adesivo a cui devono essere aggiunti i mezzi di protezione.

La griglia può essere costituita da materiale metallico o semiconduttore e può essere realizzata con diversi procedimenti, quali tranciatura a freddo o deposizione sotto vuoto. A seconda del tipo di griglia si ha la suddivisione in estensimetri a filo, a lamina ed a strato sottile. La caratteristica più importante della lega estensimetrica che costituisce la griglia è la sensibilità alla deformazione: quest'ultima in campo elastico dipende dal materiale, invece in campo plastico assume un valore pari a 2 a prescindere dal tipo di materiale. Il supporto è quel componente dove si appoggia la griglia ed è più grande di questa in quanto la deformazione deve essere trasmessa senza effetti di bordo. La scelta del supporto è influenzata dalle condizioni ambientali di prova. L'adesivo è il materiale utilizzato per applicare l'estensimetro alla struttura e può essere a base epossidica, ceramica oppure poliammidica a seconda della temperatura a cui avviene la prova.

In Figura 4.5 è visibile la struttura di un estensimetro elettrico a resistenza.

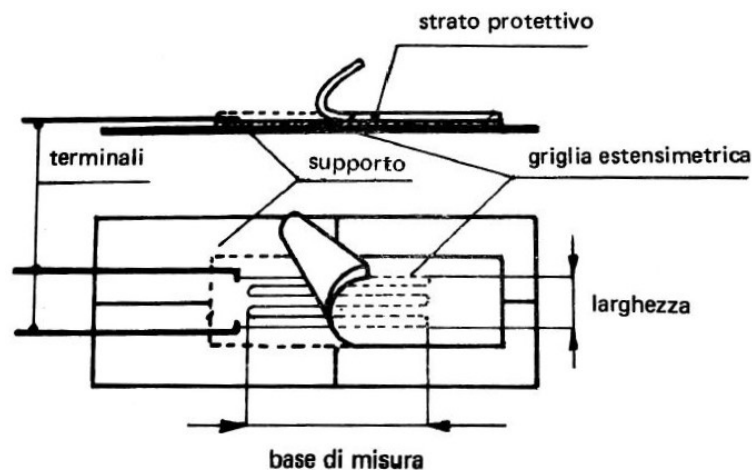


Figura 4.5: estensimetro elettrico a resistenza.

4.2 Formule di base

Come già anticipato prima, alla base dell'estensimetria vi è una legge che correla la deformazione ε alla variazione di resistenza R del conduttore. In formula:

$$\varepsilon = \frac{1}{G_f} \cdot \frac{\Delta R}{R} \quad (4.3)$$

Il valore di resistenza R , a sua volta, è correlato alle dimensioni del conduttore dalla seconda legge di Ohm secondo cui:

$$R = \frac{L}{S} \cdot \rho \quad (4.4)$$

Dove:

- ρ è la resistività del materiale;
- L è la lunghezza del conduttore;
- S è la sezione del conduttore.

La 4.4 può essere espressa anche in forma logaritmica:

$$\log R = \log \rho + \log L - \log \pi - 2 \log r \quad (4.5)$$

Applicando la derivata rispetto al tempo si ottiene:

$$\frac{1}{R} \frac{dR}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{L} \frac{dL}{dt} - \frac{2}{r} \frac{dr}{dt} \quad (4.6)$$

Mediante opportune semplificazioni si arriva alla formula finale:

$$\frac{dR}{R} = \varepsilon \left[\frac{d\rho/\rho}{\varepsilon} + (1 + 2\nu) \right] \cong S_a \varepsilon \quad (4.7)$$

In cui:

- S_a è la sensibilità del materiale conduttore alla deformazione.

Generalmente si usa per gli estensimetri come materiale conduttore la costantana: si tratta di una lega metallica costituita da nichel e rame, avente una

sensibilità costante al variare della deformazione pari a 2,1; pertanto presenta un andamento lineare del rapporto $\Delta R/R$.

A causa della resistenza del conduttore, al passaggio di corrente si creano dissipazioni di potenza per effetto Joule, che provocano un innalzamento di temperatura. A tal proposito vi è un vincolo legato alla massima potenza dissipabile per unità di superficie senza che ci sia il danneggiamento del componente su cui viene installato l'estensimetro.

Per ovviare a tale inconveniente, la potenza termica generata dall'estensimetro deve essere minore o uguale alla massima potenza dissipabile P_w^* , dalla quale si ricava la massima resistenza consentita del conduttore, che sarà:

$$R \geq \frac{e_o^2}{P_w^*} \quad (4.8)$$

Dove:

- e_o è la tensione di alimentazione;

Sapendo che la variazione di tensione quando il provino si deforma è proporzionale alla variazione di resistenza per mezzo di una costante, si ottiene:

$$R \geq \frac{(\Delta e/C \cdot S_a \cdot \varepsilon)^2}{P_w^*} \quad (4.9)$$

Ciò vuol dire che la resistenza elettrica ammissibile dell'estensimetro è inversamente proporzionale alla capacità di dissipazione termica del materiale del provino.

4.3 Il ponte di Wheatstone

Il ponte di Wheatstone (mostrato in

Figura 4.6) è un circuito che può essere utilizzato in vari modi per misurare la resistenza elettrica. Ad esempio:

- Per la determinazione del valore assoluto di resistenza tramite una comparazione con una resistenza nota;
- Per la determinazione dei relativi cambiamenti nella resistenza.

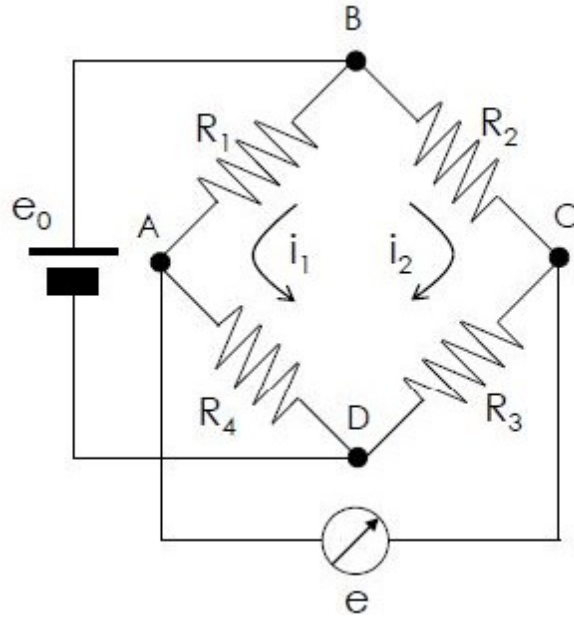


Figura 4.6: ponte di Wheatstone.

Questo circuito è composto da quattro resistenze R_1 , R_2 , R_3 ed R_4 , un generatore di tensione di alimentazione e_0 ed un misuratore di tensione all'uscita e . La corrente, una volta arrivata nel punto B, si divide in due porzioni i_1 e i_2 , le quali creano una differenza di potenziale sulle resistenze 1 e 2 che è la stessa. In tale condizione il ponte è equilibrato. In formula si avrà:

$$i_1 = \frac{e_0}{R_1 + R_4} \quad i_2 = \frac{e_0}{R_2 + R_3} \quad (4.10)$$

Mediante una serie di considerazioni sulla differenza di potenziale, tra i punti A e B, C e B, si arriva alla seguente relazione:

$$\frac{e}{e_0} = \frac{R_1}{R_1 + R_4} - \frac{R_2}{R_2 + R_4} = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_4)(R_2 + R_3)} \quad (4.11)$$

Se invece la resistenza R_1 subisce per effetto della deformazione un incremento ΔR_1 , si avrà uno squilibrio del ponte. Riprendendo la 4.11 ed incrementando il valore di R_1 si ottiene:

$$\frac{e+\Delta e}{e_0} = \frac{(R_1+\Delta R_1) \cdot R_3 - R_2 R_4}{(R_1+\Delta R_1+R_4)(R_2+R_3)} \quad (4.12)$$

Se il ponte inizialmente era equilibrato $R_1 R_3 - R_2 R_4 = 0$ e quindi $e = 0$. In formula:

$$\frac{\Delta e}{e_0} = \frac{R_3 \Delta R_1}{(R_1+R_4)(R_2+R_3)+\Delta R_1(R_2+R_3)} \quad (4.13)$$

Dividendo numeratore e denominatore per $(R_1+R_4)(R_2+R_3)$ si ottiene:

$$\frac{\Delta e}{e_0} = \frac{R_3 \Delta R_1 / (R_1+R_4)(R_2+R_3)}{1+\Delta R_1 / (R_1+R_4)} \quad (4.14)$$

In definitiva si ottiene:

$$\frac{\Delta e}{e_0} = \frac{\alpha \frac{\Delta R_1}{R_m}}{1+\frac{\Delta R_1}{R_m}} \quad (4.15)$$

Dove:

- $\alpha = \frac{R_3}{R_2+R_3}$;
- $R_m = R_1 + R_4$.

Dalla 4.15 si osserva la non linearità del ponte; questo fenomeno si verifica quando il rapporto $\Delta R/R_m$ non può essere trascurato, vale a dire quando la deformazione è maggiore del 0,5%. In tale condizione bisogna provvedere alla correzione di non linearità. In Figura 4.7 è mostrata la curva di graduazione del ponte di Wheatstone.

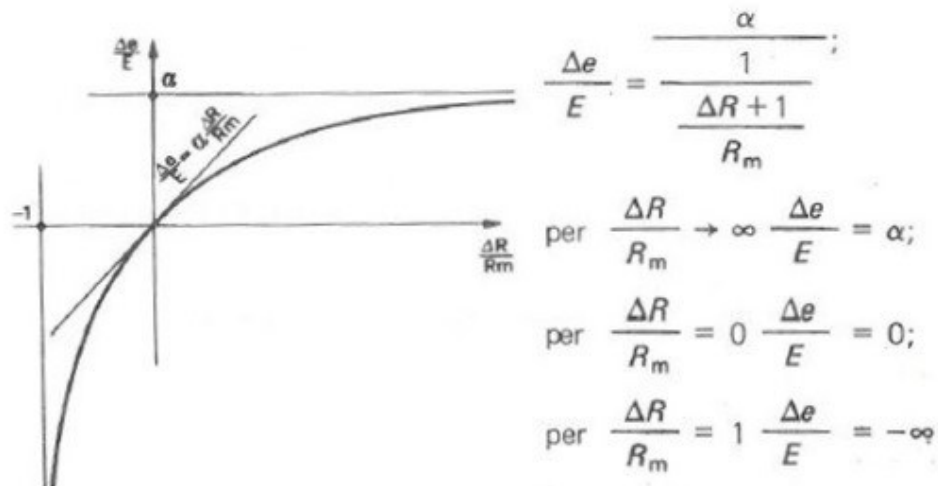


Figura 4.7: grafico di graduazione del ponte.

