



**Politecnico
di Torino**

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Controllo delle tolleranze di posizione, controllo di un *pattern* di fori su
una piastra costruita *ad hoc* e lettura diretta delle quote 3D da *MBD*

Relatore:

Prof. Stefano Tornincasa

Correlatore:

Ing. Davide Serra

Candidato:

Giuseppe Giovannello

s267933

Anno Accademico 2021/2022

Indice

Introduzione	1
1. Il disegno funzionale.....	2
1.1 Le norme ISO	5
1.2 Le tolleranze geometriche.....	8
1.3 I riferimenti.....	10
1.4 I modificatori	12
1.4.1 Esigenza di inviluppo	12
1.4.2 Condizione di massimo materiale	12
1.4.3 Condizione di minimo materiale	14
1.5 Tolleranze di posizione	15
2. Applicazione del disegno funzionale ad una piastra forata	17
3. Controllo e verifica delle tolleranze	20
3.1 Calibri.....	21
3.2 Macchine di misura a coordinate	22
3.2.1 Caratteristiche costruttive di una <i>CMM</i>	23
3.2.2 Il sistema a coordinate di una <i>CMM</i> e l'allineamento.....	24
3.2.3 Errori di misura	26
3.2.4 Compensazione degli errori geometrici	29
4. Il sistema tastatore.....	31
4.1 Metodologie di acquisizione dei punti da parte delle <i>CMM</i>	33
4.1.1 Acquisizione punto-punto	33
4.1.2 Acquisizione in scansione	35
4.2 La qualifica del tastatore	36
4.2.1 La qualifica del tastatore in <i>PC-DMIS</i>	38
4.3 Errori di misura correlati ai tastatori	39
4.3.1 Errori dovuti all'anisotropia.....	39
4.3.2 Errori dovuti alla deriva termica.....	40
4.3.3 Riduzione dell'influenza degli errori sulla misura finale	42
5. Cicli di misura	44
5.1 Misure preliminari e concetti teorici.....	45
5.1.1 Metodi per la misurazione di un foro con una <i>CMM</i>	45



5.1.2 Metodi per la ricostruzione di un cerchio (e per l'allineamento <i>best-fit</i>) in <i>PC-DMIS</i>	46
5.1.3 Metodi per il controllo delle tolleranze di posizione su <i>PC-DMIS</i>	47
5.2 Misurazioni effettuate.....	50
5.3 Risultati numerici.....	54
5.3.1 Risultati della <i>Prova 1</i>	55
5.3.2 Risultati della <i>Prova 2</i>	63
5.3.3 Approfondimenti su alcuni metodi di calcolo dei valori	70
5.4 Considerazioni sui risultati ottenuti	72
5.4.1 Considerazioni inerenti alla <i>Prova 1</i>	72
5.4.2 Considerazioni inerenti alla <i>Prova 2</i>	75
6. Conclusioni e possibili sviluppi dell'elaborato.....	78
Riferimenti bibliografici	81

Introduzione

L'elaborato si colloca nell'ambito del Disegno Funzionale, con riferimento al sistema *ISO "Geometric Product Specification" (GPS)*, ed è stato realizzato a seguito dell'attività di tirocinio svolta presso la *Hexagon Metrology*. Obiettivi della tesi sono la realizzazione del modello *CAD* di un componente meccanico, la quotatura dello stesso mediante *Model Based Definition (MBD)*, la misura della sua controparte reale tramite una macchina di misura a coordinate e l'analisi dei risultati, evidenziando in questa fase l'importanza del corretto utilizzo delle normative *ISO* ed i vantaggi derivanti dall'applicazione, laddove possibile, di alcune specifiche integrative, i modificatori.

Dopo una doverosa introduzione teorica dell'argomento trattato, si passa allo studio del caso in esame: il componente meccanico analizzato è una piastra caratterizzata dalla presenza di un *pattern* di quattro fori e da un foro centrale più grande; il modello *CAD* della piastra e la sua successiva quotatura *MBD* sono state realizzate tramite *Solidworks*. Le misure della controparte reale del componente invece sono state ottenute con la macchina di misura a coordinate *Global S* della *Hexagon* e con l'ausilio del relativo *software PC-DMIS*. In particolare, durante le attività di misurazione si sono esaminate inizialmente le possibili modalità con cui il *software* può analizzare i fori, per mettere in risalto eventuali analogie e differenze tra una metodologia e l'altra; in seguito, si è passati all'analisi del *pattern* di quattro fori, studiando quest'ultimi sia come fori singoli che come *pattern*, e del foro centrale, riferendolo al precedente *pattern* ed anch'esso esaminato con differenti metodologie. Per lo studio di tutti i casi in esame sono state seguite le prescrizioni imposte dalla normativa *ISO* e tutti gli elementi analizzati sono stati esaminati due volte, con e senza l'utilizzo del modificatore di massimo materiale, in modo da evidenziare al meglio i possibili vantaggi derivanti dall'applicazione di suddetta specifica; inoltre, è stata svolta anche una seconda prova in cui sono stati ripetuti tutti i controlli già effettuati, questa volta senza preparare in modo adeguato la macchina di misura alle operazioni di verifica, in modo da evidenziare le differenze con il test precedente e mettere in risalto l'importanza di un corretto *set-up* della macchina prima di ogni misurazione.

Come si vedrà dall'analisi dei risultati ottenuti dalle varie prove, al termine dello studio in esame si è avuto conferma di come la conoscenza approfondita e la corretta applicazione delle normative *ISO*, in particolare quelle riguardanti i modificatori di massimo materiale, unite ad un'attenta preparazione preliminare della macchina di misura con cui si effettuano i rilevamenti, risulteranno essere elementi fondamentali al fine di ottenere dalle operazioni di verifica sui componenti dei risultati attendibili e delle criticità ridotte al minimo.

1. Il disegno funzionale

Storicamente, la principale criticità del disegno tecnico è sempre stata la presenza di ambiguità ed incongruenze che rendeva la comunicazione tra aziende differenti e tra cliente e venditore molto problematica in tutti i contesti lavorativi. Un classico esempio da fare per esplicitare al meglio questa difficoltà e per ricollegarsi all'argomento principale della trattazione in esame è l'analisi di una semplice piastra forata (*Figura 1*) in cui si possono riscontrare le seguenti problematiche:

- Si dovranno localizzare i bordi del pezzo rispetto ai fori oppure, viceversa, i fori rispetto ai bordi?
- La zona di tolleranza per la posizione dell'asse del foro è quadrata mentre invece la forma del foro è circolare; ciò comporta un aumento della zona di tolleranza rispetto a quella indicata dal disegno poiché l'asse del foro può trovarsi anche sulla diagonale del quadrato (*Figura 3*), come ci si comporterà dunque in questo caso?
- Come disporre il pezzo per controllare la tolleranza dimensionale?
- Il controllo dei fori non è univoco perché dipende dai riferimenti rispetto ai quali essi vengono analizzati. Se questi riferimenti non vengono opportunamente indicati si ottiene ogni volta una verifica che non sarà né univoca né ripetibile;
- La modalità di quotatura può comportare un accumulo dell'errore sulla posizione dei fori;
- È possibile che il pezzo venga rifiutato perché considerato non in tolleranza quando in realtà risulta accoppiabile e funzionante.

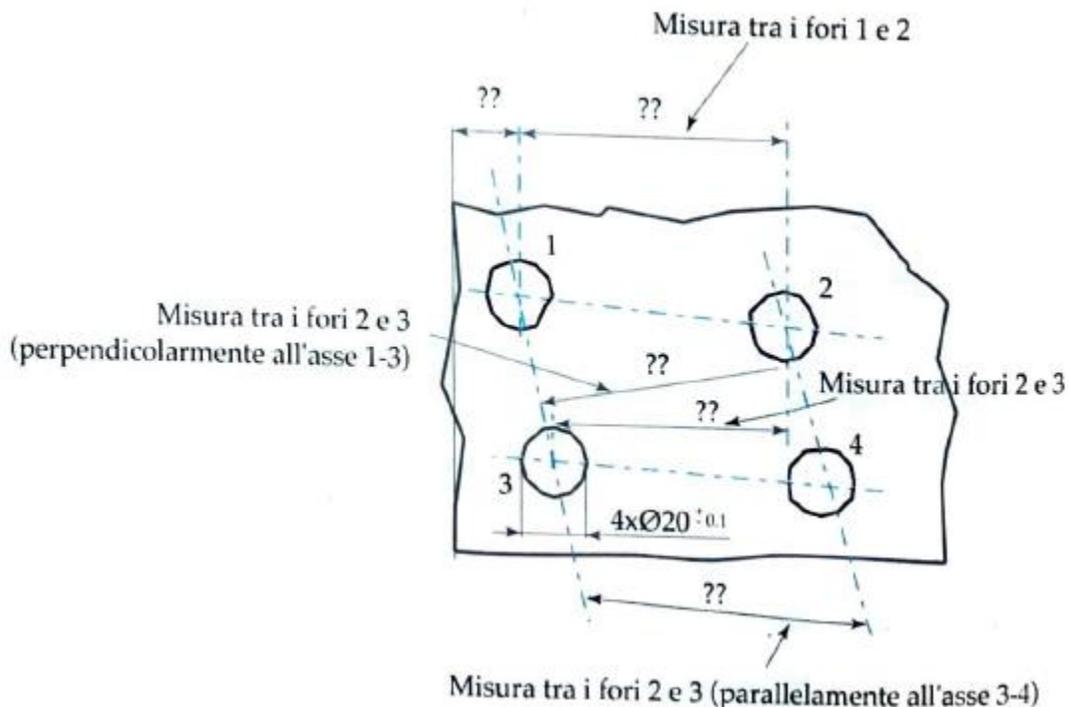


Figura 1 – Problematiche inerenti alla quotatura di una piastra forata prima dell'introduzione del disegno funzionale.

Per ovviare a queste criticità è stato quindi introdotto il concetto di disegno funzionale, ad oggi in uso ed in continuo sviluppo e aggiornamento. In ambito ISO (*International Organization for Standardization*, ovvero l'organizzazione internazionale per la normazione), il disegno funzionale è identificato come

Geometrical Product Specification (GPS, in italiano “Specifiche geometriche di prodotto”) e si avvale di un linguaggio simbolico, chiaro ed inequivocabile, che serve a ricercare, definire e codificare la funzione di ciascun elemento facente parte di un componente in fase di progettazione con i seguenti vantaggi:

- Si garantisce il montaggio e la funzionalità dei componenti;
- Si precisano gli obiettivi di fabbricazione;
- Si eliminano gli errori di interpretazione e le ambiguità nei disegni;
- Si riducono i pezzi scartati per errori collegati a misurazioni e controlli errati (non verranno più rifiutati pezzi che in realtà sono funzionanti ed accoppiabili) e di conseguenza si riducono anche i costi di produzione;
- Si trasforma il controllo dei componenti in un processo scientifico, affidabile e facilmente ripetibile.

Con l'introduzione del disegno funzionale si è quindi passati ad un concetto di progettazione funzionale dei componenti, ovvero alla definizione in fase di progetto dell'insieme delle funzionalità e caratteristiche che il pezzo (o i pezzi) in esame deve garantire, caratteristiche esprimibili tramite il linguaggio simbolico *GPS*, ovvero le tolleranze geometriche (approfondite nel *Paragrafo 1.2*). I disegni dei vari componenti, in questo modo, non saranno più ambigui e di difficile interpretazione e la funzione delle singole parti ed il modo di ottenerle e di verificare la loro idoneità verranno correttamente compresi e comunicati, senza possibilità di fraintendimenti: da ciò si evince come le tolleranze, sia geometriche che dimensionali, siano parte essenziale della progettazione fin dalle fasi iniziali e non una descrizione da aggiungere solo a disegno ultimato.

Riprendendo l'esempio precedente della piastra forata (*Figura 1*), con l'utilizzo dei principi che caratterizzano il disegno funzionale le problematiche precedentemente esposte potranno essere facilmente superate grazie allo schema di quotatura utilizzato in *Figura 2*.

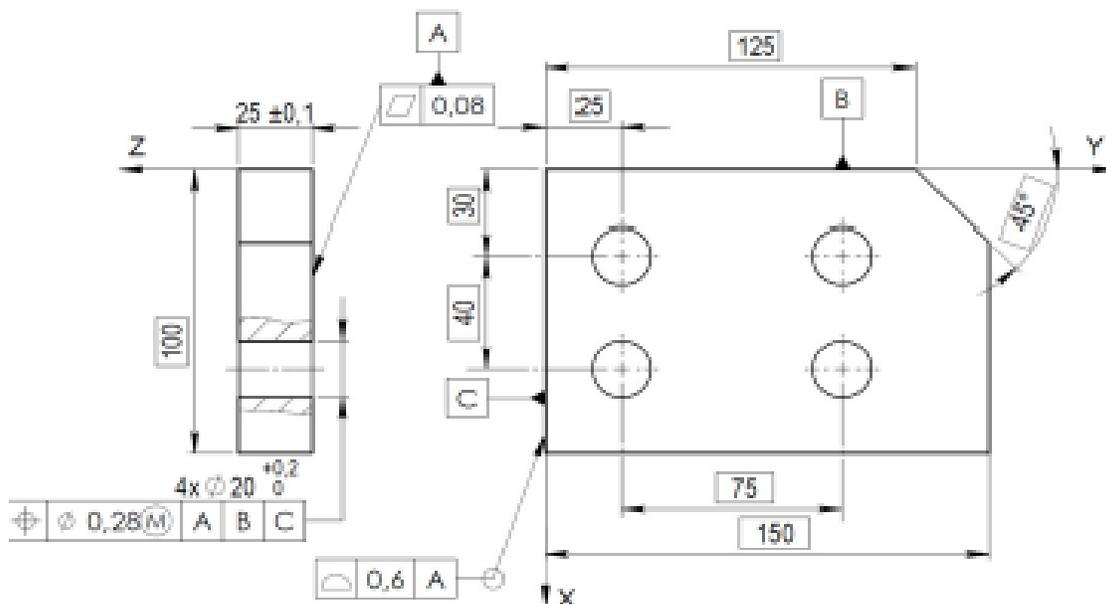


Figura 2 – Piastra forata quotata secondo le direttive GPS.

In questa nuova rappresentazione si evidenziano infatti le seguenti modifiche:

- Si stabilisce un sistema di riferimento (*datum feature*) univoco ottenuto tramite tre piani tra loro ortogonali (*A, B, C*) rispetto ai quali localizzare tutti gli elementi caratteristici del componente, siano essi i fori o le superfici non scelte come riferimento. Nel caso in esame, i riferimenti (*datum*) sono dunque il piano *A* e le due superfici laterali *B* e *C*, presi in quest'ordine preciso: l'ordine dei riferimenti sarà infatti importante per stabilire la sequenza di montaggio da seguire in fase di controllo del pezzo, in modo da rendere questo processo univoco e facilmente riproducibile;
- La zona di tolleranza dei fori, prima quadrata, è ora circolare, consentendo dunque un guadagno di tolleranza del 57% (*Figura 3*);

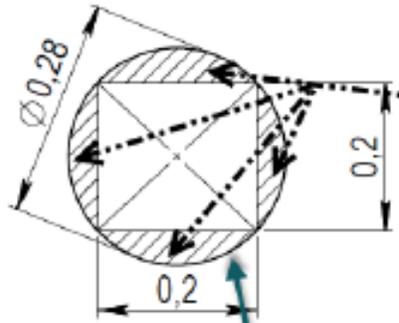


Figura 3 - Guadagno di tolleranza con la zona di tolleranza circolare.

- Non si ha più il problema di accumulo di tolleranza in quanto tutte le quote di localizzazione fanno riferimento a dimensioni teoricamente esatte (anche note in gergo come “quote riquadrate”). Gli unici elementi caratterizzati da quote che non saranno dimensioni teoricamente esatte saranno le così dette *Feature of Size (FOS)*, traducibile in italiano come “elemento con dimensione”), ovvero quegli elementi del disegno che presentano i seguenti tre requisiti:
 - Devono avere dei punti opposti;
 - Devono avere un asse o un piano mediano;
 - Devono essere accoppiabili.

Possono quindi essere delle *FOS* ad esempio dei cilindri, dei fori, delle scanalature o degli spessori (è questo il caso dello spessore riportato in *Figura 2* poiché esso è indicato con una tolleranza dimensionale e non con una dimensione teoricamente esatta);

- Alcune tolleranze possono aumentare, finanche a raddoppiare, quando si decide di applicare, qualora possibile, il modificatore di massimo materiale (“*M*” cerchiata) ad uno o più elementi del disegno (argomento approfondito nel *Paragrafo 1.4*).

In accordo con i principi fondamentali del disegno funzionale ed in particolare con il linguaggio *GPS*, il disegno assume quindi oggi sempre più un “ruolo contrattuale” tra chi progetta e chi produce o controlla i componenti, grazie anche alla possibilità di passare dal disegno tradizionale su carta al modello digitale 3D quotato.

1.1 Le norme ISO

Vista l'importanza che il disegno ricopre nel processo di progettazione di un qualunque componente meccanico, è di fondamentale importanza avere delle norme di riferimento chiare su cui fare affidamento; nell'ambito del disegno tecnico, la quasi totalità delle aziende fa riferimento alternativamente ad una delle seguenti due norme:

- Norme *ASME*: questo primo gruppo di norme devono il nome all'*American Society of Mechanical Engineers*, ente di riferimento per molti standard tecnici a livello mondiale, e sono quindi ampiamente utilizzate negli USA ma anche da moltissime aziende al di fuori del territorio americano. In *Hexagon*, ad esempio, si lavora principalmente in accordo con le normative *ASME*;
- Norme *ISO*: questa seconda categoria di norme devono invece il nome all'*International Organization for Standardization*, la più importante organizzazione a livello mondiale in ambito di definizione di norme tecniche in vari settori, tra cui ovviamente anche il settore meccanico e ingegneristico.

La presente trattazione è stata realizzata in accordo con quest'ultima tipologia di norme: pertanto, in questo paragrafo, l'attenzione verrà focalizzata sulle norme *ISO* mentre invece le norme *ASME* verranno solo accennate, in modo da evidenziare le principali differenze con la metodologia applicata.