Dal grafico si nota come all'aumentare delle variazioni relative di resistenza, la curva non è approssimabile alla sua tangente nell'origine; pertanto l'ipotesi di linearità non è più valida. Inoltre l'entità dell'errore di linearità dipende anche dal ramo o dai rami del ponte nel quale lo squilibrio viene realizzato. In particolare si ha:

- Quarto di ponte → un solo ramo;
- Mezzo ponte → due rami;
- Ponte intero → tutti e quattro i rami del ponte.

4.3.1 Realizzazione ponti estensimetrici

In base alle necessità e al tipo di misurazione da effettuare, si può scegliere la configurazione del ponte di Wheatstone più appropriata. In particolare la realizzazione dipende dal tipo di sollecitazione che si vuole misurare e dalla compensazione che si vuole realizzare, in modo da ottenere una misura più accurata. [6]

In Tabella 4.1 e Tabella 4.2 sono mostrati i differenti modi per realizzare i ponti.

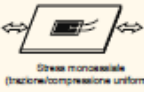
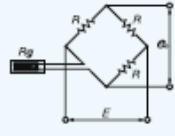
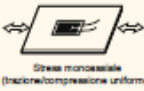
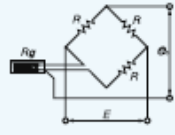
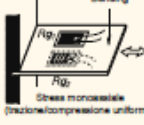
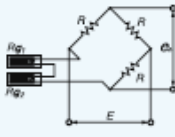
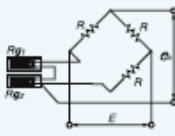
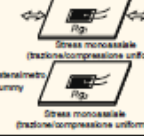
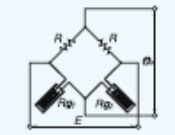
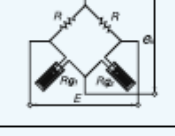
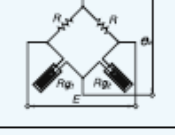
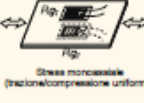
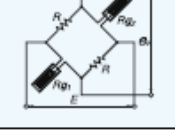
N.	Nome	Esempio	Circuito	Uscita	Note
1	Quarto di ponte, collegamento a 2 fili. N° di estensimetri: 1	 Stress monodirezionale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{4} K_s \cdot \mathcal{E}_t$ K_s : fattore K $\mathcal{E}_t$: deformazione (strain) E : tensione di Eccitazione $\mathcal{E}_o$: tensione di uscita R_g : resistenza estensimetro R : resistenza fissa	Adatto in ambienti con piccole variazioni di temperatura; nessuna compensazione di temperatura. Sensibilità d'uscita: x1
2	Quarto di ponte, collegamento a 3 fili. N° di estensimetri: 1	 Stress monodirezionale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{4} K_s \cdot \mathcal{E}_t$	Nessuna compensazione di temperatura dell'estensimetro; compensazione degli effetti termici sul cavo. Sensibilità d'uscita: x1
3	Quarto di ponte con 2 estensimetri in serie (per annullare lo strain prodotto dalla flessione), collegamento a 2 fili. N° di estensimetri: 2	 Stress monodirezionale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{4} K_s \cdot \mathcal{E}_t$ R_{g1} ... deformazione: ϵ_t R_{g2} ... deformazione: ϵ_t $\mathcal{E}_o = \frac{\mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2}{2}$ R : resistenza fissa $R = R_{g1} + R_{g2}$	Nessuna compensazione di temperatura; compensazione della deformazione prodotta dalla flessione. Sensibilità d'uscita: x1
4	Quarto di ponte con 2 estensimetri in serie (per annullare lo strain prodotto dalla flessione), collegamento a 3 fili. N° di estensimetri: 2	 Stress monodirezionale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{4} K_s \cdot \mathcal{E}_t$ R_{g1} ... deformazione: ϵ_t R_{g2} ... deformazione: ϵ_t $\mathcal{E}_o = \frac{\mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2}{2}$ R : resistenza fissa $R = R_{g1} + R_{g2}$	Nessuna compensazione di temperatura degli estensimetri; compensazione degli effetti termici sul cavo; compensazione dello strain prodotto dalla flessione. Sensibilità d'uscita: x1
5	Mezzo ponte con 1 estensimetro attivo e 1 dummy. N° di estensimetri: 2	 Stress monodirezionale (trazione/compressione uniforme) Estensimetro Dummy Stress monodirezionale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{4} K_s \cdot \mathcal{E}_t$ K_s : fattore K $\mathcal{E}_t$: deformazione (R_{g1}) E : tensione di alimentazione $\mathcal{E}_o$: tensione di uscita R_g : resistenza estensimetro R : resistenza fissa R_{gd} ... deformazione: 0	Compensazione di temperatura; compensazione degli effetti termici sul cavo. Sensibilità d'uscita: x1
6	Mezzo ponte con 2 estensimetri disposti ortogonalmente. N° di estensimetri: 2	 Stress monodirezionale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{(1+\nu) E}{4} K_s \cdot \mathcal{E}_t$ ν : coefficiente di Poisson R_{g1}, R_{g2} : resistenza estensimetro R_{g1} ... deformazione: ϵ_t R_{g2} ... deformazione: $-\nu \epsilon_t$ R : resistenza fissa	Compensazione di temperatura; compensazione degli effetti termici sul cavo. Sensibilità d'uscita: $x1 \cdot (1+\nu)$
7	Mezzo ponte, per misure di deformazione a flessione. N° di estensimetri: 2	 Bending Stress		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{2} K_s \cdot \mathcal{E}_t$ R_{g1} ... deformazione: ϵ_t R_{g2} ... deformazione: $-\epsilon_t$ R : resistenza fissa	Compensazione di temperatura; compensazione degli effetti termici sul cavo; compensazione dello strain prodotto dalla trazione / compressione. Sensibilità d'uscita: x2
8	Mezzo ponte con 2 estensimetri su rami opposti, collegamento a 2 fili. N° di estensimetri: 2	 Stress monodirezionale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{2} K_s \cdot \mathcal{E}_t$ R_{g1} ... deformazione: ϵ_t R_{g2} ... deformazione: ϵ_t R : resistenza fissa	Nessuna compensazione di temperatura; compensazione dello strain prodotto dalla flessione tramite incollaggio anteriore e posteriore dei 2 estensimetri. Sensibilità d'uscita: x2

Tabella 4.1: configurazione ponti estensimetrici.

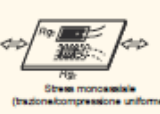
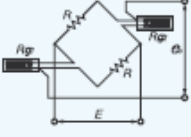
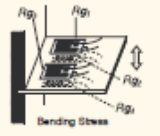
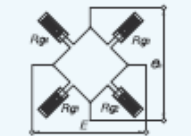
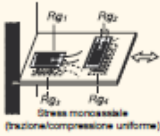
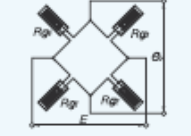
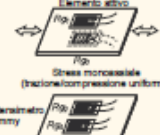
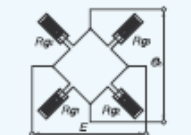
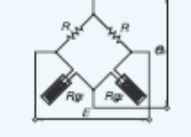
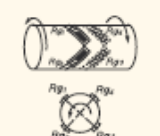
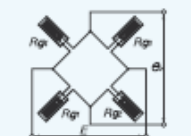
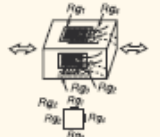
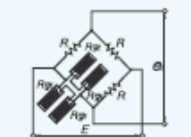
N.	Nome	Esempio	Circuito	Uscita	Note
9	Mezzo ponte con 2 estensimetri su rami opposti collegamento a 3 fili. N° di estensimetri: 2	 Stress monassiale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{2} K_s \cdot \mathcal{E}_\sigma$ $R_{g1} \dots$ deformazione: ϵ_σ $R_{g2} \dots$ deformazione: $-\epsilon_\sigma$ R : resistenza fissa	Nessuna compensazione di temperatura rispetto agli estensimetri, compensazione degli effetti termici sul cavo, compensazione dello strain parasita prodotto dalla flessione tramite incollaggio anteriore e posteriore dei 2 estensimetri. Sensibilità d'uscita: x2
10	Ponte intero, per misure di deformazione a flessione. N° di estensimetri: 4	 Bending Stress		$\mathcal{E}_o = K_s \cdot \mathcal{E}_\sigma \cdot E$ $R_{g1}, R_{g3} \dots$ deformazione a flessione: ϵ_σ $R_{g2}, R_{g4} \dots$ deformazione a flessione: $-\epsilon_\sigma$	Compensazione di temperatura, compensazione degli effetti termici sul cavo, compensazione dello strain prodotto dalla trazione / compressione. Sensibilità d'uscita: x4
11	Ponte intero con 4 estensimetri con disposizione ortogonale. N° di estensimetri: 4	 Stress monassiale (trazione/compressione uniforme)		$\mathcal{E}_o = \frac{(1+\nu)}{2} K_s \cdot \mathcal{E}_\sigma$ ν : coefficiente di Poisson $R_{g1}, R_{g3} \dots$ deformazione: ϵ_σ $R_{g2}, R_{g4} \dots$ deformazione: $-\epsilon_\sigma$	Compensazione di temperatura, compensazione degli effetti termici sul cavo. Sensibilità d'uscita: x2 · (1+ν)
12	Ponte intero con 2 estensimetri attivi e 2 dummy. N° di estensimetri: 4	 Elemento attivo Stress monassiale (trazione/compressione uniforme) Estensimetro Dummy		$\mathcal{E}_o = \frac{E}{2} K_s \cdot \mathcal{E}_\sigma$ $R_{g1}, R_{g2} \dots$ deformazione: ϵ_σ $R_{g3}, R_{g4} \dots$ deformazione: 0	Compensazione di temperatura, compensazione degli effetti termici sul cavo, compensazione dello strain parasita prodotto dalla flessione tramite incollaggio anteriore e posteriore dei 2 estensimetri attivi. Sensibilità d'uscita: x2
13	Mezzo ponte, per misure di coppia. N° di estensimetri: 2			$\mathcal{E}_o = \frac{E}{2} K_s \cdot \mathcal{E}_\sigma$ $R_{g1} \dots$ deformazione a torsione: ϵ_σ $R_{g2} \dots$ deformazione a torsione: $-\epsilon_\sigma$ R : resistenza fissa	Compensazione di temperatura; compensazione degli effetti termici sul cavo. Sensibilità d'uscita: x2
14	Ponte intero, per misure di coppia. N° di estensimetri: 4			$\mathcal{E}_o = K_s \cdot \mathcal{E}_\sigma \cdot E$ $R_{g1}, R_{g3} \dots$ deformazione a torsione: ϵ_σ $R_{g2}, R_{g4} \dots$ deformazione a torsione: $-\epsilon_\sigma$	Compensazione di temperatura, compensazione degli effetti termici sul cavo. Sensibilità d'uscita: x4
15	Quarto di ponte con 4 estensimetri su di un solo ramo per misure della deformazione media. N° di estensimetri: 4			$\mathcal{E}_o = \frac{E}{4} K_s \cdot \mathcal{E}_\sigma$ $\mathcal{E}_\sigma = \frac{\mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_3 + \mathcal{E}_4}{4}$ R : resistenza fissa $R_g = R$ $R = R_{g1} = R_{g2} = R_{g3} = R_{g4}$	Nessuna compensazione di temperatura. Sensibilità d'uscita: x1

Tabella 4.2: configurazione ponti estensimetrici.

4.4 Effetto della temperatura

L'effetto della temperatura è molto influente sull'estensimetro; in particolare la variazione di temperatura dell'ambiente provoca un effetto modificante sul fattore di taratura ed un effetto interferente sulla resistenza elettrica. Tali effetti provocano una deformazione apparente che genera valori non attendibili della deformazione stessa. Il primo fenomeno viene corretto mediante il coefficiente di temperatura β_K che consente di calcolare il gauge factor alla temperatura T a cui viene eseguita la prova. Se tale temperatura si discosta del valore ΔT rispetto alla temperatura di riferimento, si avrà un valore di G_f^* pari a:

$$G_f^* = G (1 + \beta_K \Delta T) \quad (4.16)$$

Il secondo fenomeno invece viene corretto utilizzando il coefficiente di temperatura del materiale della griglia α . In formula:

$$\left(\frac{\Delta R}{R} \right)_{\Delta T} = \alpha \Delta T \quad (4.17)$$

Quindi per evitare l'effetto di temperatura sulle misure effettuate con l'estensimetro è buona norma adottare una griglia di materiale poco sensibile alla temperatura, ovvero valori di α e β_K molto bassi e con coefficiente di dilatazione il più possibile simile a quello del pezzo in esame. Un altro metodo che consente di eliminare i problemi indotti dalle misure con temperatura variabile è l'utilizzo di un estensimetro compensatore collegato a mezzo ponte con quello di misura. In tal caso gli effetti indotti dalla temperatura sui due estensimetri sono gli stessi, ma essendo collegati sullo stesso lato del ponte di Wheatstone, come visibile in Figura 4.8, gli effetti di annullano.

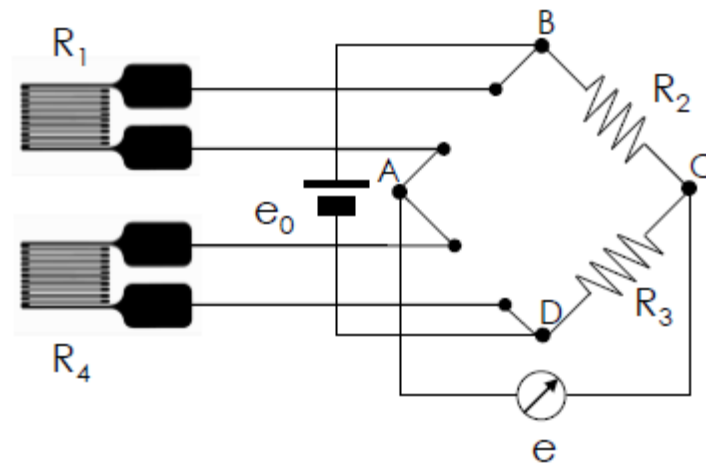


Figura 4.8: configurazione a mezzo ponte.

Una variazione di temperatura comporta una variazione sulla resistenza R_2 e R_3 che è uguale, invece la deformazioni influisce solo su R_3 . Poiché le deformazioni sui due rami adiacenti si sottraggono, viene collegato al ponte un secondo estensimetro R_4 , detto compensatore o dummy. Inizialmente l'estensimetro compensatore è scarico ($\varepsilon_4=0$), ma essendo sottoposto alla stessa variazione di temperatura dell'estensimetro di prova avrà la stessa deformazione apparente. Il rapporto tra le due tensioni è funzione delle quattro resistenze; in formula:

$$\frac{\Delta e}{e_0} = \frac{k}{4}(\varepsilon_1 + \varepsilon_{a1} - \varepsilon_4 - \varepsilon_{a4}) = \frac{k}{4}\varepsilon_1 \quad (4.18)$$

Pertanto la deformazione apparente dei fili di collegamento dell'estensimetro al ponte è quindi compensata e non va a modificare la misura della deformazione del provino.

Attualmente sono disponibili in commercio degli estensimetri autocompensati che garantiscono degli errori indotti da ΔT inferiori all'1-2%. In Figura 4.9 è mostrato l'andamento della deformazione apparente e del fattore di taratura per un estensimetro autocompensato.

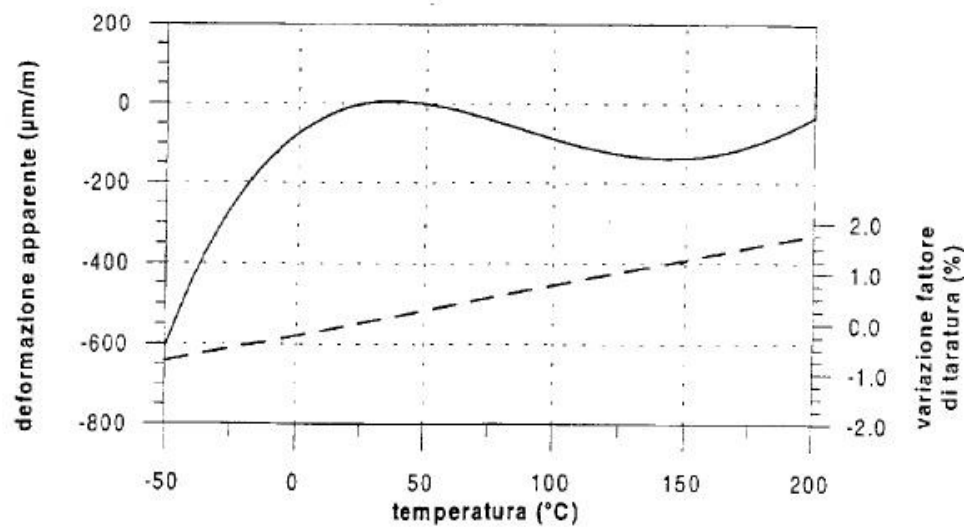


Figura 4.9: grafico caratteristico di un estensimetro autocompensato.

Nel grafico la curva continua indica la deformazione apparente in funzione della temperatura mentre quella tratteggiata rappresenta la variazione percentuale del fattore di taratura.

4.4.1 Compensazione della temperatura in un quarto di ponte in collegamento a tre conduttori

Le rappresentazioni del funzionamento del ponte confermano che le variazioni di resistenza con lo stesso segno che si verificano in rami vicini diminuiscono lo sbilanciamento e, se uguali, si eliminano reciprocamente. Questa particolarità del collegamento a ponte si utilizza in svariati modi per la compensazione degli effetti di disturbo inclusa la risposta alla temperatura. Collegando tre conduttori in rami vicini si determina la risposta alla temperatura; per far questo si preleva il potenziale elettrico della tensione di uscita del ponte direttamente dall'estensimetro attraverso un terzo conduttore e lo si immette nello strumento di misurazione (vedi Figura 4.10).

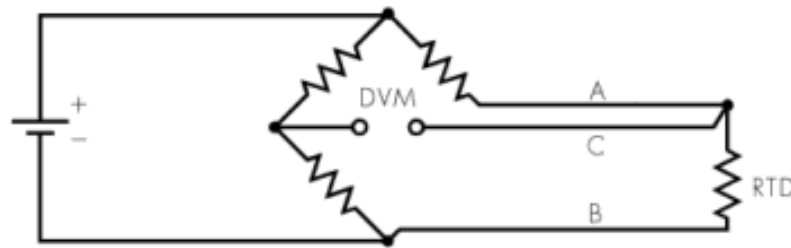


Figura 4.10: collegamento a tre fili.

Il collegamento a 3 conduttori è utilizzabile quando il ponte è alimentato a tensione continua o, se le linee sono lunghe solo pochi metri, anche a frequenza portante. Se i cavi sono molto lunghi e l'alimentazione avviene con tensione ad alta frequenza.

4.5 Compensazione della lunghezza dei cavi di collegamento

Negli schemi elettrici le connessioni fra i singoli elementi di collegamento sono viste come prive di resistenza. Nella realtà questa situazione è ammissibile solo se i cavi sono corti e la loro resistenza è inferiore di due o tre ordini di grandezza a quella dell'estensimetro o del ponte; di conseguenza è trascurabile. Questa condizione non è già più soddisfatta nel caso di cavi di connessione lunghi. Qualora siano impiegati fili sottili o linee composte da materiali con un'alta resistenza specifica (p.e. nel campo delle alte temperature), già tratti di cavo abbastanza brevi possono portare a considerevoli errori di misurazione. Non è determinante la lunghezza del cavo, ma la sua resistenza. Infatti se i terminali o i cavi di collegamento utilizzati in una configurazione a $\frac{1}{4}$ o a $\frac{1}{2}$ ponte sono molto lunghi, introducono una resistenza aggiuntiva in serie all'estensimetro che riduce il fattore K apparente.

Inoltre la lunghezza dei collegamenti riduce anche la tensione di alimentazione del ponte. La deformazione ε reale può essere ricavata con la seguente equazione (supponendo il fattore $K = 2.0$):

$$\varepsilon = (1 + r_l/R_g) \varepsilon_i \quad (4.19)$$

Dove:

- ε_i è la deformazione misurata;

- r_l è la resistenza totale dei cavi di collegamento. Nel caso di tre fili bisogna considerare la resistenza di sola andata;
- R_g è la resistenza dell'estensimetro.

Capitolo 5 Realizzazione e monitoraggio del processo di avvitatura

Dopo aver descritto in linea generale gli elementi filettati, esposto quali siano i diversi tipi di collegamento e le metodologie di serraggio; ora si illustreranno i componenti effettivamente impiegati per la realizzazione delle prove ed il processo di caratterizzazione della vite. Infine saranno descritti gli step e i risultati relativi ai test effettuati.