Le norme *ISO* inerenti al disegno tecnico nacquero nel 1920, con le prime direttive riguardanti gli accoppiamenti e le tolleranze, e si sono evolute negli anni fino a quando nel 1995, anno fondamentale per questa classe di norme, è stato introdotto il linguaggio standard *GPS*: in quell'anno infatti nacque il Comitato Tecnico *ISO/TC213* con l'obiettivo di una rifondazione completa dell'edificio normativo dedicato alle specifiche dimensionali e geometriche di prodotto in modo da eliminare le incongruenze e le ambiguità presenti fino ad allora. In quell'occasione, per la prima volta si misero a confronto nella realizzazione di uno standard di misura i progettisti meccanici con i metrologi: ne consegue che queste norme furono quindi introdotte non solo per la definizione delle tolleranze in fase di progettazione ma anche per il controllo delle stesse. Il risultato di tutto ciò fu un nuovo sistema matriciale (*Tabella 1*), descritto dalla *ISO 14638*, che contiene tutte le norme *GPS* e che è composto da:

- Nove righe (catene), che contengono le proprietà geometriche;
- Sette colonne (maglie), indicate con lettere dalla *A* alla *G*, che rappresentano i diversi ambienti di specifica e verifica, intervallati da un ambiente intermedio in cui viene svolto il confronto tra le due parti e vengono specificate le regole decisionali per effettuare al meglio la verifica del componente.

Queste norme sono poi ulteriormente divise in:

- Fondamentali: esprimono regole e procedure fondamentali per tutto il sistema ed occupano tutte le caselle della matrice;
- Generali: investono una o più catene ed una o più maglie ma non sono fondamentali in quanto occupano una o più caselle ma non tutte;
- Complementari: specializzate per specifici processi di lavorazione o specifici elementi di macchine, si inserirà un'apposita catena al fondo della matrice per ospitarle quando necessario.

	A	B	C	D	E	F	G
Sistema matriciale ISO 14638	Simboli e indicazioni	Requisiti degli elementi	Proprietà degli elementi	Conformità e non conformità	Misurazione	Strumenti di misura	Taratura
Dimensione	SPECIFICA			CONFRONTO E REGOLE DECISIONALI	VERIFICA		
Distanza							
Forma							
Orientazione							
Posizione							
Oscillazione							
Tessitura superficiale a profilo							
Tessitura superficiale areale							
Imperfezioni superficiali							

Tabella 1 – Sistema matriciale descritto dalla ISO 14638.

Terminata questa breve introduzione storica delle norme *ISO*, si passa ora ad analizzare il cardine di queste norme, la sua colonna portante, ovvero il principio di indipendenza. Questo principio fondamentale fu introdotto con la norma *UNI ISO 8015* del 1989 e recita:

“Ciascuna prescrizione dimensionale o geometrica specificata su un disegno deve essere rispettata in sé stessa in modo indipendente, salvo non sia prescritta, sul disegno, una relazione particolare. Pertanto, in mancanza di indicazioni specifiche, le tolleranze geometriche si applicano senza tenere conto delle dimensioni dell’elemento e le sue prescrizioni (dimensionali e geometriche) devono essere trattate come esigenze tra loro indipendenti.”

Suddetto principio andò a sostituire quello precedentemente in vigore, ovvero il principio di dipendenza, secondo il quale le superfici reali degli oggetti potevano discostarsi dalla forma geometrica prescritta purché si rientrasse sempre nelle tolleranze dimensionali; tuttavia, questo principio presentava evidenti ambiguità, *in primis* dovute al fatto che a seconda del metodo con cui veniva effettuata la misurazione e del relativo riferimento utilizzato lo scostamento tra superficie reale e quella ideale variava notevolmente.

Con l’introduzione del principio di indipendenza invece le deviazioni di forma non sono più limitate dalle tolleranze dimensionali; dunque, vi sono due differenti normative a cui far riferimento, a seconda se ci si riferisce a delle deviazioni di dimensione o di forma, ovvero:

- *ISO 14405/1*: questa normativa è utilizzata quando si trattano le tolleranze dimensionali e quindi solo quando si stanno analizzando delle *FOS*;
- *ISO 14405/2*: questa normativa è invece applicata quando si trattano le tolleranze geometriche, ovvero quando l’elemento analizzato non è una *FOS*.

In ambito *ASME* invece non varrà il principio di indipendenza bensì è in vigore quella che è nota come *Rule #1* (o anche principio di Taylor o principio di involuppo) che, relativamente all'applicazione a parti rigide, recita:

“Se non è altrimenti specificato, la condizione di minimo materiale (LMC, Low Material Condition) viene verificata misurando coppie di punti diametralmente opposti sulla superficie dell'elemento, mentre la condizione di massimo materiale (MMC, Maximum Material Condition) viene verificata controllando che l'elemento sia tutto contenuto all'interno di un involuppo di forma perfetta al massimo materiale.”

Il principio di involuppo, dunque, implica che l'errore di forma sia contenuto nell'errore dimensionale, ovvero quando siamo al massimo materiale l'involuppo deve essere perfetto e l'errore di forma deve essere nullo mentre invece più ci si discosta da queste condizioni di massimo materiale e più potrà essere ampio l'errore di forma. Questo principio è applicato di *default* nel mondo *ASME* ma può essere richiamato nel mondo *ISO* tramite l'aggiunta di una particola specifica, denominata “modificatore”, rappresentata da una “*E*” cerchiata; allo stesso modo, nel mondo *ASME* può essere richiamato il principio di indipendenza tramite l'applicazione di un ulteriore modificatore rappresentato da una “*I*” cerchiata. Solitamente il principio di Taylor verrà utilizzato in ambito *ISO* quando ci si deve occupare dell'accoppiamento tra due *FOS*, in modo da assicurare l'accoppiamento nel caso peggiore e al contempo permettere di avere la massima tolleranza per la produzione.

Si torni ora, dopo questa breve digressione per sottolineare la differenza fondamentale tra le due tipologie di norme, ad analizzare l'ambito delle norme *ISO*. Un ulteriore miglioramento in questo campo normativo si è avuto recentemente, con l'introduzione delle tolleranze generali (o specifiche *GPS* generali, relative alle *ISO 8015:2011*): infatti, per circa trent'anni i progettisti hanno dovuto utilizzare quattro classi di precisione per le tolleranze generali dimensionali, lineari ed angolari (classi *f*, *m*, *c*, *v* in accordo con *ISO 2786/1*) e tre classi di precisione per le tolleranze di rettilineità, planarità, perpendicolarità, simmetria e oscillazione circolare (*H*, *K*, *L* in accordo con *ISO 2786/2*). La nuova normativa invece, la *ISO 22081*, va a sostituire la vecchia *ISO 2768* ed in particolare va quindi ad eliminare definitivamente le classi di precisione introducendo delle specifiche generali che si dividono in due gruppi:

- Specifiche dimensionali: si applicano solo alle *FOS* che non presentano una propria specifica dimensionale e possono essere lineari (in accordo con la *ISO 14405/1*) o angolari (in accordo con la *ISO 14405/3*);
- Specifiche geometriche: si applicano ad elementi integrali (una superficie o uno spigolo) che non presentano una propria specifica geometrica e/o dimensionale (approfondite nel *Paragrafo 1.2*).

La vera novità della *ISO 22081* è dunque la possibilità di indicare una tolleranza generale geometrica sul profilo (possibilità già presente nel mondo *ASME*, introdotta con la *ASME Y14.5*): ciò permette di ridurre al minimo gli errori di interpretazione di un disegno e, al tempo stesso, di alleggerire notevolmente lo schizzo, eliminando molte notazioni ridondanti e rendendo la rappresentazione di più facile lettura e comprensione. Le uniche limitazioni inerenti alle tolleranze generali saranno che, come già accennato, esse si applicheranno solo a quegli elementi che non presentano una specifica geometrica e/o dimensionale propria e non a tutti gli elementi del disegno; inoltre, queste tolleranze generali non potranno essere applicate neppure agli elementi di riferimento, opportunamente indicati nel sistema *datum* delle specifiche geometriche generali.

1.2 Le tolleranze geometriche

Conclusa l'introduzione generale sulle normative *ISO*, ci si concentra adesso sulle tolleranze geometriche. Come accennato precedentemente, tra le indicazioni riportate sul disegno e la controparte reale del componente vi sono delle differenze che riguardano al contempo la forma geometrica, l'orientamento e la posizione prestabilita dell'elemento considerato rispetto ad altri elementi assunti come riferimento; queste differenze non possono essere evidenziate correttamente dalle sole tolleranze dimensionali e nasce quindi il bisogno di utilizzare delle ulteriori tolleranze, ovvero proprio le tolleranze geometriche. A livello internazionale, le tolleranze geometriche vennero introdotte per la prima volta già nel 1940 dalla *Chevrolet*, che in quell'anno stampò per prima una pubblicazione inerente alle tolleranze di posizione, e assunsero la forma attuale (con periodici aggiornamenti) nel 1966 grazie al lavoro di associazioni quali l'*American Standard Association (ASA)*, che nel 1969 è diventata l'attuale *American National Standards Institute, ANSI*) e la *Society of Automotive Engineers (SAE)*. In Italia invece questa tipologia di tolleranza fu introdotta per la prima volta circa cinquant'anni fa, in particolare una serie di raccomandazioni *ISO* risalenti al 1969 introduceva a livello normativo la simbologia ad oggi in uso; ciò nonostante, le tolleranze geometriche sono state considerate per molto tempo un elemento accessorio, da aggiungere solo in rari casi al disegno dei componenti, e soltanto negli ultimi trent'anni hanno iniziato a ritagliarsi un importante ruolo in fase di progettazione.

Le tolleranze geometriche possono quindi essere suddivise nelle seguenti quattro categorie:

- Tolleranze di forma: questa prima classe di tolleranze geometriche stabilisce i limiti di variazione di una superficie (o di una singolarità) dalla forma ideale indicata nel disegno; l'elemento analizzato sarà quindi considerato idoneo quando la distanza di ciascuno dei suoi punti da una superficie di forma ideale rientra nel valore di tolleranza indicato. All'interno di questa categoria meritano particolare attenzione le tolleranze relative ai profili in quanto esse stabiliscono i limiti di variazione della forma, dell'orientamento e della posizione della superficie (o della linea) considerata rispetto ad un eventuale riferimento. Nel caso in cui sia presente un riferimento, si parla di tolleranza associabile, quando invece non è presente un riferimento si parlerà di tolleranza non associabile;
- Tolleranze di orientamento: queste particolari tolleranze stabiliscono i limiti di variazione di una superficie o di una singolarità rispetto ad uno o più elementi assunti come riferimento;
- Tolleranze di localizzazione: questa terza classe di tolleranze stabilisce i limiti di variazione di una superficie o di una singolarità rispetto ad una posizione ideale stabilita dal disegno e ad uno o più elementi assunti come riferimento;
- Tolleranze di oscillazione: quest'ultima tipologia di tolleranza stabilisce infine i limiti di variazione di una superficie o di una singolarità rispetto ad una forma stabilita dal disegno durante una rotazione del pezzo attorno ad un elemento di riferimento.

Sintetizzando, tutte le tipologie di tolleranze geometriche servono dunque a definire una zona (area o volume) entro la quale deve trovarsi l'elemento da controllare: se tutti gli elementi con tolleranza rientreranno nelle zone associate ad ognuno di essi allora il pezzo sarà accettato poiché in tolleranza, altrimenti il pezzo verrà scartato poiché non rispetta i requisiti funzionali prestabiliti. Ma come si differenziano tra loro tutte queste tolleranze geometriche?

Ognuna delle tolleranze geometriche appena introdotte si suddivide in ulteriori tolleranze che vanno ciascuna a controllare una particolare caratteristica dell'elemento a cui sono collegate; ognuna di queste tolleranze è quindi indicata con un simbolo codificato, unico ed inequivocabile: con l'utilizzo di un simbolo, infatti, non possono nascere ambiguità o difformità di interpretazioni e per questo si è preferito adottare questa soluzione. I simboli delle varie tolleranze geometriche sono riassunti in *Tabella 2*.

TOLLERANZE		CARATTERISTICA OGGETTO DI TOLLERANZA	SEGNO GRAFICO
Su elementi singoli	Tolleranze di forma	Rettilineità	—
		Planarità	
		Circolarità	
		Cilindricità	
Su elementi singoli od associati		Forma di una linea qualunque	
		Forma di una superficie qualunque	
Su elementi associati	Tolleranze di orientamento	Parallelismo	
		Perpendicolarità	
		Inclinazione	
	Tolleranze di localizzazione	Posizione	
		Concentricità e coassialità	
		Simmetria	
	Tolleranze di oscillazione	Oscillazione circolare	
		Oscillazione totale	

Tabella 2 – Tolleranze geometriche, caratteristica e simbolo.

Questi simboli, insieme con il valore della tolleranza, l'eventuale modificatore e i riferimenti a cui è associata la tolleranza, sono contenuti all'interno di quello che è noto come quadro di controllo della *feature* (*Feature Control Frame, FCF*).

Terminata l'introduzione generale alle tolleranze geometriche, prima di passare all'analisi nel dettaglio della tolleranza d'interesse per la trattazione, ovvero la tolleranza di posizione, si approfondiscono di seguito due elementi molto importanti nell'ambito del disegno funzionale che sono stati già citati ma mai approfonditi adeguatamente, ovvero i riferimenti e i modificatori.

1.3 I riferimenti

Dall'inizio della trattazione si è parlato di tolleranze geometriche ed in particolare si è detto che esse sono associabili (o non associabili) a dei "riferimenti", ma cosa sono effettivamente i riferimenti? Andiamo a introdurre e ad analizzare i seguenti elementi:

- Riferimenti (*datum*): in accordo con quanto stabilito dalla norma *ISO 5459:2011*, i riferimenti sono definiti come *features* ideali che derivano da un processo di associazione di un elemento ideale, ad esempio un piano, con un elemento reale, pertanto imperfetto, quale può essere una superficie di un corpo. Secondo questa norma, dunque, i riferimenti possono essere dei piani, delle linee, dei punti oppure una combinazione di questi tre elementi. L'obiettivo dei riferimenti sarà quindi quello di associare all'elemento reale, il componente, un elemento ideale, il riferimento in questione;
- Elementi di riferimento (*datum feature*): sono particolari superfici fisiche del componente reale, pertanto sono superfici imperfette, etichettate tramite una *label* sul disegno, che servono a limitare i gradi di libertà in rotazione e/o traslazione del pezzo durante i differenti processi a cui esso può essere sottoposto. Per quanto detto precedentemente quindi all'elemento reale, ovvero l'elemento di riferimento, viene associato un elemento ideale, ovvero il riferimento;
- Elementi di riferimento simulati (*datum feature simulator*): visto che i riferimenti sono la controparte ideale di un qualcosa di reale, degli elementi di riferimento, essi possono essere simulati nella realtà. I riferimenti simulati hanno quindi il compito di definire quello che è noto come *Datum Reference Frame (DRF)*, ovvero il sistema di riferimento a tre piani perpendicolari, indicato nel *Feature Control Frame*, che definisce l'origine per le misure; gli elementi di riferimento simulati sono concettualmente perfetti, fisicamente quasi perfetti, e rappresentano il ponte tra il "mondo reale" imperfetto degli elementi di riferimento ed il "mondo ideale" perfetto dei riferimenti.

Definito ciò, occupiamoci adesso del criterio di scelta degli elementi di riferimento per un determinato componente. Per selezionare in maniera opportuna un sistema di riferimento si dovrà sempre ricordare che i due scopi fondamentali dei riferimenti sono:

- Creare un legame tra un elemento del componente ed il sistema di riferimento in modo da ottenere una sequenza di controllo univoca;
- Ottenere una relazione funzionale tra gli elementi di un componente in modo da poter comunicare attraverso la rappresentazione grafica le relazioni funzionali che intercorrono tra suddetti elementi in maniera univoca.

La scelta degli elementi di riferimento va dunque sempre effettuata in funzione dei componenti con i quali si sta lavorando; tramite l'uso di questi riferimenti si andrà quindi ad orientare e localizzare il pezzo durante la misura, ne consegue dunque che suddetti riferimenti rappresenteranno la sequenza logica del montaggio, da seguire anche in caso di verifica del componente tramite macchine di misura. Questa sequenza permette quindi di definire in maniera ottimale i tre riferimenti da selezionare per il componente in esame e permette la definizione dei tre piani principali che andranno a formare il *DRF*:

- Piano primario: blocca tre gradi di libertà del componente, lo deve toccare in almeno tre punti ed è preso a partire dall'elemento di riferimento primario. Questo piano serve ad orientare il pezzo;

- Piano secondario: è perpendicolare al piano primario, tocca il componente in almeno due punti bloccandone due gradi di libertà (lascia libera solo una traslazione) ed è preso a partire dall'elemento di riferimento secondario. Questo piano serve a localizzare il pezzo;
- Piano terziario: è perpendicolare sia al piano primario che a quello secondario, tocca il componente in almeno un punto bloccandone l'ultimo grado di libertà rimasto ed è preso a partire dall'elemento di riferimento terziario; quest'ultimo piano serve a bloccare il pezzo.

Un esempio di quanto appena spiegato è rappresentato in *Figura 4*: i tre riferimenti selezionati (*A*, *B*, *C*) individuano tre piani che vengono utilizzati per orientare (*A*), localizzare (*B*) e bloccare (*C*) il componente in modo da permettere una misura univoca e ripetibile del foro più piccolo.

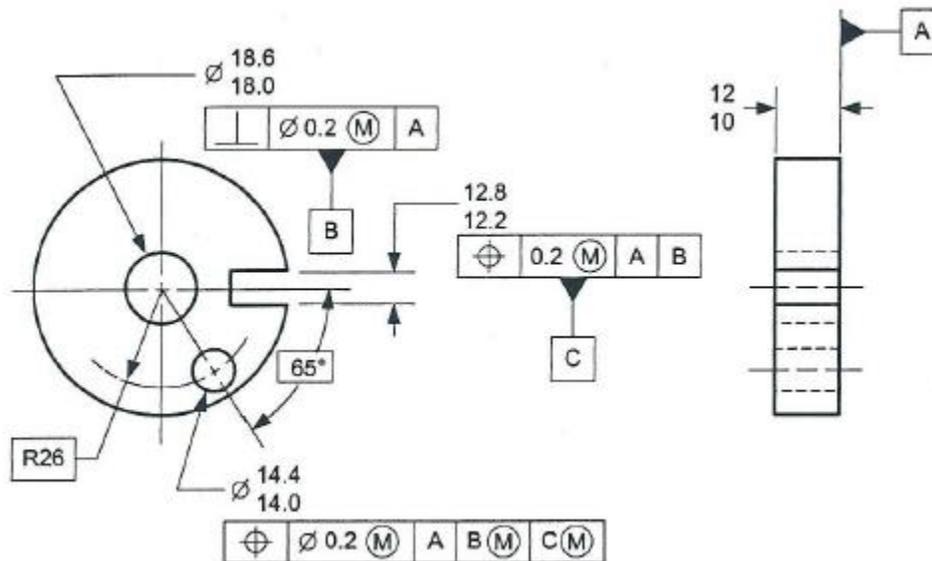


Figura 4 – Esempio per sottolineare l'importanza funzionale dei riferimenti.