5.1 Descrizione del caso di studio

In questo lavoro di tesi è stata analizzata una trasmissione a doppia frizione avente otto marce che viene impiegata nel settore automotive sportivo. E' stata studiata questa applicazione, perché il cliente ha segnalato alcuni casi di perdita d'olio dalla trasmissione, durante il funzionamento in vettura. In Figura 5.1 è mostrato il cambio utilizzato come oggetto di studio.



Figura 5.1: trasmissione utilizzata come oggetto di studio.

Le perdite di olio riscontrate dal cliente provenivano dalla giunzione tra scatola cambio e coperchio posteriore. A fronte di tale segnalazione è stata avviata un'analisi della causa di guasto, che ha permesso di capire che la root cause era legata al serraggio delle viti. Pertanto è stato condotto uno studio dettagliato sui collegamenti filettati, verificando il processo e le performance del collegamento, considerando l'attuale strategia di chiusura e quella migliorativa, identificata insieme al cliente.

5.2 Attrezzatura utilizzata

Per la realizzazione dei diversi step e per lo studio della strategia migliore per il serraggio degli elementi filettati, le attrezzature necessarie sono:

- Viti estensimetriche;
- Chiave dinamometrica con relativa bussola;
- Torsiometro;
- Encoder angolare;
- Sistema di acquisizione dati tramite PC.

La fase di realizzazione delle viti viene spiegata più nel dettaglio nel paragrafo successivo.

Per la misurazione della coppia è stata utilizzata una chiave dinamometrica TOHNICHI Mod. DB12N4 (vedi Figura 5.2) aventi le seguenti caratteristiche:

- *Fondo scala:* 50 Nm;
- *Accuratezza:* $\pm 1,5$ Nm;



Figura 5.2: chiave dinamometrica.

Per misurare il valore di coppia ed angolo durante tutto il processo di avvitatura sono stati utilizzati rispettivamente un torsionmetro *MECT Mod. DT2-3559* ed un encoder angolare *GESgroup EC346-25* (visibili in Figura 5.3 e Figura 5.4).



Figura 5.3: torsionmetro *MECT Mod. DT2-3559*.

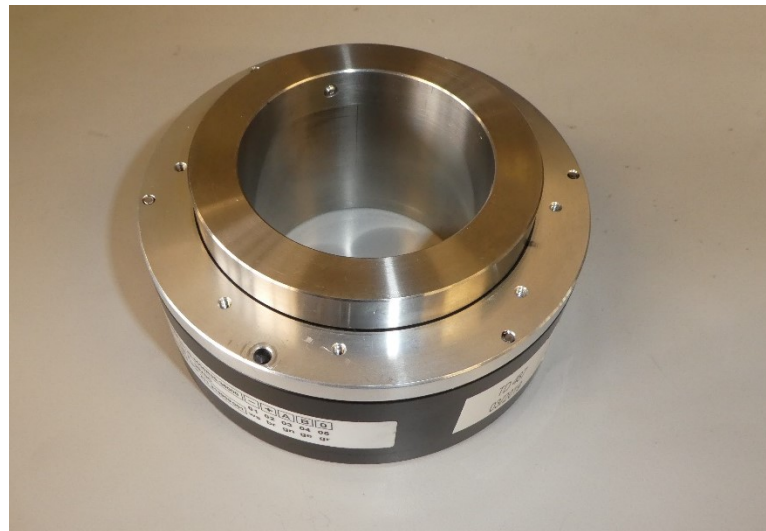


Figura 5.4: encoder angolare *GESgroup EC346-25*.

Le caratteristiche del torsionmetro ed encoder angolare sono rispettivamente:

- *Fondo scala:* 63 Nm;
- *Accuratezza:* $\pm 0,063$ Nm;

- *Fondo scala:* 360°;
- *Accuratezza:* $\pm 0,05^\circ$;

I segnali analogici provenienti dai diversi strumenti sono stati acquisiti mediante il DEWE. Per visualizzare l'andamento della deformazione e del tiro vite in funzione della coppia trasmessa e dell'angolo è stato utilizzato il DEWESoft; si tratta di un sistema di acquisizione dati che ci ha permesso di analizzare il comportamento delle grandezze in gioco al variare delle diverse configurazioni di studio. [7]

5.3 Realizzazione delle viti

Per poter studiare non solo la coppia di chiusura e l'angolo, ma anche il tiro vite, sono stati inseriti nel gambo della vite degli estensimetri. In particolare sono stati utilizzati estensimetri mono assiali cilindrici infilati in un foro di soli 2 mm praticato sulla parte superiore della vite a testa esagonale. Nel caso in esame l'estensimetro **KFG-1.5-120-C20-11** presenta le seguenti caratteristiche:

- Fattore $K=1,9$;
- Autocompensazione in temperatura: $10\div 100^{\circ}\text{C}$;
- Coefficiente di espansione lineare: 11;
- Tipo di collegamento: 3fili.

Sebbene la lunghezza dei cavi fosse ridotta, l'estensimetro è stato collegato al sistema di acquisizione, attraverso un collegamento a tre fili, in modo da compensare la variazione di temperatura dei conduttori e migliorare la precisione della lettura di deformazione. In Figura 5.5 è mostrato il tipo di estensimetro utilizzato nel nostro caso.

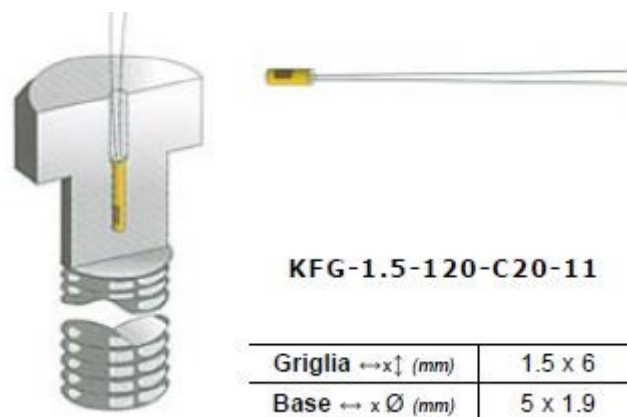


Figura 5.5: vite estensimetrata e caratteristiche dell'estensimetro.

5.4 Processo di caratterizzazione della vite

Il processo di caratterizzazione consiste nel definire sperimentalmente la relazione tra deformazione misurata dall'estensimetro e carico assiale a cui è sottoposta la vite. Nel caso in esame, la caratterizzazione è stata effettuata sia prima dell'esecuzione delle prove, che a valle di esse, come test di verifica. Per ottenere la relazione sperimentale tra allungamento e carico assiale, la vite strumentata è stata sottoposta ad un carico di trazione noto.

Prima di realizzare la prova con la vite estensimetrata e sottoporla all'azione di una forza assiale, è stato individuato un valore di guadagno teorico che è stato poi verificato con l'esecuzione della caratterizzazione.

Ogni sistema continuo isotropo, soggetto ad una sollecitazione, subisce una deformazione in proporzione all'intensità dello sforzo applicato, alla natura del materiale e ad altre condizioni fisiche.

In generale una deformazione elastica è una deformazione che scompare al cessare della sollecitazione; in questo campo l'andamento dello sforzo in funzione dello *stress* è lineare e vale la legge di Hooke, espressa come:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (5.1)$$

Dove:

- E è il modulo di Young. Nel caso dell'acciaio vale 210000 N/mm^2 .

A sua volta lo sforzo σ viene indicato anche con la seguente relazione:

$$\sigma = F/A \quad (5.2)$$

In cui:

- F è il carico applicato;
- A è la sezione resistente.

Nel caso di una vite l'area resistente viene determinata utilizzando il diametro resistente, visibile in Figura 5.6.

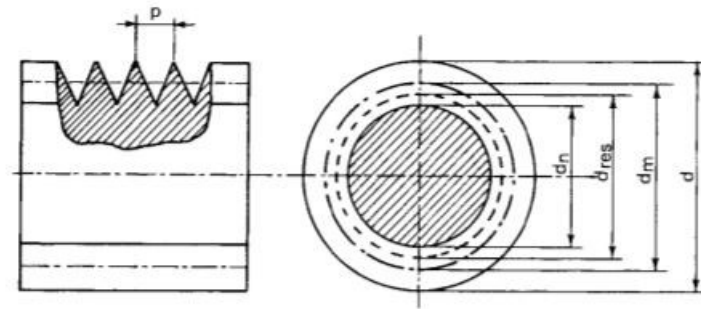


Figura 5.6: sezione resistente della vite.

In formula:

$$d_{res} = \frac{d_n + d_m}{2} \quad (5.3)$$

Dove:

- d_n è il diametro del nocciolo;
- d_m è il diametro medio.

Per la vite di acciaio **M8** con filettatura metrica a profilo triangolare, come in questo caso, si hanno le seguenti caratteristiche geometriche:

d [mm]	p[mm]	A _{res} [mm ²]	A[mm ²]
8	1,25	38,6	50,3

Tabella 5.1: caratteristiche geometriche di una vite M8.

Correlando la 5.1 e la 5.2 si ottiene:

$$\frac{F}{\varepsilon} = E \cdot A = 8,11 \quad (5.4)$$

Questo valore rappresenta il guadagno teorico, verificato con l'esecuzione del processo di caratterizzazione.

A tal proposito, prima di effettuare i vari test, sono state sottoposte alla prova di trazione tredici viti. Ogni vite estensimetrata è stata sollecitata con una forza assiale e sono stati acquisiti i valori di carico applicato e deformazione misurata dall'estensimetro. Per sollecitare la vite a trazione, è stata utilizzata una pressa come visibile in Figura 5.7 avente una capacità di carico di 40 tonnellate.



Figura 5.7: pressa utilizzata per la prova di trazione.

La vite è stata inserita in un foro passante sul piano orizzontale della pressa ed è stata collegata alla cella di carico attraverso un sistema di snodi a sfere e grilli, visibile in Figura 5.8. In particolare lo snodo sferico è stato utilizzato per consentire un buon allineamento tra l'asse della vite e l'asse di applicazione della sollecitazione. Le caratteristiche della cella di carico *HBM U2B N81232*, sono:

- *Fondo scala:* 50000 N;
- *Accuratezza:* ± 50 N.



Figura 5.8: attrezzatura per la prova di trazione.

Per ogni vite sono state effettuate quattro prove, ruotando per ogni step la vite di 90°. Lo scopo di queste ripetizioni era di verificare se la posizione dell'estensimetro influiva sul valore di guadagno. Per salvaguardare la vite, il carico assiale massimo è stato di 10000 N, in modo da garantire che la deformazione avvenisse in avvenuta in campo elastico. Per ogni andamento acquisito sono stati presi valori intermedi sia in fase di tiro che rilascio vite.

I risultati ottenuti sono mostrati nelle seguenti tabelle:

VITE 1											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2446	186	13,15	2513	218	11,53	2529	255	9,92	2541	241	10,54
5001	408	12,26	5001	438	11,42	5001	498	10,04	5010	465	10,77
7501	646	11,61	7520	660	11,39	7517	691	10,88	7523	710	10,60
10005	857	11,67	10001	876	11,42	10008	918	10,90	10014	933	10,73
7565	648	11,67	7498	640	11,72	7657	680	11,26	7477	687	10,88
4998	392	12,75	5007	410	12,21	5017	476	10,54	5004	457	10,95
2507	163	15,38	2523	190	13,28	2535	249	10,18	2513	212	11,85

Tabella 5.2: caratterizzazione vite n°1.

VITE 2											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2529	267	9,47	2489	259	9,61	2498	253	9,87	2471	285	8,67
5001	543	9,21	5001	530	9,44	5007	530	9,45	5001	567	8,82
7511	868	8,65	7495	848	8,84	7535	850	8,86	7492	827	9,06
9998	1149	8,70	10008	1124	8,90	10005	1131	8,85	10008	1109	9,02
7504	864	8,69	7477	837	8,93	7572	847	8,94	7544	832	9,07
4998	550	9,09	5020	535	9,38	4998	528	9,47	4998	564	8,86
2501	264	9,47	2513	254	9,89	2538	248	10,23	2510	281	8,93

Tabella 5.3: caratterizzazione vite n°2.

VITE 3											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2520	225	11,20	2513	229	10,97	2590	242	10,70	2520	227	11,10
5001	464	10,78	4995	468	10,67	5004	493	10,15	5001	482	10,38
7514	716	10,49	7498	717	10,46	7529	760	9,91	7636	774	9,87
10008	947	10,57	10597	1043	10,16	10124	1001	10,11	10014	988	10,14
7504	699	10,74	7431	713	10,42	7569	734	10,31	7535	719	10,48
5007	469	10,68	5096	483	10,55	5078	485	10,47	5001	462	10,82
2532	221	11,46	2513	227	11,07	2526	223	11,33	2538	223	11,38

Tabella 5.4: caratterizzazione vite n°3.

VITE 4											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2477	286	8,66	2547	300	8,49	2559	279	9,17	2556	289	8,84
5004	558	8,97	5004	566	8,84	5013	560	8,95	5004	563	8,89
7517	827	9,09	7507	844	8,89	7538	870	8,66	7538	857	8,80
10005	1102	9,08	10005	1127	8,88	10005	1142	8,76	10005	1134	8,82
7511	828	9,07	7440	821	9,06	7599	855	8,89	7517	846	8,89
5032	567	8,87	5044	566	8,91	5053	555	9,10	5026	563	8,93
2492	292	8,53	2523	283	8,92	2520	285	8,84	2562	294	8,71

Tabella 5.5: caratterizzazione vite n°4.

VITE 5											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2510	254	9,88	2541	262	9,70	2498	254	9,83	2504	242	10,35
5004	478	10,47	5004	493	10,15	5001	495	10,10	5007	496	10,09
7562	736	10,27	7581	730	10,38	7575	740	10,24	7541	746	10,11
10008	976	10,25	9995	966	10,35	10011	980	10,22	10005	980	10,21
7523	729	10,32	7492	713	10,51	7569	744	10,17	7590	743	10,22
5093	485	10,50	5059	494	10,24	5007	502	9,97	5017	486	10,32
2535	250	10,14	2529	252	10,04	2578	270	9,55	2584	244	10,59

Tabella 5.6: caratterizzazione della vite n°5.

VITE 6											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε
2504	292	8,58	2584	296	8,73	2547	294	8,66	2523	316	7,98
5004	606	8,26	5001	601	8,32	5001	597	8,38	5001	592	8,45
7532	895	8,42	7553	912	8,28	7575	921	8,22	7514	875	8,59
9998	1188	8,42	10005	1212	8,25	10001	1210	8,27	10001	1169	8,56
7544	894	8,44	7501	909	8,25	7556	918	8,23	7654	876	8,74
5096	613	8,31	5084	607	8,38	5056	597	8,47	5120	611	8,38
2510	300	8,37	2501	286	8,74	2504	284	8,82	2504	309	8,10

Tabella 5.7: caratterizzazione della vite n°6.

VITE 7											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε
2526	273	9,25	2520	279	9,03	2538	274	9,26	2501	267	9,37
5001	536	9,33	5007	538	9,31	5001	529	9,45	5001	525	9,53
7507	801	9,37	7514	796	9,44	7492	791	9,47	7562	795	9,51
10005	1057	9,47	10017	1058	9,47	10008	1052	9,51	10005	1048	9,55
7556	812	9,31	7504	799	9,39	7547	796	9,48	7535	790	9,54
5038	539	9,35	5087	538	9,46	5047	528	9,56	5059	533	9,49
2510	270	9,30	2516	269	9,35	2529	272	9,30	2501	265	9,44

Tabella 5.8: caratterizzazione delle vite n°7.

VITE 8											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε	F	ε	F/ ε
2523	292	8,64	2523	293	8,61	2565	283	9,06	2574	290	8,88
5007	595	8,42	5004	586	8,54	5010	583	8,59	5007	589	8,50
7556	888	8,51	7504	866	8,67	7575	879	8,62	7504	871	8,62
10224	1208	8,46	10175	1189	8,56	10066	1168	8,62	10081	1162	8,68
7550	873	8,65	7501	852	8,80	7504	870	8,63	7587	871	8,71
5044	587	8,59	5013	580	8,64	5114	588	8,70	5010	578	8,67
2501	289	8,65	2553	286	8,93	2544	277	9,18	2510	282	8,90

Tabella 5.9: caratterizzazione della vite n°8.

VITE 9											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2520	304	8,29	2507	305	8,22	2520	306	8,24	2578	314	8,21
5007	611	8,19	5017	616	8,14	5059	617	8,20	5001	610	8,20
7553	921	8,20	7507	909	8,26	7523	924	8,14	7547	933	8,09
10496	1277	8,22	10215	1233	8,28	10005	1224	8,17	10081	1239	8,14
7501	909	8,25	7514	936	8,03	7504	915	8,20	7532	919	8,20
5145	618	8,33	5123	624	8,21	5023	610	8,23	5004	601	8,33
2507	299	8,38	2510	295	8,51	2565	313	8,19	2507	305	8,22

Tabella 5.10: caratterizzazione della vite n°9.

VITE 10											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2501	303	8,25	2510	299	8,39	2501	288	8,68	2501	277	9,03
5001	569	8,79	5001	581	8,61	5007	591	8,47	5004	584	8,57
7547	867	8,70	7535	847	8,90	7541	870	8,67	7507	916	8,20
10154	1202	8,45	10130	1158	8,75	10203	1183	8,62	10001	1213	8,24
7575	868	8,73	7559	814	9,29	7504	870	8,63	7517	910	8,26
5047	577	8,75	5013	584	8,58	5160	602	8,57	5010	567	8,84
2520	307	8,21	2544	311	8,18	2507	290	8,64	2504	261	9,59

Tabella 5.11: caratterizzazione della vite n°10.

VITE 11											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2556	266	9,61	2556	271	9,43	2529	301	8,40	2520	266	9,47
5004	503	9,95	5007	514	9,74	5004	504	9,93	5007	513	9,76
7517	753	9,98	7520	757	9,93	7523	755	9,96	7507	754	9,96
10050	1022	9,83	10041	1039	9,66	10044	1017	9,88	10026	1032	9,72
7544	761	9,91	7565	753	10,05	7532	746	10,10	7507	749	10,02
5084	501	10,15	5035	506	9,95	5102	516	9,89	5047	509	9,92
2578	243	10,61	2590	267	9,70	2544	325	7,83	2526	255	9,91

Tabella 5.12: caratterizzazione della vite n°11.

VITE 12											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2504	247	10,14	2513	246	10,22	2523	244	10,34	2504	248	10,10
4998	466	10,73	5004	473	10,58	5001	488	10,25	5001	476	10,51
7526	695	10,83	7590	721	10,53	7511	730	10,29	7553	712	10,61
10142	938	10,81	10014	928	10,79	10032	969	10,35	10053	958	10,49
7504	677	11,08	7504	687	10,92	7504	708	10,60	7504	693	10,83
5047	432	11,68	5023	436	11,52	5105	467	10,93	5044	461	10,94
2504	206	12,16	2571	205	12,54	2596	211	12,30	2523	214	11,79

Tabella 5.13: caratterizzazione della vite n°12.

VITE 13											
Prova 1			Prova 2			Prova 3			Prova 4		
F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ	F	ϵ	F/ ϵ
2513	267	9,41	2523	247	10,21	2538	290	8,75	2556	327	7,82
5001	500	10,00	5007	531	9,43	5001	558	8,96	5029	579	8,69
7501	778	9,64	7507	834	9,00	7507	843	8,91	7517	823	9,13
10001	1067	9,37	10661	1187	8,98	10008	1135	8,82	10023	1105	9,07
7562	786	9,62	7504	824	9,11	7565	840	9,01	7532	820	9,19
5068	518	9,78	5032	516	9,75	5041	543	9,28	5047	581	8,69
2529	274	9,23	2520	240	10,50	2516	266	9,46	2565	327	7,84

Tabella 5.14: caratterizzazione della vite n°13.

Per ogni vite è stato determinato il valore di guadagno medio reale. I risultati ottenuti sono mostrati in Tabella 5.15.

	Caratterizzazione viti	
	Valor medio	Deviazione st.
Vite n°1	11,48	1,15
Vite n°2	9,16	0,41
Vite n°3	10,62	0,43
Vite n°4	8,88	0,16
Vite n°5	10,18	0,24
Vite n°6	8,41	0,20
Vite n°7	9,40	0,12
Vite n°8	8,68	0,17
Vite n°9	8,22	0,09
Vite n°10	8,63	0,32
Vite n°11	9,76	0,52
Vite n°12	10,89	0,67
Vite n°13	9,20	0,59
TOT	9,50	0,39

Tabella 5.15: risultati medi del guadagno ottenuti dalle prove.