In ambito *ISO*, questi tre piani non andranno direttamente a formare il *DRF* in quanto quest'ultimo sarà composto da un piano, che rappresenta il riferimento primario, un asse, che rappresenta l'intersezione tra riferimento primario e secondario, ed un punto, che rappresenta l'intersezione dei tre riferimenti; il *DRF ISO*, quindi, è composto da un piano, una linea ed un punto. Questa appena indicata è una precisazione importante da fare in quanto invece in ambito *ASME* il *DRF* è dato direttamente dai tre piani precedentemente indicati.

1.4 I modificatori

Per spiegare al meglio cosa sono i modificatori e per comprenderne l'importanza e le potenzialità c'è la necessità di approfondirne alcuni concetti già precedentemente introdotti quali:

- L'esigenza di inviluppo;
- La condizione di massimo materiale (*Maximum Material Condition, MMC*);
- La condizione di minimo materiale (*Least Material Condition, LMC*).

Si ricordi infatti che, in accordo con la norma *UNI ISO 8015*, in ambito *ISO* viene applicato sempre il principio di indipendenza tra tolleranze dimensionali e geometriche; le uniche eccezioni a questo principio sono rappresentate proprio dai tre casi precedentemente elencati, infatti la tolleranza geometrica si considera applicata in maniera indipendente rispetto alle dimensioni del componente ogni qual volta non è specificata una di queste tre eccezioni tramite l'utilizzo di un opportuno modificatore. Di seguito vengono quindi analizzate approfonditamente queste tre differenti casistiche.

1.4.1 Esigenza di inviluppo

L'esigenza di inviluppo, applicabile ad un elemento cilindrico oppure ad un elemento definito attraverso due superfici parallele (una cava ad esempio), implica che non deve essere superato l'inviluppo della forma perfetta corrispondente alla condizione di massimo materiale dell'elemento; come accennato precedentemente, il modificatore associato all'inviluppo in ambito *ISO* è la "E" cerchiata mentre invece in ambito *ASME*, valendo il principio di Taylor, esso viene applicato automaticamente. Con l'applicazione di questo modificatore si va quindi ad imporre un'esplicita interdipendenza tra dimensione e forma geometrica in quanto la forma di ogni elemento è controllata dai suoi limiti dimensionali: non deve quindi essere superato l'inviluppo di forma perfetta al massimo materiale e solo quando una dimensione locale del componente si allontana da suddetta condizione di massimo materiale è consentita una variazione di forma uguale all'entità di questo scostamento. I vantaggi dell'applicazione di questo modificatore sono evidenti quando si analizzano dei componenti accoppiabili, in quanto permettono di realizzare al meglio l'accoppiamento, mentre invece è sconsigliato il suo utilizzo per componenti non accoppiabili, in quanto la verifica dell'inviluppo tramite calibri o macchine di misura può risultare complessa e costosa.

1.4.2 Condizione di massimo materiale

La condizione di massimo materiale, così come l'esigenza di inviluppo, viene adoperata quasi unicamente in casi in cui si analizzano due componenti accoppiabili tra loro ed il modificatore da adoperare in questo caso è una "M" cerchiata. In *Figura 5* viene messo in risalto il significato di condizione di massimo materiale che per un esterno (albero) risulta essere il diametro massimo mentre invece per un interno (foro) risulta essere il diametro minimo.

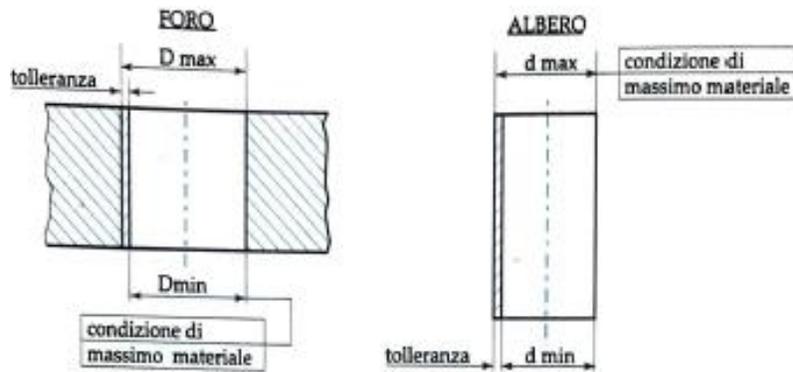


Figura 5 – Condizione di massimo materiale per un interno e per un esterno.

Noto ciò, nel caso di un accoppiamento albero-foro si ha che il valore minimo di gioco tra i due componenti si otterrà quando sia l'albero che il foro sono costruiti al massimo materiale, ovvero, per quanto precedentemente detto, quando l'albero è al diametro massimo mentre invece il foro è al diametro minimo; applicando dunque il modificatore di massimo materiale sarà possibile ampliare i valori di tolleranza di forma e/o posizione prescritte di un valore comunemente chiamato "bonus", senza inficiare la bontà dell'accoppiamento, quando le dimensioni effettive dei due componenti si allontanano dalla condizione di massimo materiale. È importante sottolineare come il modificatore di massimo materiale possa essere applicato unicamente ai cosiddetti elementi dimensionabili (*Features of Size, FOS*) già introdotti in precedenza in questo capitolo.

Oltre al bonus, un altro concetto collegato alla condizione di massimo materiale e al relativo modificatore che si ritroverà nel prosieguo della trattazione (nell'esposizione dei risultati ottenuti dalle verifiche di tolleranza, nel *Paragrafo 5.3*) è quello di *shift*; per spiegare al meglio in cosa consiste suddetto *shift* e per approfondire il calcolo del valore di bonus si fa ricorso alla *Figura 6*, focalizzando l'attenzione in particolare sul *Feature Control Frame* relativo al foro più piccolo.

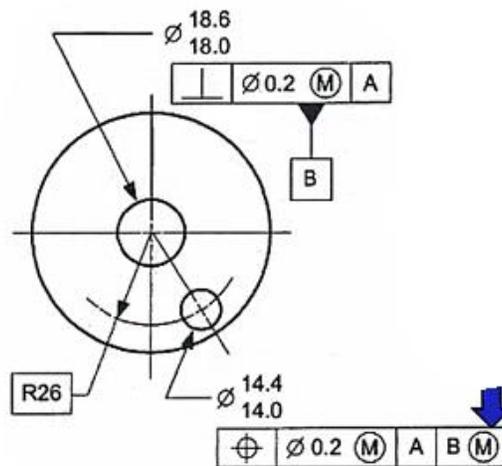


Figura 6 – Esempio grafico per spiegare il concetto di *shift*.

Si può notare come il modificatore di massimo materiale venga adoperato in questo caso non solo per la tolleranza geometrica ma anche per il riferimento denominato B , ovvero il foro più grande, e ciò permetterà di incrementare ulteriormente la tolleranza di base, pari a 0.2 mm . Ipotizzando di lavorare con entrambi i fori realizzati al minimo materiale, ovvero i fori più grandi possibile (rispettivamente 18.6 mm e 14.4 mm), l'aumento del valore di tolleranza sarà dunque dovuto ai seguenti due fattori:

- **Bonus:** come spiegato precedentemente, quest'incremento si va a calcolare direttamente sul foro in esame (il più piccolo) e dunque, nelle condizioni precedentemente indicate, è pari a:

$$\text{Bonus} = \text{toll. geometrica} + \text{toll. dimensionale} = 0.2 + 0.4 = 0.6\text{ mm} \quad (1)$$

- **Shift:** questo ulteriore incremento di tolleranza, presente solo quando nel FCF viene indicato un riferimento accompagnato da modificatore (come nel caso in esame), è da calcolare a partire dai valori di tolleranza relativi al riferimento B (foro più grande), ovvero:

$$\text{Shift} = \text{toll. geometrica}_B + \text{toll. dimensionale}_B = 0.2 + 0.6 = 0.8\text{ mm} \quad (2)$$

Si ottiene dunque che, sempre sotto l'ipotesi di fori realizzati al minimo materiale, l'errore di posizionamento del foro più piccolo può essere al massimo pari a:

$$\text{Errore massimo} = 0.6 + 0.8 = 1.4\text{ mm} \quad (3)$$

L'applicazione del principio di massimo materiale appena descritto, tramite l'utilizzo di *bonus* e *shift*, comporta un vantaggio economico in quanto si riducono gli scarti: infatti un componente che normalmente viene scartato, poiché fuori tolleranza, con l'applicazione del modificatore di massimo materiale (sia esso applicato alla sola tolleranza, al solo riferimento oppure ad entrambi) può essere accettato grazie a quest'aumento del valore di tolleranza quando gli elementi in esame non sono realizzati al massimo materiale in quanto esso offre nella pratica le stesse funzionalità di un componente in tolleranza realizzato al massimo materiale.

Esistono tuttavia particolari tipologie di accoppiamenti in cui per ragioni funzionali il modificatore di massimo materiale non potrà essere adoperato in quanto andrebbe ad inficiare il funzionamento corretto dell'accoppiamento: esempi di queste particolari eccezioni possono essere gli ingranaggi oppure i collegamenti cinematici.

1.4.3 Condizione di minimo materiale

La condizione di minimo materiale è indicata dal modificatore " L " cerchiato e, a differenza di quanto visto in precedenza con la condizione di massimo materiale, corrisponde per elementi esterni (alberi) al minimo diametro mentre invece per elementi interni (fori) al massimo diametro; anche in questo caso allontanandosi dalla condizione di minimo materiale si andrà ad aumentare la tolleranza di forma e posizione di un valore pari alla differenza tra la dimensione misurata sul componente e quella di minimo materiale. Questo modificatore verrà adoperato quando si vuole garantire e "proteggere" una distanza minima.

1.5 Tolleranze di posizione

Si conclude questo capitolo introduttivo analizzando le tolleranze protagoniste della trattazione, ovvero le tolleranze di posizione: quest'ultime fanno parte del gruppo di tolleranze di localizzazione, nella quale rientrano anche le tolleranze di simmetria e concentricità. Il simbolo che contraddistingue una tolleranza di posizione è rappresentato in *Figura 7*.

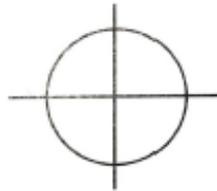


Figura 7 – Simbolo della tolleranza di posizione.

Una tolleranza di posizione indica lo spostamento consentito ad una singolarità geometrica rispetto ad una posizione teoricamente esatta ed è applicabile ad elementi cilindrici (ad esempio alberi) e ad elementi non cilindrici (ad esempio scanalature) a patto che essi siano delle *Features of Size*; per l'utilizzo di questa particolare tipologia di tolleranza è richiesto almeno il riferimento primario, con gli altri due che possono essere anch'essi indicati nel *Feature Control Frame* oppure omessi, con quest'ultima soluzione adoperata solo quando i riferimenti secondari e terziari appaiono univocamente individuati dalla quotatura (soluzione quasi mai adoperata perché fonte di errore in caso di lettura errata del disegno). Inoltre, ricollegandoci alla quotatura, quando si sceglierà di utilizzare delle tolleranze di posizione si è poi obbligati ad utilizzare anche le quote teoricamente esatte in modo da stabilire univocamente la posizione teorica delle *features* oggetto di tolleranza rispetto ai riferimenti selezionati; infine, se necessario, è possibile usare i modificatori di massimo o di minimo materiale (*Sottoparagrafi 1.4.2 e 1.4.3*) per ottimizzare l'applicazione di questo tipo di tolleranze.

Il vantaggio principale che si ottiene dall'utilizzo delle tolleranze di posizione è un aumento della zona di tolleranza pari al 57%: precedentemente infatti, con le tolleranze a coordinate, metodo con il quale le tolleranze venivano applicate direttamente alle dimensioni sotto forma di scostamenti, la zona di tolleranza era di forma quadrata o rettangolare, in base all'uguaglianza o meno degli scostamenti indicati sulle due dimensioni coinvolte. Questo metodo, da un lato più semplice da comprendere e da utilizzare in quanto non prevede l'uso di strumenti particolari, aveva però come svantaggio principale il fatto che la posizione dell'elemento considerato, ad esempio l'asse di un foro, poteva variare di un valore maggiore rispetto alla tolleranza indicata: ciò avveniva in quanto la diagonale del quadrato (e allo stesso modo quella del rettangolo) è ovviamente maggiore della dimensione di uno dei lati; a ciò si aggiungono poi anche le criticità riscontrate in fase di accoppiamento di due componenti ed il problema di accumulo dell'errore nel caso di quelle che erano note come "catene di tolleranza", in pratica un dimensionamento in serie di vari elementi. Per ovviare a queste problematiche si è quindi deciso di introdurre la tolleranza di posizione a cui poi è possibile aggiungere all'occorrenza anche il modificatore di massimo materiale: in questo modo quindi si ottiene, come detto, un aumento della zona di tolleranza che può essere maggiorato ulteriormente di un valore pari al *bonus e/o* allo *shift* nel caso in cui venga applicato il modificatore "M" e

l'elemento non sia prodotto al massimo materiale. Un ulteriore vantaggio è l'eliminazione dell'accumulo di errore, riscontrato invece con la quotatura a coordinate, in quanto con le tolleranze di posizione ciascuna tolleranza sarà relativa alla posizione teoricamente esatta dell'elemento considerato. In *Figura 8* vediamo esplicitato tramite un semplice esempio il vantaggio ottenuto e l'aumento di della zona di tolleranza conseguente all'utilizzo delle tolleranze di posizione e del modificatore di massimo materiale.

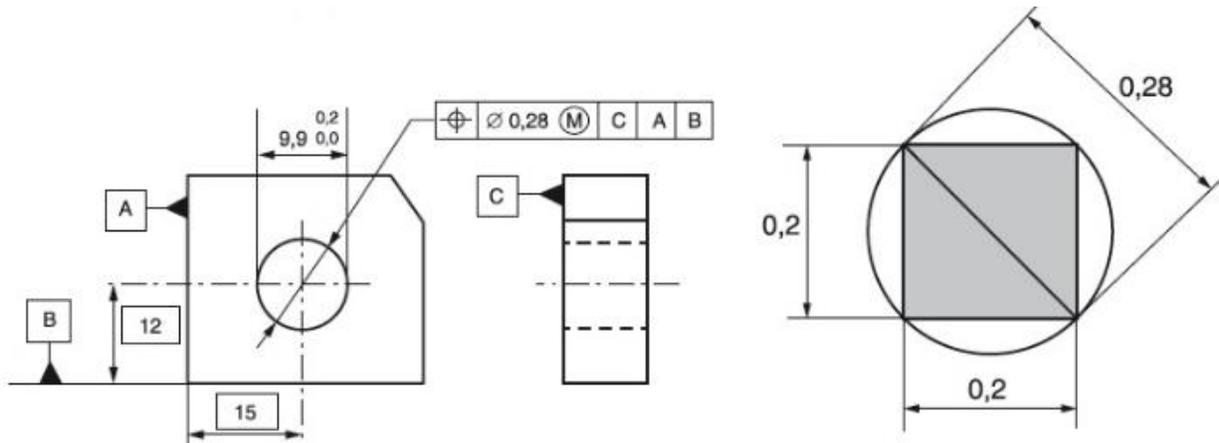


Figura 8 – Esempio di quotatura tramite l'utilizzo di una tolleranza di posizione e l'aggiunta di un modificatore di massimo materiale in modo da ottenere una zona di tolleranza più grande.

La scelta del modificatore più adatto da adoperare, sia esso di massimo o di minimo materiale, è di fondamentale importanza per ottenere una quotatura corretta ed un componente funzionale; ogni modificatore infatti ha un utilizzo ed un campo di applicazione ben definito quando associato ad una tolleranza di posizione, in particolare:

- Modificatore di massimo materiale: questo modificatore è utilizzato solitamente per il montaggio dei componenti, ad esempio negli accoppiamenti con gioco, e per la localizzazione dei vari elementi rispetto ai riferimenti (campo di applicazione relativo alla trattazione in esame). L'applicazione di questo modificatore, le cui misure sono da verificare con dei calibri fissi (*Paragrafo 3.1*), permette la diminuzione dei costi di produzione, in quanto genera una quantità inferiore di scarti, e permette un aumento delle zone di tolleranza, come visto precedentemente;
- Modificatore di minimo materiale: questo modificatore è utilizzato invece quando si vuole "proteggere" una distanza minima, ad esempio uno spessore minimo di una parete o una distanza tra due elementi di un componente. Come visto per il modificatore di massimo materiale, anche con l'applicazione di questo secondo modificatore, le cui misure sono però da verificare con dei calibri variabili (*Paragrafo 3.1*), si riscontra un aumento delle tolleranze;
- Nessun modificatore: solitamente non viene adoperato nessun modificatore quando la tolleranza di posizione serve ad indicare una simmetria, ad esempio nel centraggio di un elemento rispetto ad un altro; questa soluzione senza modificatore, tuttavia, è di scarso utilizzo pratico nel caso di piastre forate e pertanto non molto interessante nell'ambito della trattazione.

2. Applicazione del disegno funzionale ad una piastra forata

Il componente protagonista della trattazione è la piastra forata presentata in *Figura 9*, realizzata con un comune polimero termoplastico, l'acrilonitrile-butadiene-stirene (ovvero il comune ABS).