Da questi valori si osserva che il guadagno reale si discosta del 10% dal valore di guadagno teorico; ciò potrebbe essere dovuto da differenti fattori, quali:

- Non planarità tra la superficie del sotto testa della vite e il piano di appoggio della pressa. Per ridurre questo contributo è stata interposta una rondella di rame;
- Calcolo approssimato della sezione resistente;
- Tolleranza dimensionale della vite;
- Disallineamento tra l'asse neutro della vite e l'asse dell'estensimetro.

5.5 Esecuzione delle prove

Una volta determinato il valore di guadagno teorico e verificato quello reale, si è proseguita l'analisi dei collegamenti filettati.

In base alla richiesta del cliente, le viti sono state serrate con un metodo “coppia + angolo”, in particolare chiusura a 20 Nm e successivamente rotazione di un angolo di 90°. A fronte di questo cambio di strategia di serraggio, in linea di produzione si è verificato un incremento del valore di coppia. Per determinare le cause di tale incremento, sono state eseguite delle prove con quattro configurazioni diverse, analizzando l'andamento della coppia in funzione dell'angolo per le viti di acciaio indicate con il colore rosa nella Figura 5.9.

Le configurazioni del cambio utilizzate sono:

- Test n°1: cambio vuoto senza sigillante;
- Test n°2: cambio vuoto con sigillante;
- Test n°3: cambio completo senza sigillante;
- Test n°4: cambio completo con sigillante.

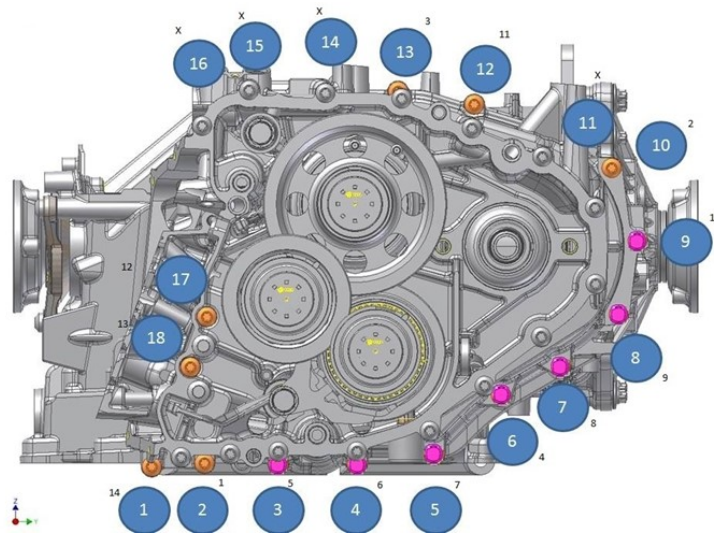


Figura 5.9: analisi viti della trasmissione.

Per ogni configurazione è stato riportato un grafico della coppia in funzione dell'angolo. Di seguito sono visibili i grafici di ogni test.

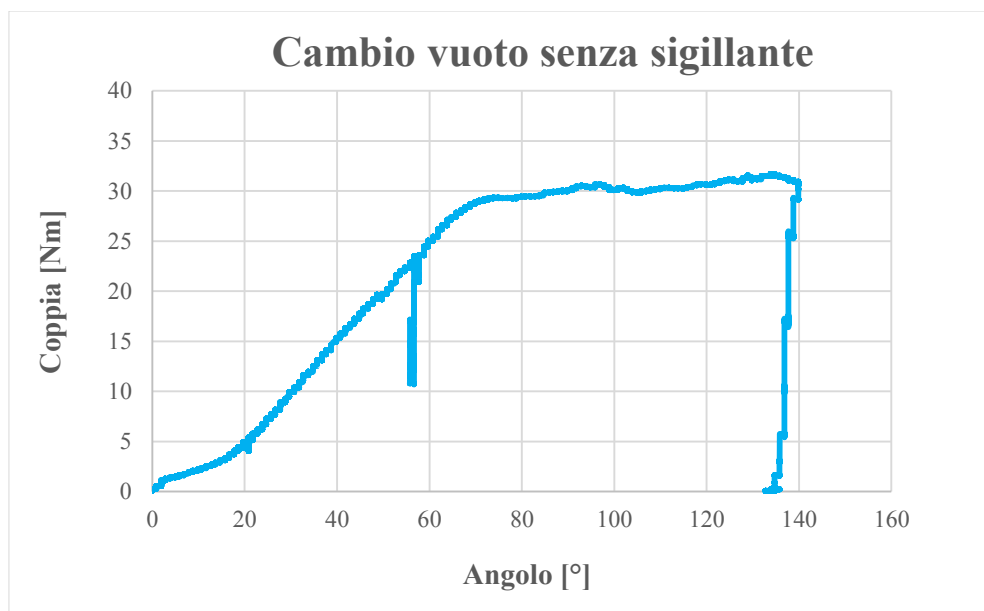


Figura 5.10: test n°1.

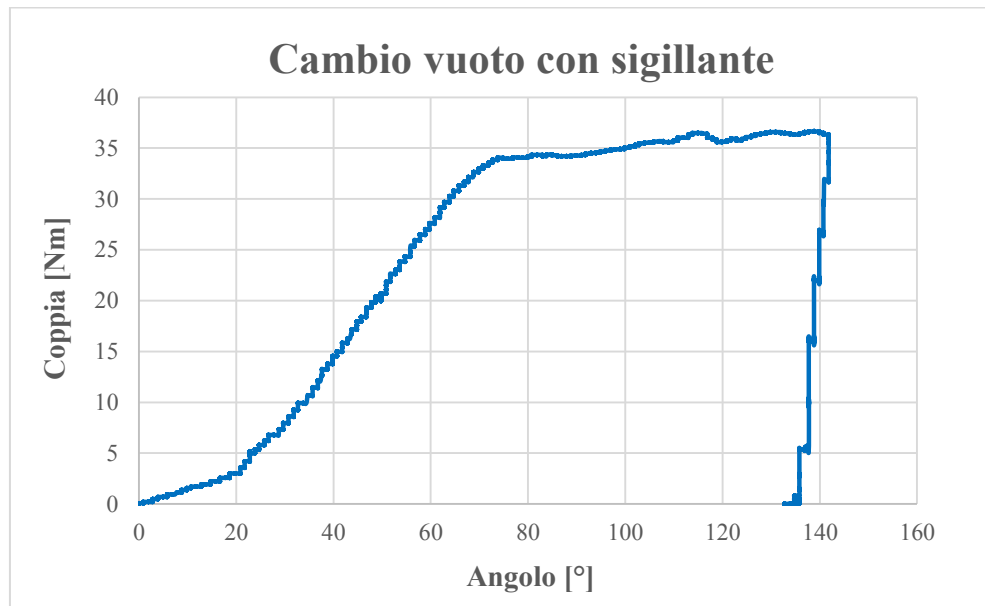
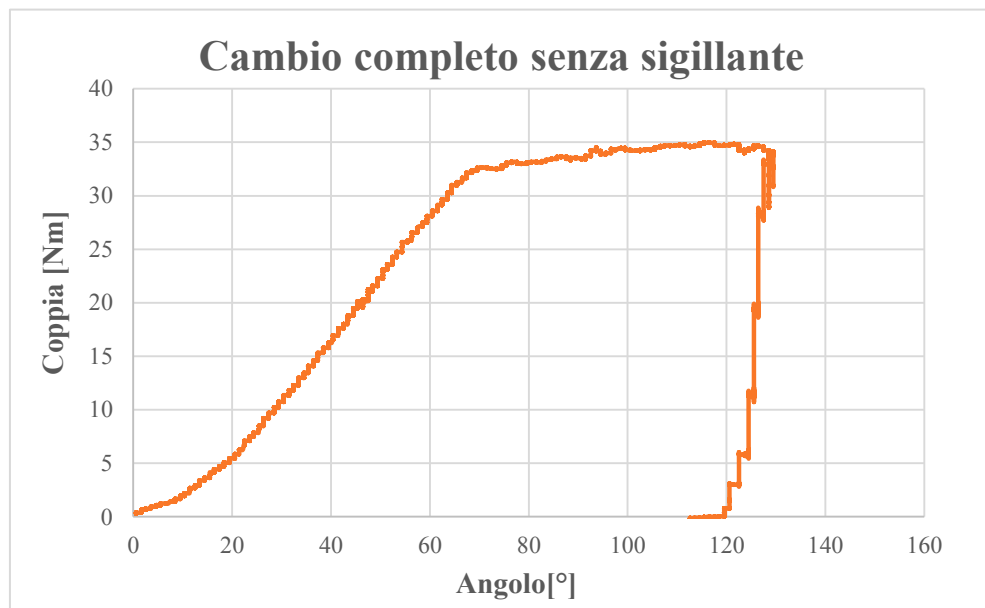
**Figura 5.11:** test n°2.**Figura 5.12:** test n°3.



Figura 5.13: test n°4.

Per ogni allestimento del cambio, sono stati elaborati i dati di tutte le viti, ma sono stati riportati soltanto i valori medi, per rispetto dell'accordo di non divulgazione, in essere con il cliente (vedi Tabella 5.16).

Test	Chiusura viti 20 Nm+ 90°				
	Parametri		Risultati		
	CAF 33	Componenti interni	Valor medio	Deviazione st.	Decremento [%]
n°1	✗	✗	28,8	1,5	-
n°2	✗	✓	31,8	0,5	10
n°3	✓	✗	35,2	1,7	22
n°4	✓	✓	40,4	1,9	40

Tabella 5.16: tabella riassuntiva con valori di incremento rispetto al test n°1.

Dalla tabella si osserva che l'incremento di coppia maggiore si ottiene con la presenza di cambio completo e presenza di CAF 33. In particolare, a parità di condizione, l'effetto della presenza di sigillante incide maggiormente rispetto all'effetto della presenza o meno dei componenti all'interno del cambio.

Una volta individuato il fattore che produce un incremento di coppia durante la fase di serraggio, è stato studiato il comportamento del tiro vite soltanto nell'ultima configurazione, che simula quanto accade in linea. Anche in tal caso la chiusura è stata di 20 Nm + 90°, ma sono state utilizzate viti estensimstrate,

in modo da determinare anche il valore del tiro vite. In Figura 5.14 è mostrato il cambio, su cui sono state montate le viti estensimstrate, necessarie ad effettuare la prova.