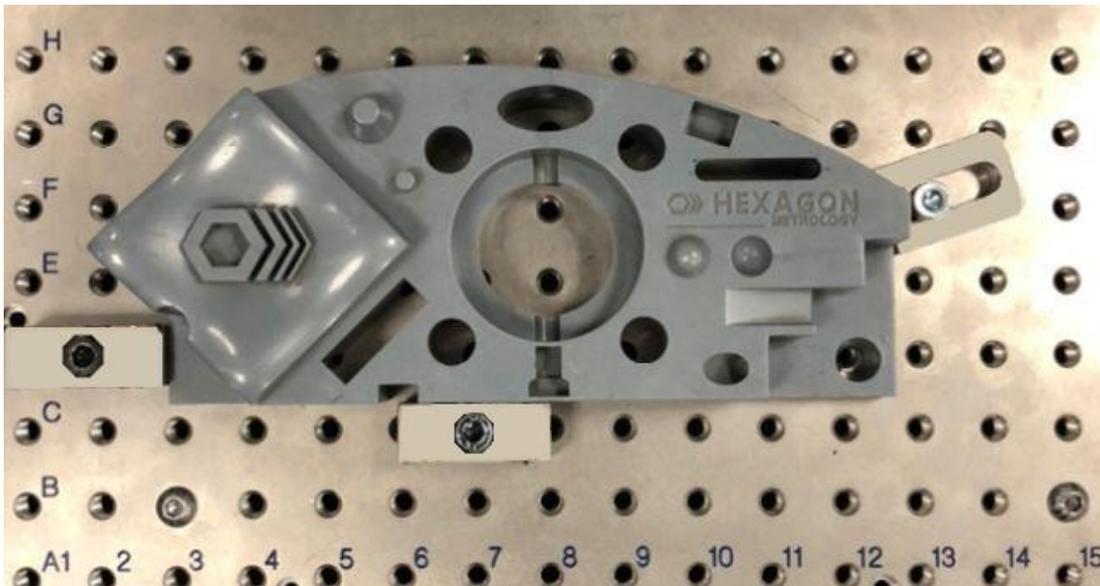


Figura 9 – Piastra forata, oggetto della trattazione, messa a disposizione dalla Hexagon Metrology.

Di suddetta piastra quindi, tramite il *software Solidworks*, è stato realizzato il disegno CAD, riportato in *Figura 10*.

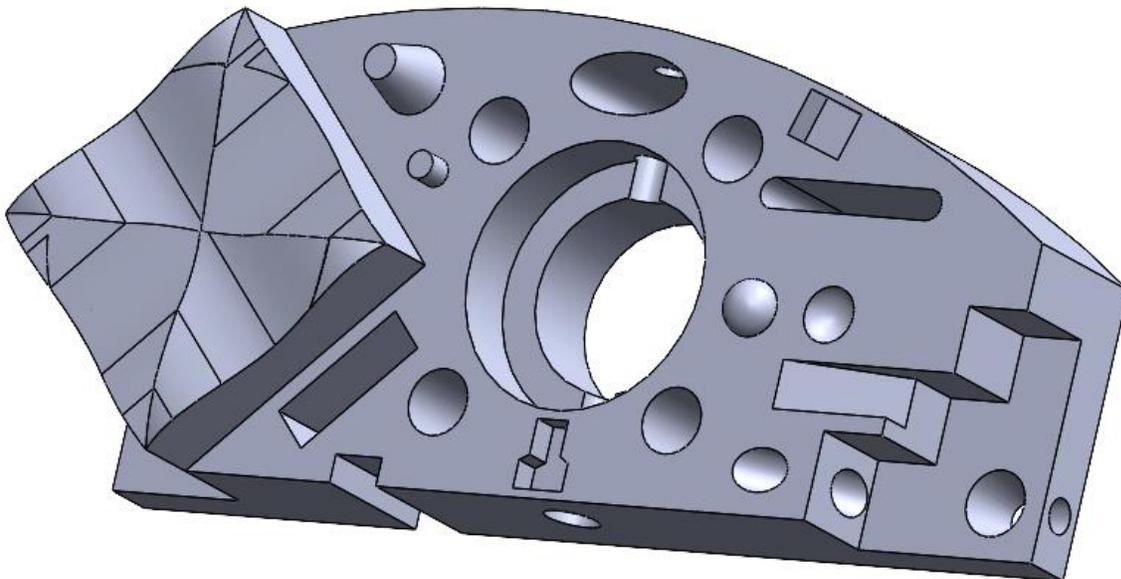


Figura 10 – CAD della piastra forata, realizzato in Solidworks.

Si è quindi scelto di focalizzare l'attenzione sul *pattern* di quattro fori e sul quinto foro centrale, più grande; si è passati dunque ad una rappresentazione semplificata della piastra precedente, eliminando tutti i dettagli superflui al fine della presente trattazione e lasciando solo gli elementi d'interesse. In questo modo si è ottenuta la piastra rappresentata in *Figura 11*, realizzata sempre tramite l'utilizzo di *Solidworks*.

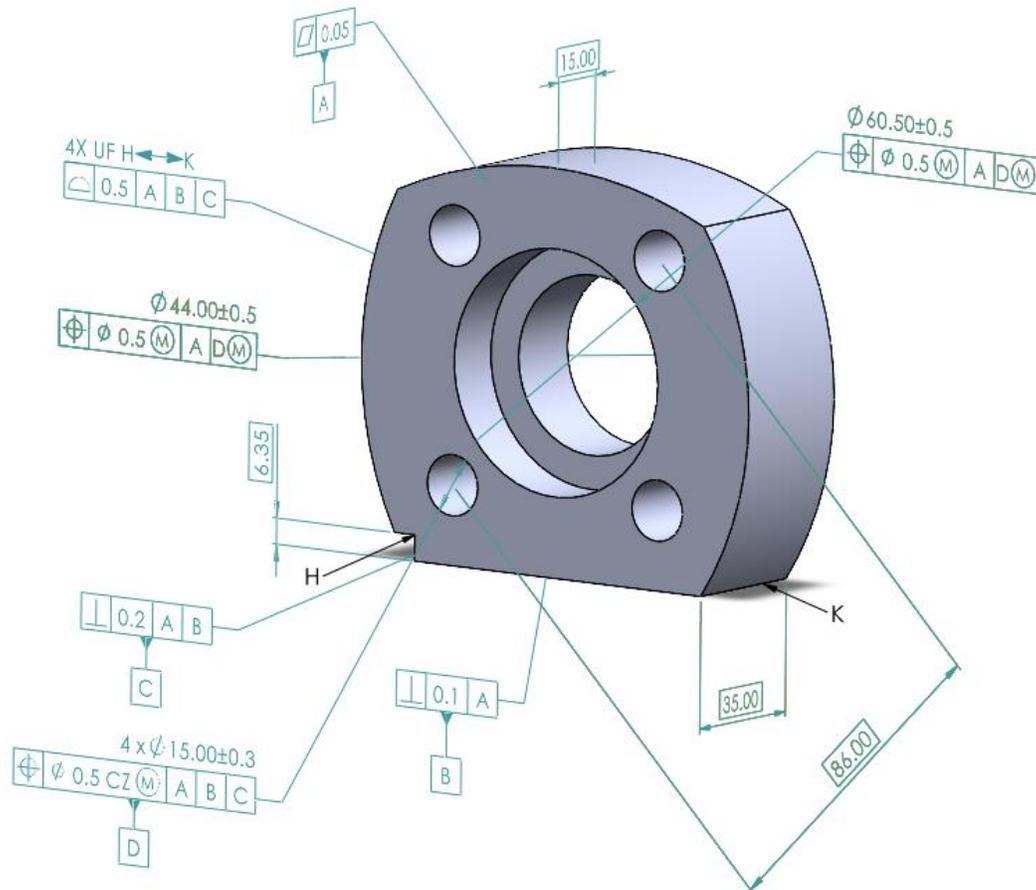


Figura 11 – CAD della porzione di piastra forata d'interesse per la trattazione con l'aggiunta della quotatura funzionale.

All'interno dello schema di quotatura proposto si possono osservare, oltre ai soliti elementi di quotatura, delle diciture particolari, ovvero *CZ* e *UF*, che rappresentano due ulteriori modificatori e sono di seguito approfondite in quanto di recente introduzione e non molto comuni:

- **CZ (Combined Zone):** questo primo modificatore viene utilizzato per indicare un gruppo di elementi a cui associare un'unica tolleranza, alla quale è riferito il *CZ*, e solitamente viene utilizzata per definire un *pattern*, nel nostro caso di fori. In *Figura 11* è quindi specificato tramite l'utilizzo del *CZ* che la relativa tolleranza è riferita al *pattern* di quattro fori uguali (questa uguaglianza tra i fori è specificata dal "4x" prima dell'indicazione del diametro dei fori stessi, senza il quale i fori avrebbero sì la stessa tolleranza ma potrebbero avere differenti diametri) e non soltanto all'unico foro a cui si collega il *Feature Control Frame*.
- **UF (Unified Feature):** questo secondo modificatore invece viene utilizzato per indicare che si sta considerando come un'unica *feature* un insieme di singoli elementi indipendenti tra loro; gli

elementi interessati da questa unione vengono specificati con il simbolo $H \leftrightarrow K$ che va letto come “da H a K ”, ovvero gli elementi in questione andranno dallo spigolo H allo spigolo K (in *Figura 11* quindi le superfici laterali e quella superiore della piastra).

La differenza tra le due diciture, dunque, consiste nel diverso ambito di applicazione: il CZ viene adoperato quando si intende agire su delle tolleranze mentre invece l' UF viene adoperato quando si intende agire su delle *features*. Si evidenzia come invece in ambito *ASME* non esistano le due diciture appena analizzate in quanto per indicare un *pattern* di fori basta far precedere la misura del diametro dal “4x” e al posto di queste due indicazioni appena approfondite viene invece utilizzata la dicitura CF , che sta per *Continuous Feature* (elemento continuo), che ha tuttavia le stesse funzionalità di CZ ed UF .

3. Controllo e verifica delle tolleranze

Per controllare i componenti prodotti e verificare che essi siano in tolleranza e rispettino le dimensioni prescritte in fase di progettazione, ovvero che essi siano funzionali e pertanto accettabili, nasce l'esigenza di misurarli in maniera appropriata; solitamente questa verifica viene effettuata solo su una parte dei componenti facenti parte di uno stesso lotto di prodotti, un campione di componenti, e in base alla percentuale di pezzi accettati/scartati si decide quindi se accettare il lotto o respingerlo. Queste operazioni di controllo e verifica possono essere effettuate in differenti momenti del ciclo produttivo e con differenti metodologie: per quanto concerne le tempistiche, i controlli possono essere effettuati sia dal produttore, prima di inviare un determinato lotto al cliente, sia dal cliente, che dopo aver ricevuto un lotto ne controlla la conformità rispetto a quanto ordinato in modo da poter decidere se accettare o respingere il lotto stesso. Per quanto concerne invece le differenti metodologie di controllo, nella presente trattazione si desidera accennare nei seguenti paragrafi ai calibri, in quanto precedentemente nominati in ambito di tolleranze, per poi spostarsi sul fulcro della trattazione, ovvero le macchine di misura a coordinate (di cui è riportato un esempio in *Figura 12*).



Figura 12 – Esempio di macchina di misura a coordinate della Hexagon in funzione: si tratta in questo caso specifico di una Global S con tastatore con stili multipli.

3.1 Calibri

Un calibro è uno strumento di misura utilizzato per verificare lunghezza e larghezza di un oggetto, le dimensioni di un foro, la sua profondità o la distanza tra facce piane. Possono essere suddivisi in due tipologie principali:

- Calibri funzionali (o fissi), la cui dimensione è per l'appunto fissata, che servono per misurare solo uno specifico componente di una specifica dimensione stabilita; pertanto, essi vengono adoperati quando viene utilizzato ad esempio il modificatore di massimo materiale in quanto la dimensione da misurare sarà sempre la stessa. Un esempio di calibro funzionale è un elemento cilindrico adoperato per controllare le dimensioni di un foro realizzato al massimo materiale;
- Calibri variabili, adattabili ad una gamma più ampia di componenti e quindi adoperati ad esempio quando si esamina una tolleranza senza modificatore di massimo materiale. Un possibile esempio di questa seconda tipologia di calibri è il calibro a corsoio (o calibro Vernier), costituito da un'asta metallica graduata che termina con due espansioni "a pinza" all'interno del quale viene bloccato il componente da misurare e di un nonio, ovvero altre due espansioni che scorrono parallelamente all'asta principale; la lettura di questa tipologia di calibro (esplicata in *Figura 13*) è suddivisa in due fasi: nella prima fase si legge la misura in millimetri sull'asta principale in corrispondenza del valore "0" del nonio, nella seconda si leggono invece i decimi di millimetro in corrispondenza della coincidenza di uno dei segmenti verticali del nonio con uno dei segmenti verticali dell'asta. Questa tipologia di calibro può essere adoperata per elementi interni o esterni, per profondità oppure può essere universale, ovvero un calibro adattabile a tutte e tre le precedenti casistiche.

Entrambe queste tipologie di calibro, sebbene presentino alcuni vantaggi, ad esempio la semplicità di utilizzo e l'immediatezza della verifica (calibri funzionali) oppure la possibilità di adattarsi a delle modifiche progettuali (calibri variabili), vengono utilizzate sempre meno in quanto sostituite dall'utilizzo di macchine di misura a coordinate. Questa sostituzione si è resa necessaria in quanto questa tipologia di macchina racchiude in sé i fondamentali punti di forza di entrambe le tipologie di calibro evitandone al contempo le criticità più gravi, come ad esempio l'eliminazione della soggettività dell'operatore (che porta ad errori più o meno grandi in base all'abilità dello stesso) nel caso di calibri variabili oppure l'assenza di indicazione della misura "quantitativa" e la mancanza di flessibilità operativa in situazioni di piccole variazioni progettuali nel caso di calibri funzionali.

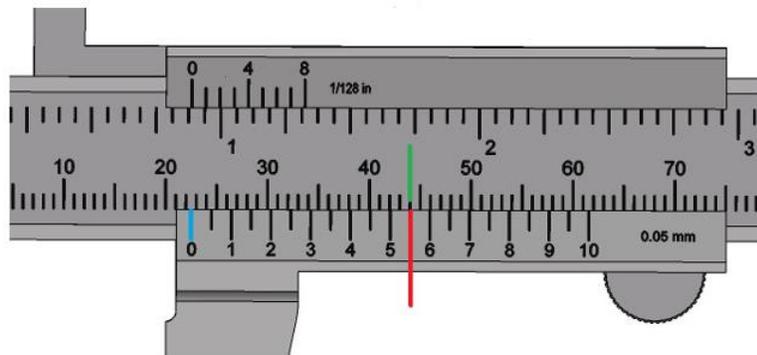


Figura 13 – Calibro variabile a corsoio in cui in blu è rappresentata la prima fase di lettura della misura, in rosso/verde la seconda.

3.2 Macchine di misura a coordinate

In risposta ai sempre più elevati standard prestazionali che vengono richiesti nell'ambito della misurazione dei componenti si è venuta a creare la necessità di adoperare sistemi di controllo dimensionale che garantiscano un'elevata affidabilità (misure accurate) e ripetibilità e che, tramite l'automatizzazione dei processi, riducano al minimo i tempi e i costi delle misurazioni. Pertanto, sono sempre più diffuse nelle varie aziende le Macchine di Misura a Coordinate (*CMM*, dall'inglese *Coordinate-Measuring Machine*), macchine che sfruttando un sistema tastatore opportunamente preparato (si veda il *Capitolo 4* per approfondimenti sul tastatore) e che permettono di misurare le dimensioni e le relative tolleranze dei componenti in esame andando a individuare e ad approfondire le cause di errore nel processo di misurazione; l'utilizzo delle *CMM* in ambito metrologico è regolato dalla normativa *UNI EN ISO 10360-1:2005* che si occupa proprio di fornire direttive precise in ambito di prove di accettazione e verifica per macchine di misura a coordinate. Tramite l'utilizzo delle *CMM* si otterranno dunque i seguenti vantaggi:

- Maggior produttività: l'acquisizione dati sarà più rapida, si può arrivare infatti fino a 500 mm/s di velocità superficiale e all'acquisizione di 10^4 punti al secondo con la modalità di lavoro "in scansione";
- Maggiori informazioni sulle caratteristiche geometriche: la distanza tra due punti successivi analizzati può essere ridotta fino a $50\text{ }\mu\text{m}$;
- Si potranno scansionare e misurare sia geometrie note, i cui dati nominali sono in possesso dell'operatore e per cui è previsto un percorso macchina predeterminato (assenza di imprevisti) che può essere percorso a maggior velocità, sia geometrie non note, di cui non si hanno dati nominali ed il cui percorso viene estrapolato nel corso del processo, sulla base dei punti presi in precedenza.

L'attività di misurazione e controllo di un componente sfruttando una *CMM* può essere svolta in due modi differenti:

- Misurazione automatica: a partire dal file *CAD* del componente e tramite l'utilizzo di un apposito *software* di misura è possibile realizzare un programma *ad hoc* che vada ad indicare alla macchina e al sistema tastatore i vari passaggi necessari per controllare le dimensioni e le relative tolleranze del pezzo in esame; è possibile in questo modo studiare tutte le *features* (o solo alcune, quelle di maggior interesse) del componente in modo automatico servendosi del programma precedentemente scritto. Il *software* utilizzato durante l'attività di tirocinio è *PC-DMIS*, applicativo adoperato in *Hexagon* per interfacciarsi alle *CMM*;
- Misurazione manuale: tramite l'utilizzo di un *joystick* opportunamente collegato alla macchina è possibile comandare manualmente il tastatore e spostarlo lungo i tre assi coordinati per operazioni di misura o, ad esempio, per operazioni di allineamento (vedasi *Sottoparagrafo 3.2.2* per un breve approfondimento sull'allineamento).

Nei seguenti sottoparagrafi si approfondiscono alcune caratteristiche delle *CMM*.

3.2.1 Caratteristiche costruttive di una CMM

Una macchina di misura a coordinate è costituita dai seguenti tre sistemi principali:

- Sistema macchina: composto dalla struttura della macchina e dalle scale di lettura, questo gruppo si occupa degli spostamenti del sistema tastatore su tutto il volume della CMM grazie ai tre carri che scorrono ognuno secondo uno dei tre assi cartesiani X , Y , Z . Le scale di lettura sono dei trasduttori di spostamento applicati ai carri relativi alle tre direzioni di spostamento (x, y, z) che permettono di individuare la posizione lungo il rispettivo asse del relativo carro;
- Sistema tastatore: tutto ciò che riguarda il sistema tastatore (approfondito nel *Capitolo 4*);
- Sistema *software*: riceve le coordinate dei punti letti dalle scale e registra al contempo in un proprio archivio relativo al modello le coordinate dei punti presi dal sistema tastatore in modo da poter effettuare coerentemente le compensazioni necessarie ed il calcolo dei parametri richiesti.

In *Figura 14* è proposta una rappresentazione di una macchina di misura a coordinate generica in cui vengono evidenziati tutte le sue componenti principali: sono ben evidenziati i tre assi cartesiani X , Y , Z lungo i quali si muove il sistema tastatore e le relative unità di comando: si noti come la traversa, relativa all'asse X , sia sorretta da un supporto e da un montante, con quest'ultimo che scorre, realizzando il moto lungo l'asse Y , su dei cuscinetti pneumatici il cui obiettivo è quello di ottenere la massima rigidità in relazione al carico da sopportare; suddetti cuscinetti sono quindi collegati ad un impianto ad aria compressa il cui regolatore agisce in modo da fornire una pressione di $0,4 \text{ MPa}$. Il moto lungo l'asse Z è garantito dal mandrino, il quale può spostarsi verticalmente quando necessario, a cui è collegato il tastatore. Il componente sul quale si deve operare è posto sul tavolo di misura, superficie superiore di un blocco realizzato solitamente in granito: quest'ultimo, infatti, è il materiale ideale da utilizzare come base d'appoggio grazie all'elevata stabilità, alla resistenza alle alte temperature (proprietà dovuta ad un basso coefficiente di dilatazione termica) e all'ottimale smorzamento delle vibrazioni che riesce a garantire durante le lavorazioni. Infine, è possibile notare un ultimo elemento, denominato *joystick*, utilizzato dall'operatore, come già accennato precedentemente, per spostare manualmente il tastatore lungo i tre assi.

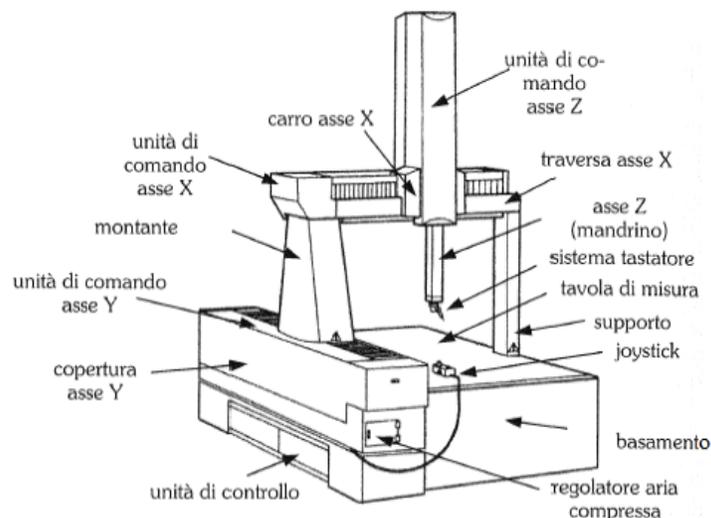


Figura 14 – Rappresentazione di una generica CMM con evidenziate le sue principali componenti.

3.2.2 Il sistema a coordinate di una CMM e l'allineamento

Nel *Sottoparagrafo 3.2.1* è stato detto che il moto del tastatore avviene lungo tre assi coordinati (X, Y, Z), ma a cosa fanno riferimento questi tre assi? In ambito metrologico esistono due tipologie di sistemi di coordinate, ovvero:

- Sistema di coordinate macchina: in questo primo sistema gli assi X, Y, Z si riferiscono ai possibili movimenti della macchina di misura (nell'esempio riportato in *Figura 14* l'asse X va da sinistra a destra della macchina, l'asse Y dal fronte al retro ed infine l'asse Z dal basso in alto, perpendicolarmente ai precedenti due) ed è a questi assi che si riferisce il moto del tastatore;
- Sistema di coordinate pezzo: in questo secondo sistema, invece, i tre assi si correlano ai riferimenti del pezzo da misurare.

Prima dell'introduzione del *software* nella misura a coordinate, i pezzi venivano allineati in maniera manuale parallelamente agli assi della macchina, in modo che i due sistemi di riferimento, macchina e pezzo, fossero di conseguenza paralleli tra loro: quest'operazione richiedeva molto tempo e, ovviamente, mancava della precisione necessaria in ambito metrologico, soprattutto quando il componente da verificare non era squadrato, con superfici ben definite, bensì ad esempio rotondo. Fortunatamente, successivamente all'avvento del *software* della CMM, la macchina ha acquisito la facoltà di misurare i riferimenti del pezzo, presi dal *file CAD*, di definire il sistema di coordinate del pezzo ed infine di metterlo in relazione matematicamente con il proprio sistema di coordinate (le coordinate macchina).

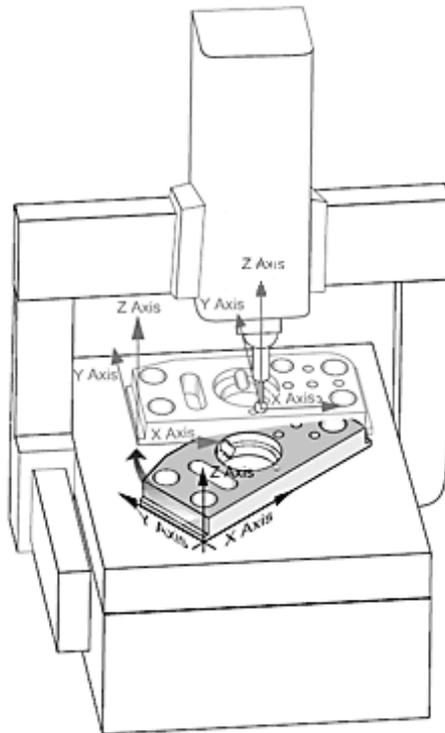


Figura 15 – Allineamento tra sistema di coordinate macchina e sistema di coordinate pezzo.

L'operazione che collega i due sistemi di coordinate è nota proprio come allineamento (*Figura 15*) e consentirà di definire univocamente la posizione e l'orientamento del componente in uno spazio 3D permettendo quindi alla CMM di individuare la posizione del pezzo in esame. Durante quest'operazione di allineamento risultano essere di fondamentale importanza gli elementi di riferimento: è infatti in base a quest'ultimi e alla loro misurazione che verrà creato il corretto allineamento tra componente e macchina. Nel caso della piastra, oggetto della trattazione, i tre elementi di riferimento in base ai quali realizzare l'allineamento, evidenziati in rosso in *Figura 16*, sono:

- Riferimento primario (A): la superficie superiore della piastra;
- Riferimento secondario (B): la faccia laterale rivolta verso il basso;
- Riferimento terziario (C): il bordo interno della scanalatura.

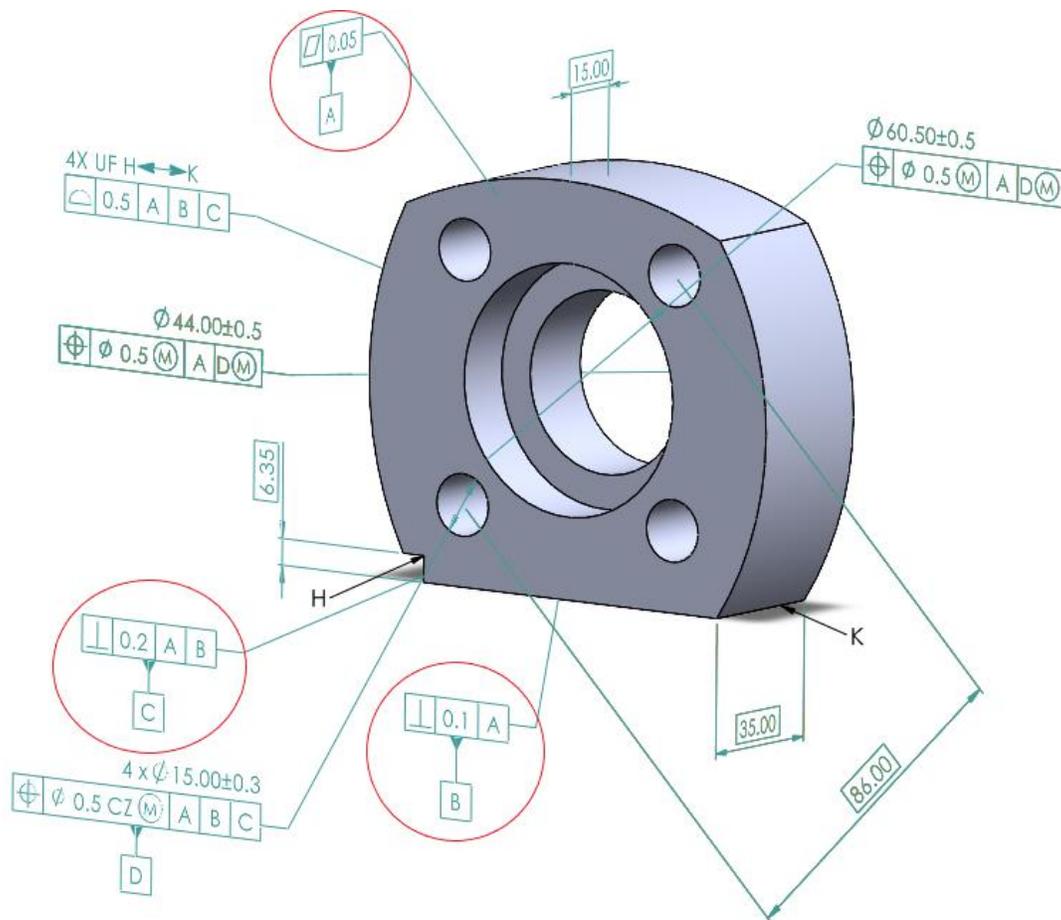


Figura 16 – Piastra quotata con in evidenza i tre riferimenti utilizzati per effettuare l'allineamento.

3.2.3 Errori di misura

Nonostante l'elevata precisione che le macchine di misura a coordinate possono garantire, anch'esse non sono esenti da errori in fase di misurazione: esse, infatti, come un qualunque altro strumento di misura, presentano un'incertezza sul valore misurato. In generale, l'incertezza di misura è un *“parametro associato al risultato di una misurazione che caratterizza la dispersione dei valori che possono essere ragionevolmente attribuiti al misurando”* (definizione ricavata dal VIM 3.9, il Vocabolario Internazionale di Metrologia) o anche, in altre parole, un numero che esprime il dubbio attribuibile al risultato di una misurazione; essa, esplicitata graficamente in *Figura 17*, è dunque l'indice di qualità di una qualunque misurazione.



Figura 17 – Esplicitazione grafica del concetto di “incertezza di misura”.

Adoperando dunque le CMM, l'incertezza sulle misurazioni può essere dovuta alle seguenti cause:

- Impostazione: le incertezze riguardano ad esempio il fissaggio e l'orientamento del pezzo da considerare;
- Definizione delle caratteristiche del componente: le incertezze sono dovute ad esempio al sistema di riferimento scelto o ai riferimenti stessi;
- Strumento di misura: le incertezze sono collegate ad esempio agli errori massimi misurabili o alla stabilità dello stilo e del tastatore;
- Operatore: le incertezze sono relative all'esperienza dell'operatore o alla sua abilità manuale;
- Ambiente: le incertezze possono essere influenzate dalla temperatura della stanza in cui si lavora o dalle vibrazioni del piano di lavoro;
- Procedura di misurazione: le incertezze possono essere dovute alla strategia di misurazione scelta o ai filtri che si è deciso di applicare;
- Misurando: infine, le incertezze possono dipendere anche dalla rugosità e da eventuali errori di forma del componente che si va a misurare.

Focalizzando l'attenzione sulle incertezze dovute allo strumento utilizzato, nasce quindi l'esigenza di ottenere quella che è nota come conferma metrologica prima dell'utilizzo effettivo dell'apparecchiatura, al fine di ridurre al minimo le zone di incertezza dovute al dispositivo di misura impiegato; la norma *UNI EN ISO 10012:2004* (Sistemi di gestione della misurazione – Requisiti per i processi e le apparecchiature di misurazione) definisce l'attività di conferma metrologica come *“l'insieme delle operazioni richieste per garantire che un'apparecchiatura per misurazione sia conforme ai requisiti per l'utilizzazione prevista”*.

L'operazione tramite la quale ci si assicura che lo strumento di misura venga confermato o meno è la taratura, passaggio che permette di avere informazioni utili sullo stato di efficienza del dispositivo in esame in quanto il suo scopo è quello di definire le caratteristiche metrologiche di uno strumento di misura tramite il confronto con un'apparecchiatura di riferimento denominata campione: la taratura serve dunque a determinare la deviazione di misura del dispositivo in esame rispetto al campione calcolando la differenza tra il valore misurato dallo strumento e il campione stesso; il valore verificato tramite taratura è dunque proprio l'errore di misura della macchina utilizzata. Al termine della taratura si passa alla fase successiva, ovvero la misurazione vera e propria, la verifica del componente (o dei componenti) in esame.

Prima di passare alla fase di verifica però, si desidera approfondire il concetto di errore relativo ad una macchina di misura in quanto questo concetto tornerà utile successivamente, quando si parlerà di compensazione dell'errore. L'errore di misura è definito come il *"risultato di una misurazione a cui viene sottratto un valore vero del misurando"* (VIM 3.10); questo "valore vero" non si può determinare, si va quindi ad utilizzare un valore convenzionalmente vero. Definito cos'è l'errore, si possono distinguere due tipologie principali di errore che sommate restituiscono il valore complessivo di errore sulla misurazione effettuata, ovvero:

- Errore casuale: definito come *"la componente dell'errore di misura che in misure ripetute varia in modo imprevedibile"* (VIM 2.19), è dunque quella parte di errore che in misurazioni ripetute non può essere eliminata del tutto ma la cui influenza può essere fortemente smorzata tramite l'utilizzo di strumenti statistici (media e deviazione standard, ad esempio);
- Errore sistematico: definito come *"la componente dell'errore di misura che in misure ripetute rimane costante o varia in modo prevedibile"* (VIM 2.17), è dunque quella parte di errore strettamente correlata allo strumento di misura e che pertanto può essere ridotta notevolmente andando ad utilizzare un'apparecchiatura più precisa; questa seconda tipologia di errore è la più difficile da identificare e da ridurre in quanto per loro stessa natura si ripete sistematicamente ad ogni operazione.

In ambito metrologico, è inoltre importante quello che è noto come errore massimo ammissibile (*MPE, Maximum Permissible Error*), definito come *"il valore estremo dell'errore ammesso da specifiche, regolamenti, ecc. per una determinata misurazione, strumento di misura o sistema di misura"* (VIM 4.26); questo errore è di fondamentale importanza in quanto è il requisito metrologico principale richiesto ad uno strumento di misura e verificabile attraverso l'operazione di taratura precedentemente descritto: se il requisito è rispettato, ovvero se l'errore di misura della macchina è inferiore al massimo errore ammissibile, allora l'apparecchiatura in esame può essere adoperata per l'operazione di verifica altrimenti, se l'errore di misura è superiore al massimo errore ammissibile, si dovrà provvedere a modificare il dispositivo affinché venga ridotto l'errore di misura ad un valore inferiore rispetto alla soglia imposta dall'errore massimo ammissibile.

Chiusa questa parentesi relativa all'errore di misura, si procede nel percorso di misurazione passando, dopo la fase di taratura, alla fase di verifica: in questa parte del processo, strettamente connesso al concetto di errore massimo ammissibile e di incertezza sulla misurazione è il concetto di zona di sicura conformità: assegnato alla macchina un massimo valore di errore ammissibile, la zona di sicura conformità è infatti, in accordo con quanto stabilito dalla norma *UNI EN ISO 14253-1*, quella per cui il componente

analizzato sarà sicuramente in tolleranza. Al contrario, la zona di sicura non conformità è quella zona in cui il pezzo sarà sicuramente fuori tolleranza; inoltre, tra queste due zone, in seguito al discorso precedentemente fatto sulle incertezze, vi è una “zona grigia”, di cui fanno parte misurazioni al limite tra la zona di sicura conformità e sicura non conformità. In *Figura 18* è ben evidenziata la distinzione tra queste tre differenti zone.

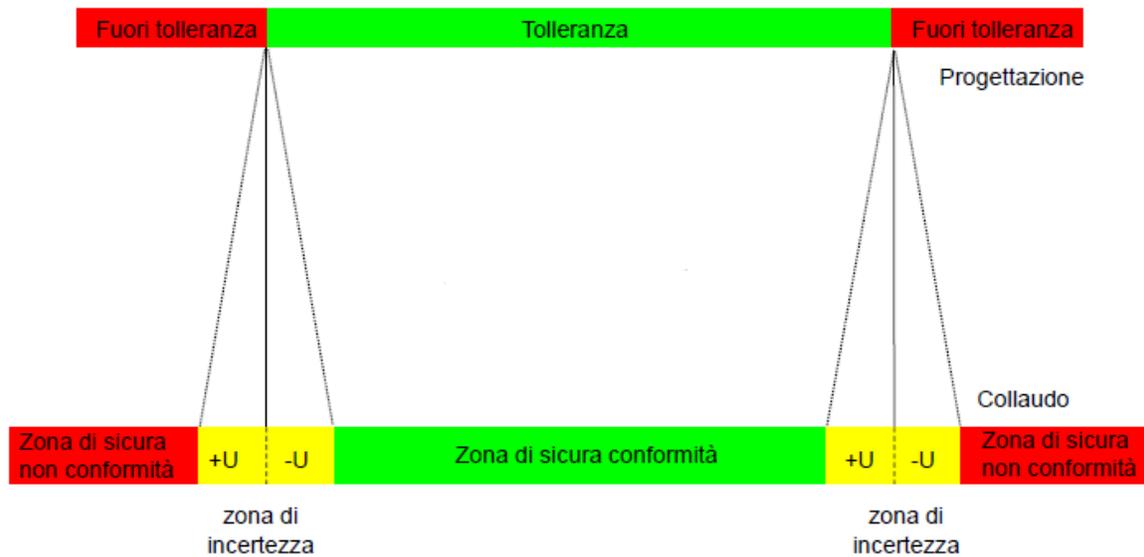


Figura 18 – Distinzione nelle tre zone indicate (di sicura conformità, di incertezza e di sicura non conformità).

I risultati delle operazioni di misura sono dunque differenti a seconda della zona in cui si ricade, in particolare si hanno tre esiti possibili, uno per ogni zona:

- Zona di sicura conformità: la misurazione ha avuto esito positivo e dunque il componente esaminato è in tolleranza;
- Zona di incertezza: il processo di taratura dello strumento deve essere ripetuto e perfezionato al fine di ridurre l'incertezza sulle misure effettuate e poter determinare con sicurezza se il componente analizzato è in tolleranza o meno;
- Zona di sicura non conformità: la misurazione ha avuto esito negativo e il pezzo è fuori tolleranza, in questo caso si possono intraprendere differenti operazioni correttive, prima tra tutte la correzione degli errori nel caso in cui siano errori di tipo sistematico e lo strumento lo consenta.