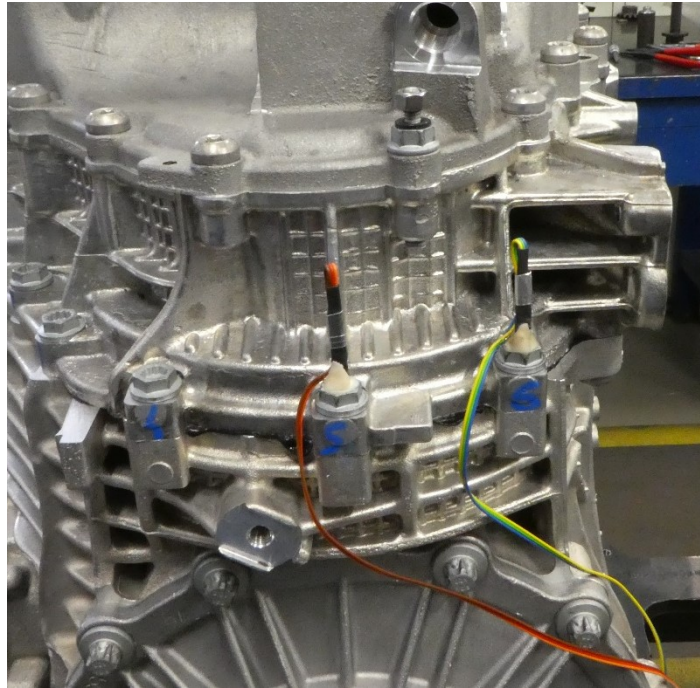


Figura 5.14: cambio con viti estensimstrate.

In Tabella 5.17 sono mostrati i valori che sono stati ottenuti:

	Coppia [Nm]	Tirovite [N]
Vite n°1	37,24	16569
Vite n°2	35,34	14968
Vite n°3	39,35	17458
Vite n°4	36,83	15256
Vite n°5	43,47	16023
Vite n°6	39,56	17547
Vite n°7	40,26	15897

Tabella 5.17: risultati con viti estensimstrate.

Dai risultati si osserva che:

- Il valore di coppia oscilla tra 35÷44 Nm;
- Dal valore di coppia di circa 37 Nm in poi il tiro vite rimane pressoché costante.

Siccome il metodo di chiusura 20 Nm + 90° comporta lo snervamento della vite e quindi lavorare in una zona in cui il materiale non è più lineare è stata eseguita un'ulteriore prova, ma rimanendo in campo elastico.

Sono state ripetuti i test nelle quattro configurazioni del cambio, misurando il tiro vite a parità di coppia applicata (26 Nm).

Di seguito sono indicati i valori medi:

Coppia [Nm]	Tirovite [N]	Deformazione[$\mu\text{m/m}$]	Decremento [%]
26,29	14549,00	2109,67	-
26,11	13221,50	1917,00	-9,13%
26,31	14008,33	2031,33	-3,71%
26,07	10595,00	1536,00	-27,19%

Tabella 5.18: risultati prove a parità di coppia con relativa % di decremento.

Dai risultati si osserva che:

- Il tiro vite diminuisce dalla prova n°1 alla prova n°4;
- Nell'ultima configurazione il tiro vite è molto più basso così come la deformazione.

5.6 Analisi dei risultati

I dati ricavati dalle prove suddette sono stati successivamente analizzati e rielaborati poter confrontare i vari risultati.

Di seguito è possibile vedere i grafici riassuntivi delle varie prove dove sono state espresse le grandezze analizzate per questo lavoro.

Dal primo test (vedi Figura 5.15) si rileva che l'effetto del film di sigillante interposto tra le due fusioni e la presenza dei componenti meccanici all'interno della scatola cambio provocano un incremento del valore di coppia. In particolare il CAF aumenta il valore della coppia di circa 5 Nm; invece la presenza dei componenti interni provoca un aumento di 3 Nm. Tale aumento può essere imputato:

- Principalmente al film di sigillante tra le due flange. Poiché a parità di angolo applicato (quindi deformazione della vite), è necessaria una maggiore coppia, perché parte del carico assiale viene assorbito nella compressione del film di sigillante (effetto elastico del CAF) depositato tra le flange e sui filetti;

- In seconda battuta la presenza dei componenti interni, in particolare di una molla di precarico dei cuscinetti conici del pignone, determina un aumento del carico da vincere durante il serraggio.

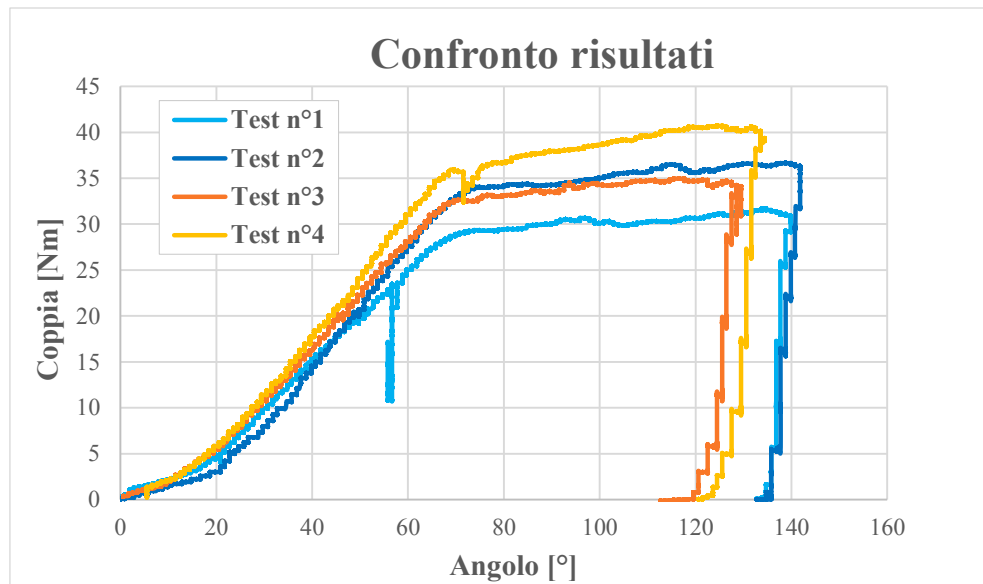


Figura 5.15: risultati sull'incremento di coppia.

Inoltre attraverso l'impiego di viti estensimstrate, si è osservato che l'andamento del tiro vite è inizialmente lineare, ma subisce un cambio di pendenza quando la coppia si stabilizza e, sebbene venga applicato un angolo, questa non aumenta più in maniera significativa (a partire dai 50° di angolo). Questo punto rappresenta il raggiungimento dello snervamento della vite e la conseguente transizione in campo plastico (vedi Figura 5.16).

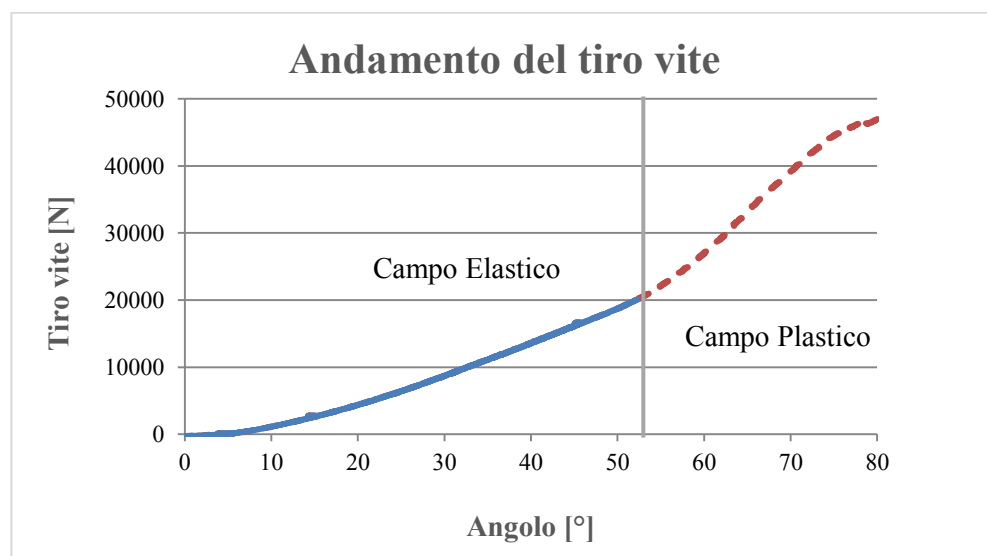


Figura 5.16: andamento del tiro vite in funzione dell'angolo.

Poiché in campo plastico, decade la legge di Hooke, non è più valida la relazione diretta tra la deformazione misurata (attraverso l'estensimetro) e il carico applicato.

Sostanzialmente la misura indiretta del precarico assiale della vite è quindi corretta fino a che questa si trova a lavorare in campo elastico, oltre la sola informazione valida è quella della deformazione. In Figura 5.17 si osserva che il tiro vite continua a crescere poiché continua ad essere applicato l'angolo.

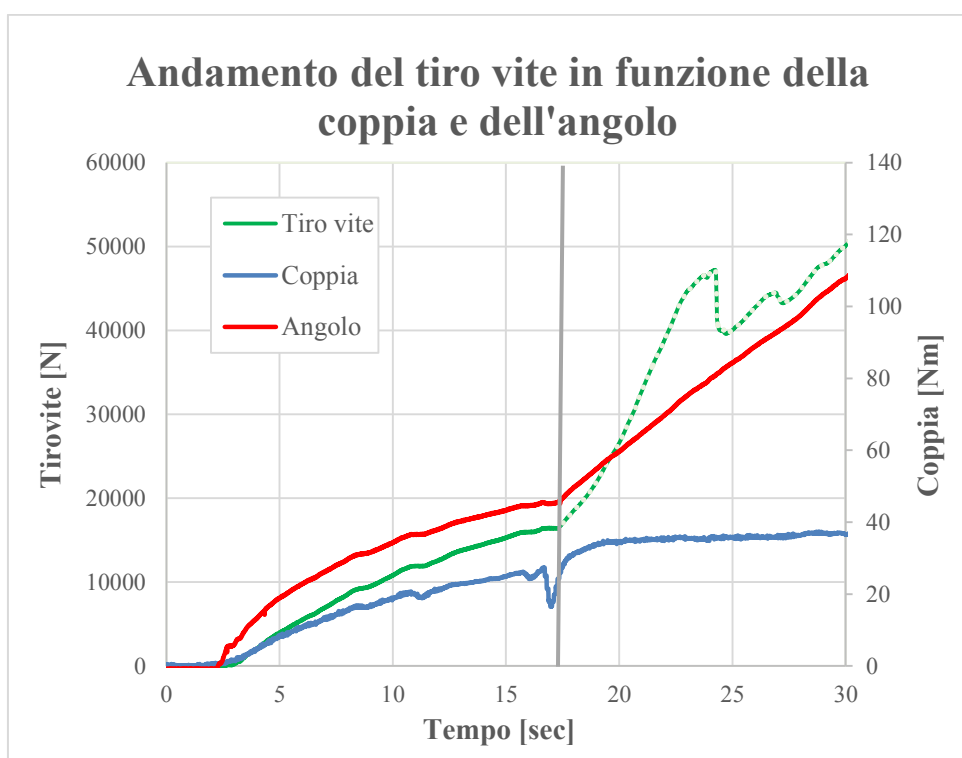


Figura 5.17: andamento del tiro vite in funzione della coppia e dell'angolo.