La macchina di misura a coordinate è un esempio di apparecchiatura che è possibile correggere dopo la taratura andando a compensare tramite un opportuno *software* gli errori rilevati nel caso in cui ci si trovi in zona di sicura non conformità; in seguito alla correzione, il dispositivo verrà sottoposto ad una nuova taratura per verificare l'effettiva efficacia delle modifiche eseguite e controllare dunque se lo strumento risulti ora conforme o meno ai requisiti metrologici richiesti.

3.2.4 Compensazione degli errori geometrici

Ma cos'è nello specifico la compensazione degli errori e come viene effettuata? Le macchine di misura a coordinate non sono diverse da altri strumenti di misura e quindi, in quanto tali, mantengono come si è visto un seppur piccolo margine di errore nonostante vengano realizzate con richieste di incertezze sempre più stringenti; tuttavia, visto che le tolleranze richieste sui componenti da verificare sono sempre più strette, è necessario che le *CMM* diventino più precise e quindi anche questi piccoli margini di errore possono risultare significativi all'atto pratico. La maggior parte delle imprecisioni delle macchine di misura a coordinate può essere corretta automaticamente dal computer della *CMM* stessa: noti tutti gli errori geometrici della macchina, la cosiddetta mappatura degli errori, questi possono essere ridotti al minimo o addirittura eliminati andando a sfruttare gli algoritmi del *software* della *CMM*. Questa tecnica, chiamata compensazione volumetrica degli errori, viene dunque utilizzata per eliminare matematicamente gli errori in modo da ottenere una sensibile riduzione dei costi di produzione e al tempo stesso incrementare il rendimento della macchina. La fattibilità di questo processo di compensazione è dovuto in larga parte alla ripetibilità che caratterizza le operazioni ed il funzionamento della macchina di misura, ripetibilità che permette di superare le criticità produttive, in termini di accuratezza, attraverso questo processo di rilevamento e correzione degli errori; la procedura di compensazione vera e propria consiste per prima cosa nel descrivere la cinematica della macchina tramite un modello matematico che esprima la relazione che intercorre tra gli errori geometrici delle tre guide su cui scorrono i carri della macchina e l'errore di posizione di un punto particolare della *CMM*: i parametri che definiscono questo modello devono essere rilevati sperimentalmente per poter calcolare per ogni punto del volume di misura coperto dalla macchina l'errore di posizione a cui è soggetto il centro dell'elemento di contatto dello stilo del tastatore, in modo da poter applicare l'opportuna correzione ad ogni punto in esame. Il risultato ottenuto può essere descritto immaginando il volume di misura della macchina come quello di un reticolo cubico distorto, in cui la distanza tra due punti, nominalmente costante, è in realtà differente da punto a punto e varia in funzione della posizione dei punti stessi: il reticolo così ottenuto ed i relativi errori, espressi in forma tabellare, realizzano quella che precedentemente è stata indicata come mappatura degli errori, nota anche come mappa di compensazione; dopo aver effettuato la compensazione degli errori geometrici, il reticolo viene corretto in modo da ottenere una distanza tra i punti costante, così come dovrebbe essere nominalmente.

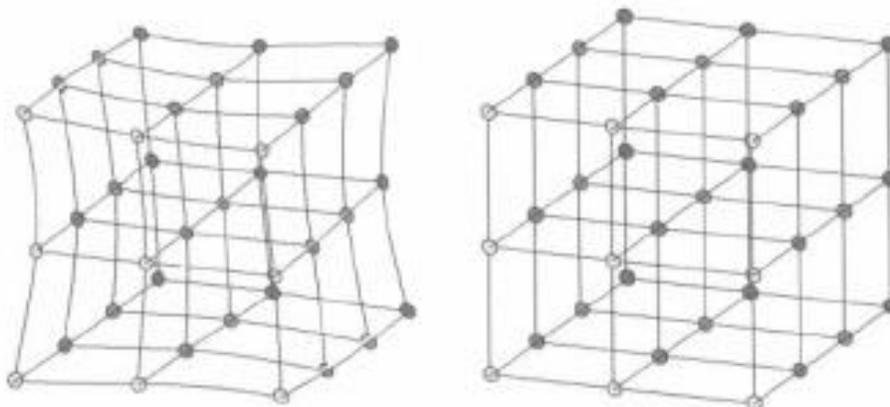


Figura 19 – Rappresentazione grafica del confronto tra un reticolo distorto, senza compensazione (a sinistra), ed un reticolo regolare, dopo aver effettuato la compensazione (a destra).

La compensazione *software* degli errori geometrici permette dunque un miglioramento delle prestazioni delle macchine di misura a coordinate senza dover necessariamente raggiungere elevatissime precisioni nella costruzione delle guide di scorrimento della macchina stessa; inoltre, come si è visto, la procedura di compensazione non va a modificare la condizione fisica della macchina bensì viene utilizzata per correggere alcuni errori geometrici, ovvero quelli sistematici (ripetibili).

4. Il sistema tastatore

Analizzata la macchina di misura a coordinate nella sua interezza ed approfonditi gli aspetti fondamentali relativi al suo funzionamento, si passa ora a studiare i metodi che permettono di acquisire dati e misurare i componenti: queste operazioni sono realizzabili sia con l'utilizzo di sistemi laser, con i quali il componente non viene effettivamente toccato bensì è investito da uno o più raggi laser, sia con il sistema tastatore a contatto, comunemente identificato semplicemente come "tastatore" e protagonista di questo capitolo in quanto sistema adoperato durante l'attività di tirocinio. Suddetto tastatore gioca un ruolo fondamentale nei processi di misurazione e verifica dei componenti in quanto permette di individuare ogni singolo punto sulla superficie del pezzo in esame: tramite l'azione del tastatore infatti, la macchina di misura va a toccare materialmente il componente da verificare e restituisce all'operatore le coordinate così ottenute, determinando dunque le effettive misure dell'oggetto; questa operazione di misurazione con il tastatore avviene generando degli opportuni segnali che abbinati alle letture delle scale (ovvero dei trasduttori dei tre carri, vedasi *Sottoparagrafo 3.2.1*) consentono di salvare le coordinate cartesiane del centro del tastatore stesso nel momento in cui entra in contatto con la superficie tastata. Il sistema *software* poi, in base anche alla tipologia di tastatore adoperato, applica le opportune correzioni e compensazioni al valore salvato in modo che esso risulti il più vicino possibile al valore "reale", ovvero alle "reali" coordinate a cui si trova la superficie del componente esaminata. Esistono differenti tipologie di tastatori da poter adoperare tra cui i due principali e di uso più comune sono i seguenti:

- Tastatore *touch-trigger*: anche noto come tastatore *switching*, questa prima tipologia di tastatore permette di rilevare le letture dei tre sensori di movimento delle guide ogniqualvolta la punta dello strumento viene a contatto con una superficie del componente in esame. Il contatto tra la punta e la superficie genera una deflessione della sonda che si traduce in una variazione di resistenza elettrica del circuito annesso; il tutto si trasforma quindi in un segnale di tensione che arriva al *software* e che viene da esso elaborato in modo da ottenerne le coordinate della superficie tastata. In *Figura 20* sono rappresentati due differenti tastatori *touch-trigger*;

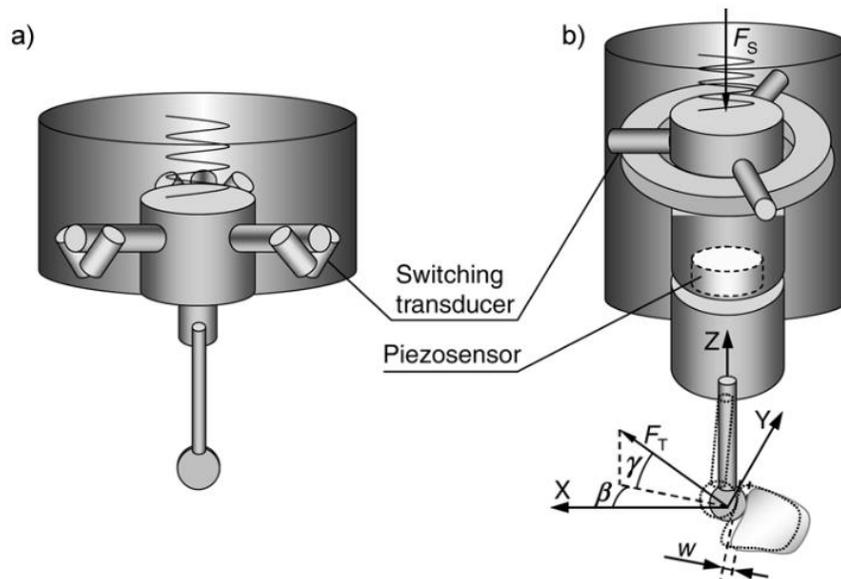


Figura 20 – Due tipologie di tastatore touch-trigger: il primo ad uno stadio, con trasduttore elettromeccanico (a), mentre il secondo a due stadi, basato su un trasduttore piezoelettrico (b).

- Tastatore proporzionale: anche noto come tastatore analogico o continuo, questa seconda tipologia di tastatore fornisce invece un segnale proporzionale allo spostamento dell'elemento sensibile del tastatore dalla posizione di zero; i tastatori analogici, di cui una schematizzazione interna è riportata in *Figura 21*, sono dunque in grado di misurare in maniera "continua" anche forme sconosciute, grazie alla presenza di un numero di trasduttori di posizione interni pari al numero di gradi di libertà, e sono quelli che offrono più accuratezza, con risoluzioni tipiche pari a $0,01 \mu\text{m}$.

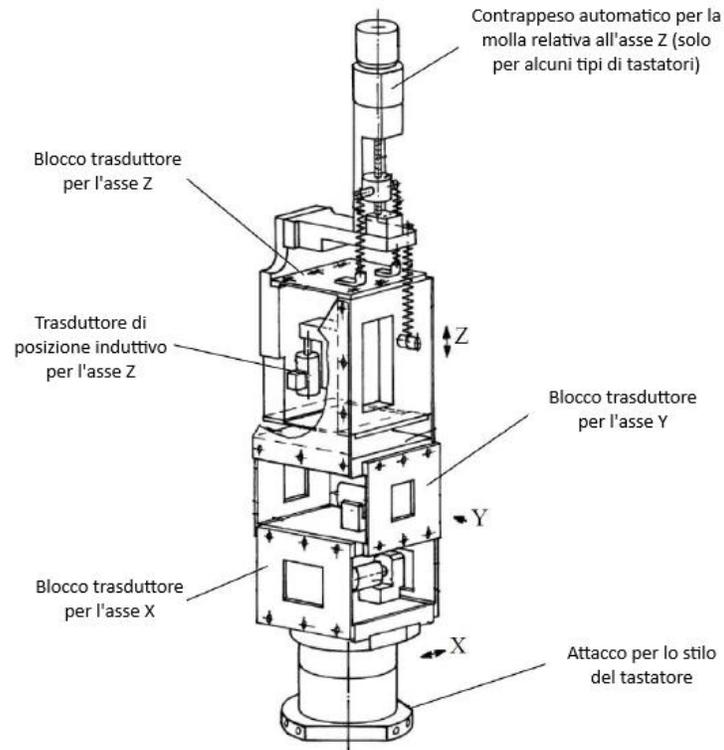


Figura 21 – Schematizzazione interna di un tastatore proporzionale.

Introdotti i due tastatori più comunemente utilizzati, nei prossimi paragrafi si approfondiscono alcune tematiche importanti correlate ad essi, ovvero le differenti metodologie di acquisizione dei punti, il processo di qualifica del tastatore e le cause di errori nelle misurazioni con le relative possibili soluzioni.

4.1 Metodologie di acquisizione dei punti da parte delle CMM

Tenendo presente quanto detto precedentemente sui tastatori e sulla loro distinzione in *touch-trigger* e proporzionali, viene di conseguenza che le metodologie di acquisizione dei punti da parte della macchina di misura a coordinate dipende dunque non solo dal tipo di macchina utilizzato ma anche dal tipo di tastatore che si è scelto di adoperare. Per garantire un'acquisizione completa ed ottimale dei punti richiesti per l'analisi di un determinato componente, la macchina deve essere in possesso dei seguenti requisiti:

- Facilità di manovra del tastatore su tutto il volume della macchina;
- Rigidezza statica e dinamica della struttura sufficienti, in modo da ridurre al minimo varie problematiche quali ad esempio le vibrazioni;
- Accessibilità a tutte le superfici e a tutti gli elementi che costituiscono il componente in esame, ottenibile tramite un sistema di bloccaggio adeguato, che permetta di angolare il modello, oppure tramite l'utilizzo di tastatori orientabili, ovvero tastatori che permettono di variare l'angolo dello stilo.

Per quanto concerne invece le metodologie di acquisizione dei punti vere e proprie, nei seguenti sottoparagrafi si concentra l'attenzione sull'acquisizione punto-punto e su quella in scansione.

4.1.1 Acquisizione punto-punto

Il metodo di acquisizione punto-punto (rappresentato da un esempio grafico in *Figura 22*), o più semplicemente la presa punto, consiste nell'avvicinamento della punta del tastatore alla superficie in esame e nel successivo contatto: per far sì che il punto venga "preso" correttamente dalla macchina è necessario che da questo contatto si generi una forza di minima entità ma tuttavia non nulla e ciò si ottiene facendo proseguire la corsa della CMM finché suddetta forza è sufficiente alla rilevazione del punto. Il tratto di corsa che va dal primo contatto ("*a*" in *Figura 22*) all'acquisizione del punto determina una penetrazione apparente del pezzo ("*b*" in *Figura 22*), alla quale concorrono tre fattori principali, ovvero:

- La minima forza di contatto necessaria per la rilevazione del punto: solitamente i tastatori *touch-trigger* richiedono forze piccole ($\propto 10 \text{ mN}$) mentre invece quelli analogici, adoperati solitamente non nel punto-punto ma in scansione (*Sottoparagrafo 4.1.2*), sono più lenti e pesanti e dunque richiedono forze più importanti ($\propto 10^2 \text{ mN}$);
- La rigidezza del sistema stilo: essa dipende in sostanza dalla lunghezza, dallo spessore e dal tipo di geometria dello stilo. In quest'ottica dunque, quando possibile, è preferibile avere stili corti e rigidi, evitando stili multipli;
- L'effettiva penetrazione elastica della superficie: essa dipende dalla forza e dal diametro dell'elemento di contatto in quanto con un diametro piccolo maggiore è la forza e maggiore risulta essere la penetrazione elastica; questo fenomeno solitamente viene trascurato per valori inferiori a $0,1 \mu\text{m}$ a meno che non si trattino diametri particolarmente piccoli o superfici molto morbide.

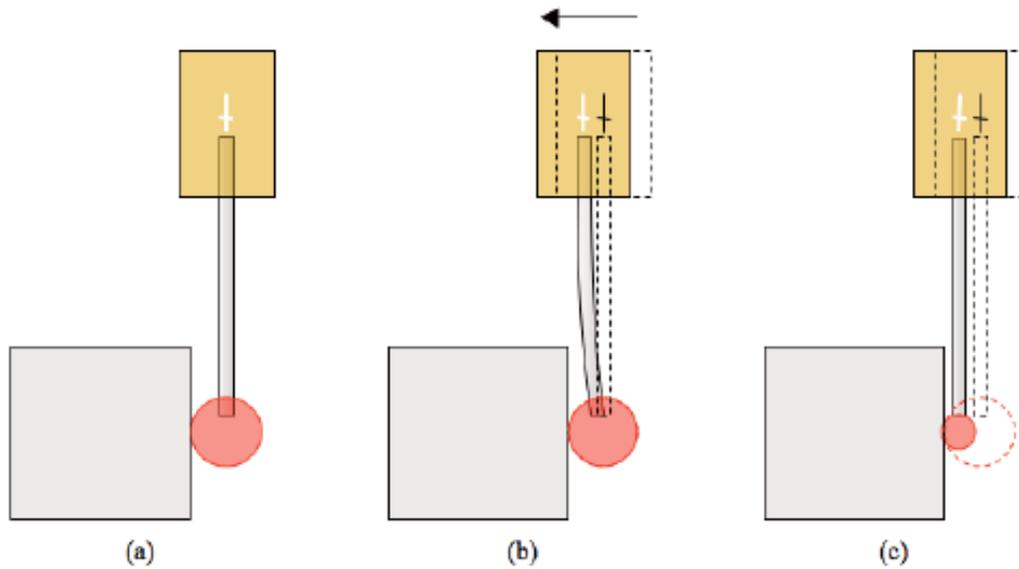


Figura 22 – Acquisizione del punto sul componente con il metodo punto-punto passando dalla fase di contatto (a) a quella di penetrazione apparente (b) e conseguente riduzione apparente di diametro (c).

Questa penetrazione apparente così ottenuta viene dunque trattata dalla macchina come se fosse una riduzione apparente di diametro della sferetta di contatto (“c” in Figura 22) in quanto i due fenomeni sono tra loro indistinguibili: si lavora dunque come se il tastatore fosse in grado di rilevare il primo contatto senza deformazione ma con un elemento di contatto più piccolo. Di questa variazione di diametro e del recupero della penetrazione apparente si occupa nel dettaglio l’operazione di qualifica (approfondita nel *Paragrafo 4.2*). Lo svantaggio di questo metodo di acquisizione punti è che risulta essere un procedimento molto lento in quanto dopo la rilevazione di ogni singolo punto la sferetta del tastatore si allontana dalla superficie a velocità controllata per poi spostarsi e quindi riavvicinarsi, sempre a velocità controllata, per la rilevazione successiva.

Una rappresentazione di come avviene l’acquisizione di più punti sul componente con il metodo punto-punto è presentata in *Figura 23*: si vede come il tastatore, per identificare il foro in esame, vada a prendere una serie di punti successivi.