Pertanto nell'ottica di ottimizzare la strategia di serraggio, potrebbe essere più conveniente applicare un angolo minore di 90° , in modo da portare la vite nelle condizioni di massimo carico assiale, senza introdurre una significativa deformazione plastica che di fatto non determina un miglioramento delle performance di serraggio.

Dai test eseguiti sembrerebbe che l'angolo possa essere ridotto a 50° , ma è necessario estendere il campione statistico per avere una chiara indicazione del valore di angolo più appropriato.

Infine i test effettuati a parità di coppia nelle quattro diverse configurazioni della trasmissione (vedi Figura 5.18) hanno confermato come la presenza dei componenti interni e, soprattutto del sigillante tra le giunzioni, determini una diminuzione del carico assiale. In particolare si va da un valore massimo del tiro

vite di circa 20500 N nella prima configurazione fino ad un valore di circa 17000 N nell'ultima configurazione.

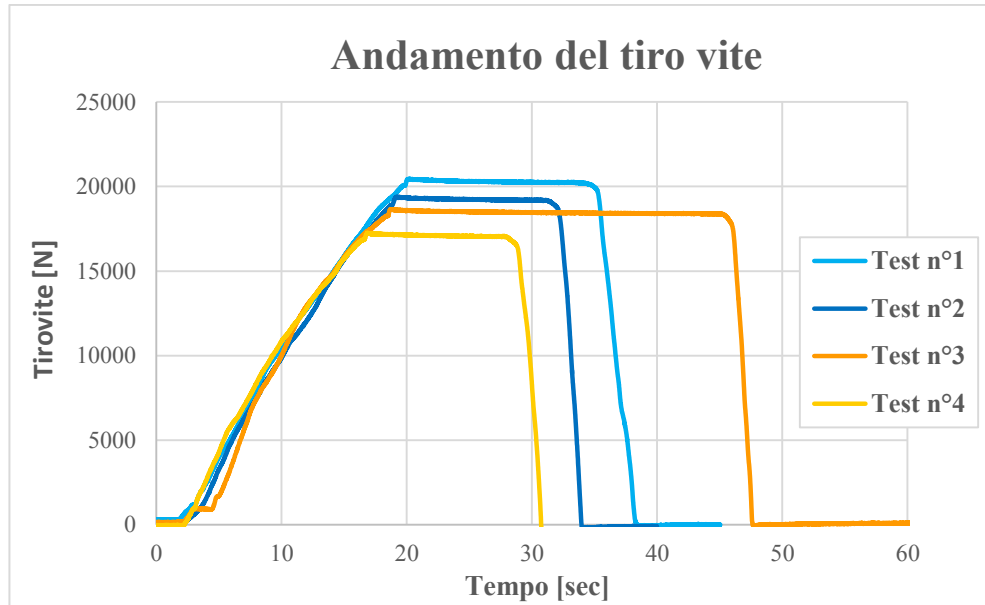


Figura 5.18: tiro vite nelle quattro configurazioni.

Si può concludere, quindi, affermando che la causa principale dell'incremento di coppia registrato in linea di assemblaggio, rispetto alle prime prove effettuate in configurazione di cambio vuoto e senza sigillante, è la presenza del film di sigillante siliconico applicato tra le flange e che in parte raggiunge anche i filetti, che determina un incremento del carico resistente durante la fase di avvitatura.

Conclusioni

In questo lavoro di tesi ci si è posti l'obiettivo di analizzare quali parametri influenzano il processo di avvitatura delle viti che collegano il coperchio posteriore alla scatola centrale, di un cambio a doppia frizione per applicazioni sportive, in seguito all'implementazione di un cambio di strategia di serraggio (coppia + angolo, anziché solo coppia) per far fronte a problemi di perdite riscontrate sul campo.

In particolare lo scopo era capire perché rispetto alle prime prove condotte in laboratorio, utilizzando le sole fusioni (coperchio e scatola cambio), la coppia misurata in linea, a parità di strategia di chiusura, fosse maggiore. Per raggiungere questo obiettivo è stata inoltre impiegata per la prima volta in Oerlikon Graziano, una metodologia per la misura del tiro vite basata sull'estensimetria.

Sono state analizzate quattro differenti configurazioni del cambio:

- Test n°1: cambio vuoto senza sigillante (CAF 33);
- Test n°2: cambio vuoto con sigillante;
- Test n°3: cambio completo senza sigillante;
- Test n°4: cambio completo con sigillante.

E' stato riscontrato che la causa principale di tale aumento è la presenza del sigillante tra giunzioni.

Per misurare quanto fosse il valore di tiro vite applicato sull'elemento filettato, è stato effettuato un secondo test, utilizzando delle viti estensimate e applicando la chiusura coppia + angolo ($20\text{Nm} + 90^\circ$), solo nell'ultima configurazione, maggiormente rappresentativa della condizione di montaggio in linea. I risultati hanno mostrato che all'aumentare del valore di coppia, anche il tiro vite inizialmente aumenta, ma oltre un certo valore (snervamento), il carico assiale non cresce più.

Perciò, ai fini dell'ottimizzazione della strategia di chiusura, quella attualmente selezionata non risulta essere la più efficace, poiché si continua ad applicare un carico torsionale alla vite, senza che il serraggio ne benefici in termini di precarico assiale.

Dato che tale metodologia di chiusura provoca lo snervamento delle viti, per salvaguardare le vite strumentate, si è pensato di studiare il tiro vite in campo elastico.

A tal proposito sono state effettuate misurazioni, in cui a parità di coppia di chiusura (26Nm), è stata verificata l'influenza della presenza del sigillante o dei componenti in terni del cambio (realizzando nuovamente i quattro diversi allestimenti della trasmissione

In accordo con quanto atteso e già osservato nelle precedenti prove, il tiro vite diminuisce dalla prova 1 alla prova 4.

Tale decadimento è dovuto:

- Principalmente al film di sigillante, impiegato per garantire la tenuta tra le due flange. Infatti la compressione del film di sigillante depositato tra le flange e sui filetti, comporta l'assorbimento di parte del carico assiale (effetto elastico del CAF).
- In seconda battuta alla presenza dei componenti interni, in particolare di una molla di precarico dei cuscinetti conici del pignone, che determina un aumento del carico da vincere durante il serraggio.

Gli sviluppi futuri prevedono di ottimizzare la strategia di chiusura da applicare in linea di assemblaggio, definendo il valore di angolo che consente di ottenere il massimo valore di tiro vite senza determinare un'eccessiva deformazione plastica.

Inoltre l'utilizzo di viti estensimstrate può trovare impiego durante prove dinamiche a banco o su veicolo, allo scopo di verificare e monitorare lo stato di sollecitazione delle viti e la tenuta delle giunzioni, quando la trasmissione in prova è sottoposta a carichi ciclici, rappresentativi del profilo di missione del veicolo.

Bibliografia

- [1] L. Morello, *Progetto della trasmissione meccanica*, Torino, ATA–Associazione Tecnica dell’Automobile, 2005.
- [2] ECSS-E-HB-32-23A, *Space Engineering-Threaded fasteners handbook*, ECSS Secretariat ESA-ESTEC, Requirements & Standards Division, Noordwijk, The Netherlands, 2010.
- [3] G. De Matteis, *Bulloneria strutturale: quadro normativo – controlli e prove - certificazioni*, Milano, Fondazione Promozione Acciaio.
- [4] A. Bray- V. Vicentini, *Meccanica sperimentale - misure ed analisi delle sollecitazioni*, Torino, Levrotto & Bella, 1975.
- [5] F.P. Branca, *Teoria ed impiego degli estensimetri elettrici a resistenza*, Edizioni scientifiche associate.
- [6] Instrumentation Devices, *Estensimetri e accessori per l’analisi sperimentale delle sollecitazioni*.
- [7] Dewetron, *DeWESoft v6.5 Tutorials version 1.2.0*, 2008.

Ringraziamenti

Ringrazio la Prof.ssa Francesca Curà per la disponibilità e per avermi seguita nella realizzazione della tesi. Un ringraziamento speciale al mio tutor aziendale Ing. Di Giacomo e a tutto il dipartimento del Testing dell'Oerlikon Graziano: grazie a tutti voi per avermi spronata ed incoraggiata in questo progetto di tesi.

Ai miei genitori: è grazie al loro sostegno se oggi sono riuscita a raggiungere questo traguardo. Grazie “al mio papino” che non sapeva mai quando sostenevo un esame altrimenti aveva più ansia di me! Grazie mamma: sei la mia più fidata consigliera e il mio punto di riferimento. Mi hai sempre sostenuta nell'affrontare ogni difficoltà e nonostante i chilometri, per farmi sentire la tua vicinanza, mi spedivi pacchi pieni di cose deliziose da mangiare. A mia sorella Stefania: sempre pronta ad ascoltarmi e a darmi consigli. Ringrazio Alessandro per aver condiviso con me questa esperienza e per avermi incoraggiato nelle difficoltà incontrate in questi due anni. Grazie per essere stato sempre al mio fianco in ogni momento e anche oggi, in questo giorno importante, sei qui con me a festeggiare questo traguardo.

Grazie alle Maè, dalla più grande alla più piccola, che hanno creduto in me sostenendomi nei momenti più difficili e lontano da casa. Alle amiche di sempre: Federica, Giada e Silvia che hanno dimostrato il loro affetto anche da lontano! Alla mia coinquilina Claudia e ai ragazzi di “via Monforte”: siete stati i miei compagni di avventura e la mia seconda famiglia con cui ho condiviso gioie, sacrifici e successi.

Ai “miei” nipotini: Ubaldo, Eddy, Josephine, Giuseppe, Giulia e Sofia che con i loro messaggi vocali e video chiamate rendevano piacevoli le giornate di studio intenso. Infine rivolgo un grazie a tutti coloro che con consigli, suggerimenti e supporto morale mi sono stati vicini in questo percorso.