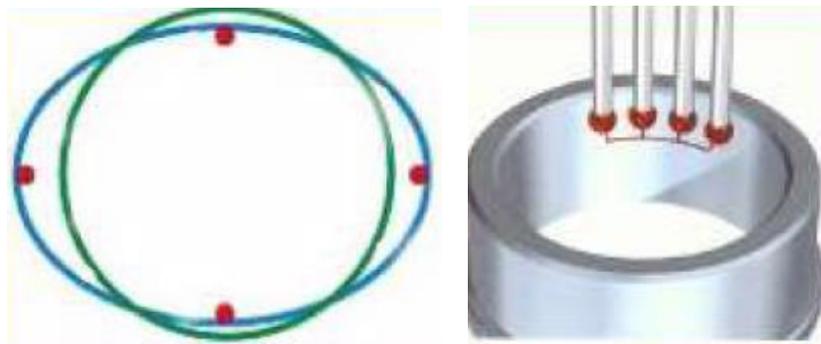


Figura 23 – Rappresentazione grafica del metodo di acquisizione punto-punto.

4.1.2 Acquisizione in scansione

Il metodo di acquisizione in scansione, o più semplicemente la scansione (rappresentata in *Figura 24*), è una rilevazione che avviene con il tastatore che è sempre a contatto con la superficie da analizzare: la misurazione, dunque, a differenza di quanto visto con il metodo punto-punto, avviene in questo caso “in continuo”, ovvero il tastatore non si stacca dalla superficie dopo la rilevazione di ogni punto bensì la percorre nella sua interezza. Questa seconda procedura d’acquisizione è quindi più rapida rispetto alla precedente e permette di esaminare anche oggetti la cui geometria è incognita; per eseguire l’acquisizione in scansione è fondamentale l’utilizzo di un tastatore proporzionale.

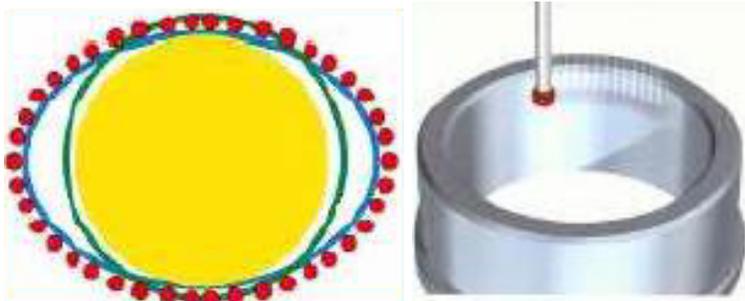


Figura 24 – Rappresentazione grafica del metodo di acquisizione in scansione.

Con l’acquisizione dei punti tramite scansione è importante evidenziare quali sono i due parametri che maggiormente influenzano la misurazione, ovvero:

- La velocità di scansione: per ottenere una maggiore accuratezza durante la misurazione si dovrà operare a basse velocità, con l’aumentare di quest’ultima si ottiene un risparmio di tempo per l’operazione di scansione ma al contempo l’accuratezza della stessa ne risente. L’influenza della velocità di scansione sull’accuratezza è inoltre dipendente dalla lunghezza e dalla rigidità del tastatore: infatti, al diminuire di suddetta lunghezza e al crescere della rigidità corrisponde un’influenza minore della velocità sull’operazione di acquisizione dei punti;
- Il numero di punti scansionati e acquisiti: il numero minimo di punti affinché una scansione possa essere eseguita correttamente dalla macchina è pari al numero di gradi di libertà dell’elemento considerato più uno; tuttavia, una misurazione così eseguita ha una scarsa accuratezza e quasi certamente presenta errori non trascurabili. Ne consegue che per ogni elemento sottoposto a scansione la scelta del numero di punti da considerare è di fondamentale importanza e, solitamente, si opta per una distribuzione uniforme di suddetti punti sulla superficie dell’elemento in esame; anche qui quindi, così come per la velocità di scansione, si deve optare per una scelta di compromesso tra una maggiore accuratezza (con un maggior numero di punti equamente distribuiti) e un minor tempo da impiegare per ogni scansione (in quanto diminuendo i punti diminuirà il tempo necessario per l’operazione, a discapito però dell’accuratezza).

4.2 La qualifica del tastatore

Il sistema tastatore prima di essere utilizzato necessita di una particolare operazione che prende il nome di qualifica: essa consiste sostanzialmente nel misurare un elemento noto, tipicamente una sfera di qualifica (chiamata anche sfera di azzeramento), in modo da poter recuperare il valore di penetrazione apparente che si ottiene con la presa punto e che rischierebbe di influenzare pesantemente ed in maniera negativa l'esito della misurazione qualora non venisse effettuata la qualifica in maniera corretta. È possibile utilizzare anche campioni differenti dalla sfera, un qualunque campione tarato potrebbe andar bene, tuttavia, si preferisce adoperare solitamente delle sfere poiché hanno un basso costo di realizzazione, errori di forma contenuti e sono facilmente accessibili da diverse direzioni. In *Figura 25* è riportata la sfera di azzeramento, con il relativo basamento che ne garantisce la stabilità in fase di misurazione, utilizzata per le operazioni di qualifica durante l'attività di tirocinio.

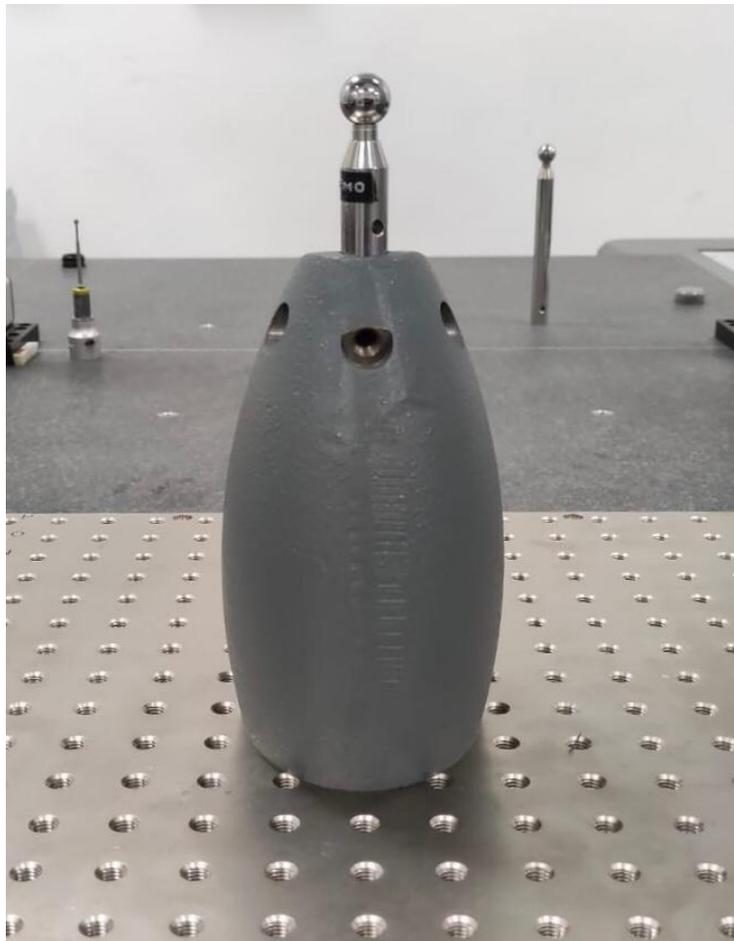


Figura 25 – Sfera di azzeramento con relativo basamento.

I requisiti fondamentali che deve possedere una sfera di azzeramento (o un qualunque campione utilizzato per attività di qualifica) sono i seguenti:

- Deve essere tarato opportunamente, ovvero l'incertezza di taratura dev'essere adeguata all'utilizzo previsto dalla macchina di misura;
- Deve possedere un errore di forma ridotto;
- Deve essere stabile nel tempo;
- Dovrebbe fornire delle condizioni simili a quelle previste in fase di misurazione.

Solo se un campione possiede tutte queste caratteristiche può essere dunque adoperato come sfera di azzeramento in un processo di qualifica, in modo da ottenere un'accuratezza del processo ottimale. Inoltre, affinché la qualifica venga eseguita nel modo corretto, non basta assicurarsi che la sfera di azzeramento possieda tutte le proprietà appena elencate, si devono rispettare anche le seguenti linee guida:

- Pulire opportunamente la sfera di azzeramento prima di eseguire la qualifica e verificare che essa sia adeguatamente fissata prima di iniziare la procedura (a tal proposito viene adoperato il basamento mostrato in *Figura 25*, proprio per garantire la stabilità della sfera);
- Controllare sempre l'errore di forma di qualifica del tastatore, in quanto esso è un indicatore importante del buon esito della procedura di qualifica, e nel caso in cui fosse più grande del solito approfondire le possibili cause di questa variazione prima di proseguire;
- Utilizzare la stessa velocità prescritta per le misurazioni in quanto dalla velocità di movimento del tastatore dipende una percentuale dell'errore commesso sulla misurazione finale;
- Definire una procedura di qualifica del tastatore personalizzata in modo da garantire la massima accuratezza possibile.

Gli obiettivi principali della qualifica del tastatore sono dunque i seguenti due:

- Determinare il diametro effettivo della sferetta di contatto del tastatore;
- Nel caso di stili multipli/posizioni multiple, determinare le coordinate del centro della sferetta di contatto del tastatore rispetto ad un riferimento comune (*probe offsets*) per la corretta gestione della compensazione geometrica.

Concentrando ora l'attenzione sull'operazione di qualifica vera e propria, essa viene effettuata sollecitando il tastatore in molteplici direzioni tramite l'acquisizione di più punti sulla sfera di azzeramento; questa operazione è dunque utilizzata per determinare il diametro dell'elemento di contatto per differenza tra il valore del diametro ottenuto dalla lettura delle scale e quello di taratura della sfera di qualifica: suddetto valore viene dunque salvato ed associato al tastatore utilizzato in modo che successivamente, durante le misurazioni vere e proprie dei componenti in esame, esso possa essere utilizzato per compensare automaticamente la dimensione dell'elemento di contatto e "recuperare" la penetrazione apparente che si viene a generare durante l'acquisizione dei punti. Il valore determinato tramite qualifica prende il nome di diametro efficace, per distinguerlo da quello fisico. Per ottenere una compensazione efficace, è buona norma ripetere la qualifica prima di ogni misurazione o quantomeno ogniqualvolta si decide di modificare la configurazione del sistema stilo, variandone ad esempio

l'angolazione. In *Figura 26* è possibile apprezzare graficamente la differenza tra il diametro fisico ed il diametro effettivo, ovvero il recupero della penetrazione apparente, messa in risalto durante l'operazione di qualifica del tastatore.

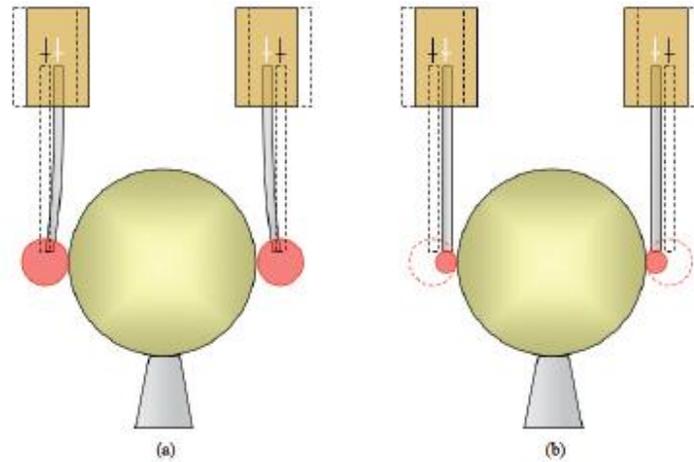


Figura 26 – Recupero della penetrazione apparente grazie alla qualifica.

4.2.1 La qualifica del tastatore in *PC-DMIS*

Per quanto precedentemente espresso in questo capitolo, come per tutti i processi di misurazione anche per effettuare lo studio della piastra forata oggetto della trattazione è stata effettuata dunque un'operazione preliminare di qualifica, sempre grazie all'ausilio del *software* di misura *PC-DMIS*. Per iniziare un nuovo processo di qualifica tramite questo programma si deve definire per prima cosa l'utensile di qualifica da adoperare, in quanto la misurazione da effettuare poi per la qualifica dipende sia dal tipo di tastatore utilizzato, precedentemente impostato all'accensione del *software*, che dal tipo di elemento campione, che nel caso in esame è una sfera di azzeramento (*Figura 25*). Dopo aver selezionato il campione da utilizzare ci si dovrà interfacciare con due finestre di dialogo:

- La prima riguarda lo spostamento dell'utensile: il *software* chiede all'operatore se la sfera di azzeramento è stata spostata rispetto all'ultimo utilizzo e in caso affermativo se lo spostamento è piccolo allora è possibile localizzare in automatico l'utensile mentre invece quando lo spostamento è grande (o quando l'utensile è stato appena posizionato sul piano di lavoro) viene richiesta l'acquisizione manuale di uno o più punti prima di procedere con la qualifica;
- La seconda riguarda il controllo collisione: se si richiede il controllo collisione *PC-DMIS* aggiunge degli spostamenti di sicurezza, qualora necessario, per evitare per l'appunto collisioni.

A questo punto inizia dunque la qualifica vera e propria. Importante sottolineare come *PC-DMIS* non riesca a rilevare se e quando i tastatori in uso necessitano di una nuova operazione di qualifica, è quindi fondamentale, al fine di ottenere risultati ottimali, provvedere ad eseguire una qualifica del tastatore ogniqualvolta si modifica un parametro del tastatore, come ad esempio l'angolazione dello stesso.

4.3 Errori di misura correlati ai tastatori

Come si è già evinto dai precedenti capitoli, in ogni operazione di misura e verifica saranno presenti degli errori più o meno importanti ai fini dell'attività che si sta compiendo e purtroppo anche il sistema tastatore non è esente da essi. Le cause principali di errore per quanto concerne quindi i tastatori sono due, ovvero l'anisotropia e la deriva termica.

4.3.1 Errori dovuti all'anisotropia

Come si è approfondito nel *Paragrafo 4.2*, l'operazione di qualifica del tastatore viene eseguita per compensare la penetrazione apparente della sferetta del tastatore stesso con una riduzione, anch'essa apparente, del diametro di suddetta sferetta a quello che è chiamato diametro efficace; tuttavia, questa compensazione è da ritenere esatta solo quando la penetrazione apparente è uguale in tutte le direzioni di presa punto, quando invece la risposta del tastatore varia in base alla direzione nasce il problema dell'anisotropia, ovvero in base alla direzione del tastatore il valore di compensazione calcolato in qualifica può essere più o meno corretto, con un errore che può essere sia in positivo che in negativo rispetto al valore "reale". Le cause principali di quest'anisotropia sono le seguenti:

- Il meccanismo di rilevazione: poiché suddetto meccanismo è diverso a seconda del tipo di tastatore adoperato, si distinguono i due casi; adoperando un tastatore *touch-trigger*, la presa punto avviene quando vi è l'apertura del contatto elettrico, con quest'ultimo collegato allo stilo del tastatore tramite una molla.

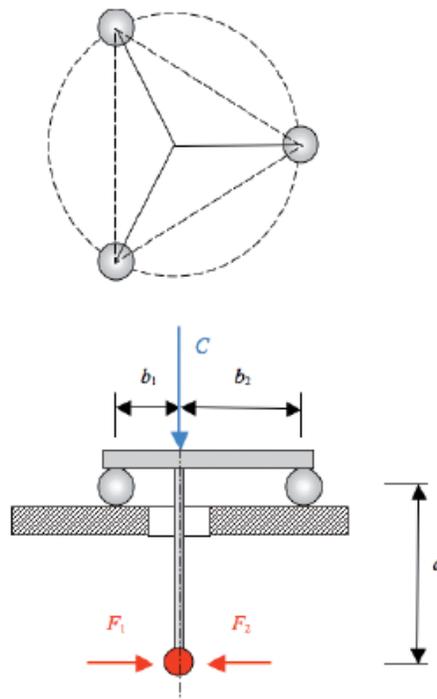


Figura 27 – Rappresentazione delle forze agenti sullo stilo ("F") e sulla molla ("C") con relativi bracci "a" e "b".

Osservando la *Figura 27* si nota chiaramente come suddetto contatto elettrico venga aperto solo quando il momento della forza di contatto \vec{F} supera quello della forza elastica di contrasto \vec{C} , ovvero quando $a \cdot \vec{F} \geq b \cdot \vec{C}$: in questa formula a rappresenta la distanza verticale dell'elemento di contatto dal fulcro di apertura mentre b la distanza orizzontale da quest'ultimo della forza di contrasto. Tuttavia, come si può vedere chiaramente dalla figura in esame, se l'appoggio della molla è costituito da tre sfere equispaziate angolarmente a 120° , il braccio b relativo alla forza elastica sarà diverso a seconda delle due direzioni considerate: ne consegue dunque un differente valore delle forze necessarie a "far scattare" il tastatore e la conseguente anisotropia dello stesso. Lavorando invece con un tastatore proporzionale, l'acquisizione dei punti avviene tramite misurazione delle deformazioni a cui sono soggetti i tre blocchi dei tre trasduttori, solitamente tre parallelogrammi montati ortogonalmente tra loro (si ricordi quanto mostrato in *Figura 21*). In questo caso l'anisotropia è dovuta a possibili errori di ortogonalità in fase di montaggio oppure a leggere differenze nelle costanti elastiche dei singoli parallelogrammi;

- La presenza di errori di forma relativi alla sferetta del tastatore: questa problematica può dipendere da differenti concause come, ad esempio, l'usura dell'elemento di contatto del tastatore (soprattutto in scansione), dei possibili danneggiamenti della sua superficie e degli errori di forma ereditati dalla fase di produzione della sferetta stessa;
- La rigidità non isotropa del sistema stilo: questa casistica riguarda soprattutto tastatori che presentano soluzioni particolari, come ad esempio tastatori con stili multipli o con prolunghe.

4.3.2 Errori dovuti alla deriva termica

Per quanto concerne gli errori relativi al sistema tastatore dovuti alla deriva termica, essi sono di fondamentale importanza quando si adoperano tastatori multi-stilo mentre sono di secondaria importanza quando si lavora con tastatori a singolo stilo; questa differenziazione è dovuta allo stretto rapporto che c'è tra deriva termica ed *offset*. L'operazione di qualifica, infatti, quando si lavora con tastatori multi-stilo non viene eseguita solo per determinare il diametro efficace ma anche per trovare l'*offset* di ciascun elemento di contatto: suddetto *offset* è definito come la distanza, nota anche come spiazzamento ed espressa nelle tre componenti cartesiane, tra il centro della sferetta del tastatore ed un punto di riferimento comune solidale al supporto del tastatore stesso; ne consegue quindi che l'*output* restituito dalla *CMM* dopo aver effettuato una misurazione con un sistema multi-stilo è pari alla somma delle coordinate del punto esaminato e di quelle di *offset*.

Per quanto detto, l'*offset* è dunque la dimensione fisica del sistema multi-stilo, dimensioni che vengono rilevate durante la qualifica ma che poi hanno un'importanza sostanziale durante la misurazione del componente da analizzare. Ne conseguono due possibili scenari:

- La temperatura del luogo in cui si effettua la misurazione si mantiene stabile nel tempo: il sistema tastatore, non essendoci variazione di temperatura, non è affetto da errori termici;
- La temperatura del luogo in cui si effettua la misurazione varia: in questo secondo caso nasce il problema della deriva termica in quanto mentre gli *offsets*, misurati in qualifica, rimangono costanti, le dimensioni effettive invece variano proporzionalmente alla temperatura a cui si lavora.

Un possibile esempio di deriva termica relativa al tastatore è quello presentato in *Figura 28*: la distanza tra le sferette dei due stilo del tastatore (“ a ”), determinata in qualifica, può variare al variare della temperatura, influenzando quindi la misura dello spallamento interno “ d ”.

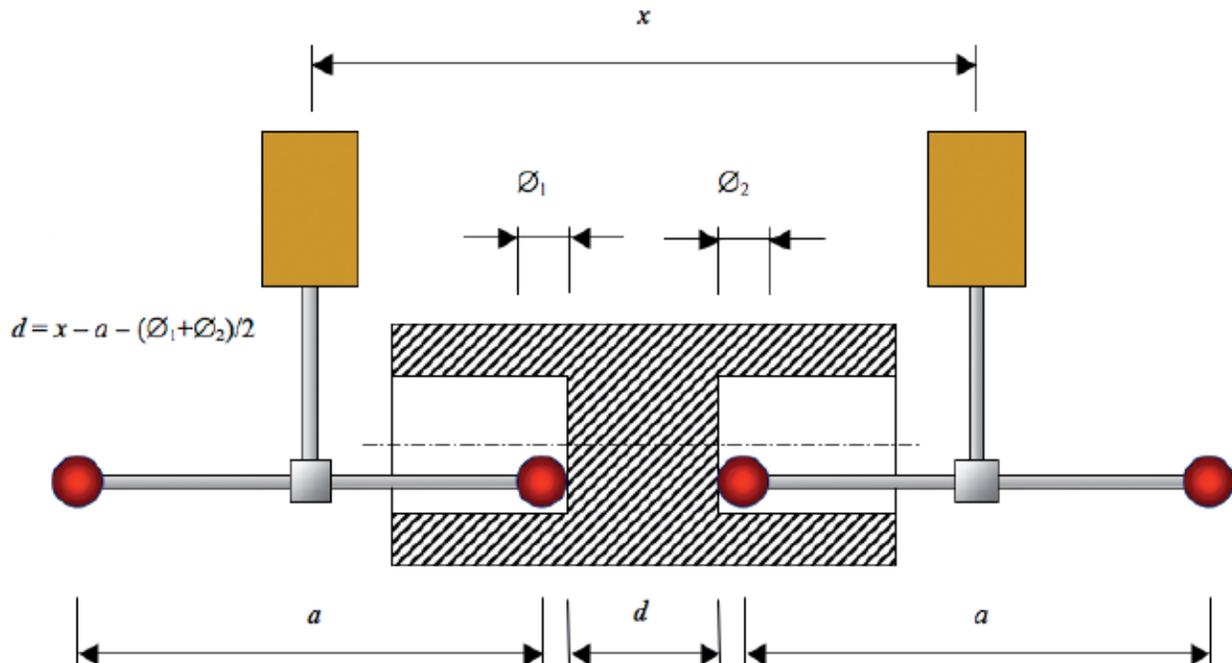


Figura 28 – Esempio di misurazione in cui la deriva termica del tastatore può influire in maniera importante sulla misura di “ d ”.

Tra tutti i componenti della macchina di misura a coordinate, lo stilo (o gli stilo nei tastatori multi-stilo) è l’elemento forse più sensibile alle variazioni di temperatura; questa sensibilità è dovuta alla capacità termica dell’elemento considerato, nel caso dello stilo solitamente metallo, e alla conseguente costante di tempo termica, ovvero il tempo impiegato dall’elemento per adattarsi ad una variazione di temperatura.

Ma quali sono le possibili variazioni di temperatura che possono influenzare le misurazioni? Principalmente sono tre e sono suddivise in base alla velocità con cui avviene questa variazione, ovvero:

- Variazioni veloci: sono le più pericolose in quanto, soprattutto in elementi con basse costanti termiche come lo stilo, possono generare variazioni di dimensioni anche in dieci/quindici minuti. Queste variazioni di temperatura possono essere causate ad esempio da un condizionatore;
- Variazioni lente: sono le variazioni giornaliere di temperatura tra il giorno e la notte;
- Variazioni lentissime: sono le variazioni stagionali di temperatura, ad esempio tra estate e inverno.

È importante sottolineare come queste variazioni di temperatura causino problemi di dilatazione termica non soltanto al sistema tastatore, come approfondito in questo sottoparagrafo, bensì anche agli altri componenti della macchina e del processo di misurazione, *in primis* al componente da esaminare.

4.3.3 Riduzione dell'influenza degli errori sulla misura finale

L'anisotropia e la deriva termica relative al sistema tastatore, come la maggior parte delle cause di errori nei processi meccanici e in particolare in quelli di misurazione, non possono essere eliminate del tutto; ne consegue che le "soluzioni" di seguito presentate vengono utilizzate nell'ottica di minimizzare gli effetti che queste problematiche precedentemente approfondite hanno sulla verifica e sulla misurazione dei componenti. Per ridurre quindi l'influenza dell'anisotropia e della deriva termica, è buona norma attenersi alle seguenti quattro linee guida:

- Analizzare gli effetti dell'anisotropia sul misurando: si deve esaminare con attenzione il componente da misurare per valutare l'effettiva influenza di una possibile anisotropia sulla rilevazione e per stimare quanto suddetta anisotropia incida sul risultato finale in modo da elaborare, qualora sia possibile, delle strategie di acquisizione dei punti volte a minimizzare gli effetti di suddetta anisotropia;
- Adottare in fase di qualifica geometrie simili a quelle che poi si devono analizzare in fase operativa: in questo modo, sia in qualifica che in fase di misurazione il tastatore viene sollecitato nelle medesime direzioni e dunque un possibile errore di anisotropia è ridotto al minimo in quanto già compensato per la direzione d'interesse grazie alla qualifica eseguita lungo la medesima direzione; tuttavia, non è sempre possibile operare in questo modo in quanto, soprattutto se il componente da analizzare è un componente complesso, è difficile che ci sia un elemento tarato da utilizzare in fase di qualifica simile a suddetto componente. Pertanto, in caso di pezzi complessi si preferisce adoperare come elemento di qualifica una sfera, visto che essa garantisce sollecitazioni in molteplici direzioni, oppure, qualora sia possibile, si opta per suddividere la misurazione in più passaggi: per ogni fase quindi, si seleziona un elemento di qualifica che sia quanto più simile possibile agli elementi facenti parte del componente che si andrà a studiare (siano essi sferici, ad anello, quadrati o altro); nel caso in cui non si avessero a disposizione elementi tarati di forme differenti si può utilizzare la sola sfera di azzeramento, andandola però a tastare solo in alcune specifiche direzioni d'interesse, in base alla forma del misurando e alle direzioni d'interesse per cui andare ad approfondire l'anisotropia. Quest'ultima soluzione presentata è spesso quella maggiormente adottata in quanto, oltre alla problematica sopra esposta per cui non sempre si hanno campioni tarati di forme differenti, alcuni *software* impongono che la qualifica venga effettuata unicamente con una sfera di azzeramento e non con altre geometrie;
- Effettuare un cospicuo numero di qualifiche: l'operazione di qualifica è di fondamentale importanza per ottenere una misurazione accurata in quanto permette di ridurre al minimo gli errori di anisotropia e deriva termica; soprattutto per scongiurare quest'ultimo tipo di errore è consigliato effettuare molteplici qualifiche durante l'analisi di un singolo componente in quanto l'effetto della temperatura è praticamente nullo subito dopo la qualifica ma cresce, anche molto repentinamente se nel frattempo viene acceso un impianto di condizionamento dell'aria, con il passare del tempo. Come già detto dunque, per scongiurare questo tipo di errori è consigliato sempre effettuare un numero congruo di qualifiche, in particolare quando il processo di misura richiede molto tempo o quando il sistema tastatore presenta uno stilo molto lungo e/o viene realizzato con un sistema di rilevazione multi-stilo;

- Stimare gli errori previsti: per quanto concerne l'errore collegato all'anisotropia, ovvero l'errore di forma, esso riguarda prettamente il sistema tastatore ed effettuare una stima coerente permette non solo di stimare l'incertezza ma anche di evidenziare eventuali altri problemi, come ad esempio una scheggiatura sull'elemento di contatto, che si traducono in errori di forma ben più grandi di quelli attesi. In ambito di errori legati alla deriva termica invece può essere utile realizzare due misurazioni ulteriori rispetto a quella effettiva, una precedente ed una successiva, per evidenziare la direzione in cui tende la deriva del sistema stilo in base a quella del centro dell'elemento di contatto.

Si può dunque concludere che, come detto, queste due tipologie di errori non possono essere annullate completamente ma possono almeno essere minimizzate, grazie all'utilizzo appropriato dell'operazione di qualifica, e stimate, in modo da prevederne gli effetti e gli sviluppi e decidere al meglio quando e se provvedere ad una qualifica ulteriore.

5. Cicli di misura

L'obiettivo principale dell'attività di tirocinio svolta, nonché l'argomento primario dell'elaborato, ricordiamo essere quello di analizzare le tolleranze di posizione relative ad una piastra forata (*Capitolo 2, Figura 10*), in particolare quelle relative al *pattern* di fori e al foro centrale che la caratterizzano. In questo capitolo si va dunque a spiegare e ad analizzare passaggio per passaggio l'intero processo di misurazione effettuato sulla piastra in esame.

Nel prosieguo della trattazione si farà riferimento ai vari fori presenti sulla piastra in accordo con la nomenclatura e la numerazione indicate in *Figura 29*.

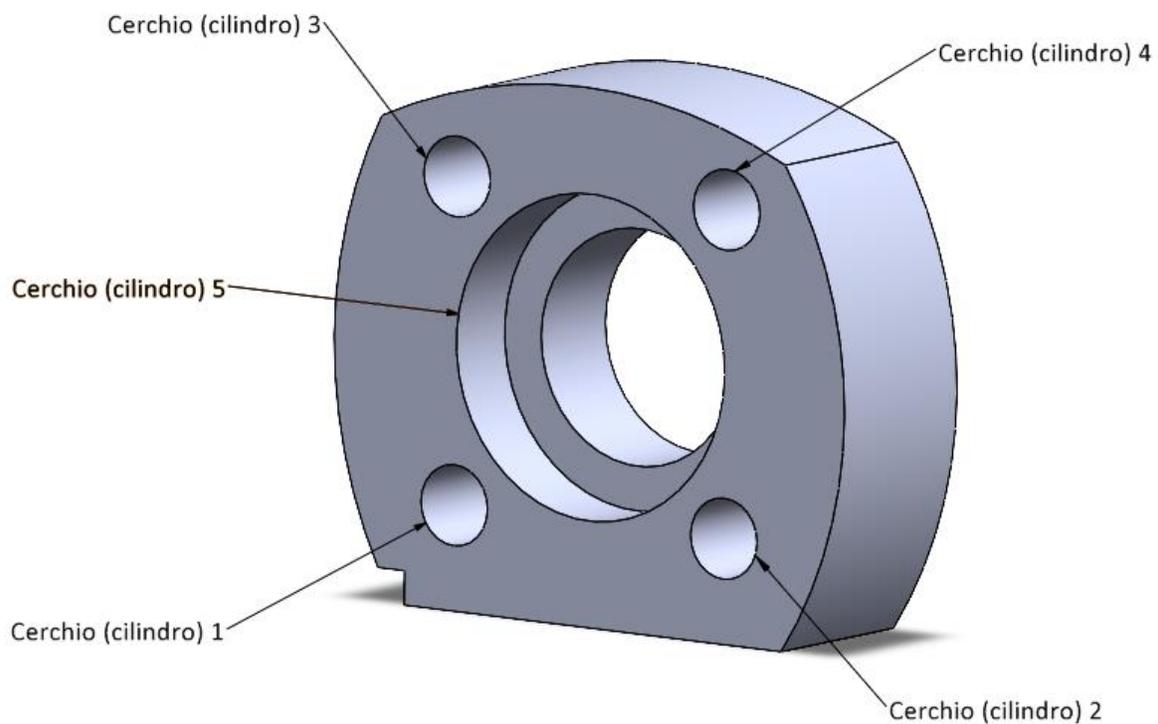


Figura 29 – Piastra forata con la numerazione dei singoli fori valida nel seguito della trattazione. La nomenclatura “cerchio (cilindro)” è alternativa ed è dovuta ai differenti metodi di misura, illustrati di seguito nel Sottoparagrafo 5.1.1.

5.1 Misure preliminari e concetti teorici

Per procedere con l'analisi e la verifica delle tolleranze di posizione relative ai fori della piastra in esame il primo passo da compiere è quello di decidere come misurare suddetti fori. Le opzioni possibili saranno molteplici, quelle analizzate nei seguenti sottoparagrafi sono le scelte più comunemente adoperate.

5.1.1 Metodi per la misurazione di un foro con una CMM

In primo luogo, si deve decidere come misurare materialmente i fori del componente in esame tramite l'utilizzo della macchina di misura; si è scelto di effettuare questa misurazione con i seguenti due metodi:

- Misura del foro come cerchio: si misura un cerchio ad un'altezza qualsiasi del foro, solitamente il baricentro, prendendo tre punti sulla sua superficie in modo che poi *PC-DMIS* possa ricostruire il cerchio desiderato e la posizione del relativo centro, per determinarne quindi il raggio, tramite differenti modalità selezionabili dall'utente (*Sottoparagrafo 5.1.2*); prolungando poi questo cerchio per tutta l'altezza del foro si ottiene dunque l'elemento desiderato. Questo metodo è il più veloce per ottenere le dimensioni di un foro, in quanto richiede la misurazione di un singolo cerchio, ma è anche il meno preciso, in quanto solitamente passando dalla sommità alla base di un foro (3D) la successione di cerchi (2D) che vanno a formare suddetto foro non è mai perfettamente allineata e anzi, è praticamente sempre soggetta ad un disassamento, più o meno marcato; questo metodo potrebbe far quindi nascere dei problemi in fase di accoppiamento albero-foro, in quanto non tiene conto del disassamento lungo l'altezza del foro, poiché un qualsiasi perno, per poter essere inserito correttamente nel foro, dovrà essere di dimensioni tanto più piccole rispetto a quelle del foro quanto maggiore è questo disassamento. Questa casistica è descritta in *Figura 30* in cui il disassamento è accentuato per evidenziare al meglio il problema;

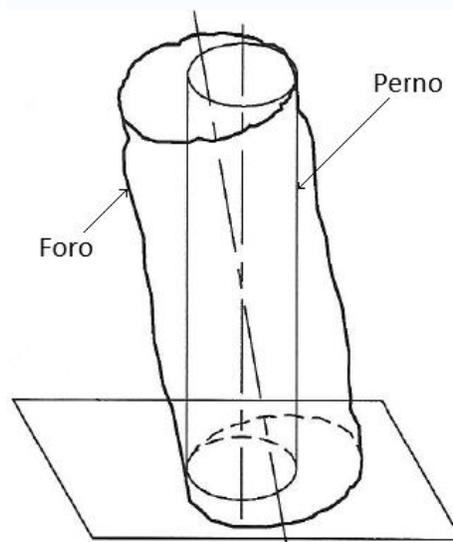


Figura 30 – Problema del disassamento quando si misura un foro come cerchio.

- Misura del foro come cilindro: per ovviare al problema esposto al punto precedente, la misura del foro come cilindro prevede la misurazione di due cerchi differenti, a due altezze differenti, in modo da tener conto di un possibile disassamento del foro. Nel nostro caso, essendo i fori del *pattern* profondi 35 mm , si è scelto di misurare due cerchi rispettivamente all'altezza di 2 mm e di 30 mm ; un'altra possibile opzione è quella di misurare i due cerchi in modo tale che il primo risulti essere in prossimità di una delle due facce del componente mentre il secondo sia a metà altezza del foro. Comunque sia, misurati questi due cerchi essi vengono poi proiettati sul piano di riferimento *A*, ad altezza nulla, e dai punti relativi a suddetti cerchi si ricava una terza circonferenza il cui raggio verrà dunque assunto come raggio del cilindro che si desidera misurare; questo terzo cerchio, che per quanto detto sarà dunque l'area di base del nostro cilindro, può essere ottenuto dall'elaborazione dei punti proiettati sul piano *A* in accordo con varie metodologie, descritte in dettaglio nel *Sottoparagrafo 5.1.2*. Si noti come questo secondo metodo, seppur più dispendioso a livello di tempistiche poiché prevede la misurazione di più circonferenze, garantisca una precisione migliore nella misurazione dei fori in quanto tiene conto anche dell'altezza dell'elemento in esame.

In accordo con quanto detto dunque, solitamente il primo dei due metodi esposti, quello di misura del foro come cerchio, viene adoperato per una prima stima delle dimensioni con cui si sta lavorando mentre invece il secondo metodo, quello di misura del foro come cilindro con i suoi sviluppi, viene adoperato per avere valori più precisi e tolleranze più strette.

5.1.2 Metodi per la ricostruzione di un cerchio (e per l'allineamento *best-fit*) in PC-DMIS

A partire dai punti presi in accordo con le differenti metodologie descritte nel *Sottoparagrafo 5.1.1*, il *software PC-DMIS* permette all'utente di ricostruire il rispettivo cerchio e, prolungando suddetto cerchio per l'altezza impostata (35 mm nel caso in esame), il foro ad esso associato. Quest'operazione di ricostruzione può avvenire principalmente in cinque modi differenti, tutti citati di seguito; di questi cinque metodi si dettagliano maggiormente le spiegazioni soltanto dei primi due in quanto essi verranno in seguito effettivamente adoperati:

- Cerchio ai minimi quadrati: con questo metodo si ottiene un cerchio la cui media dei quadrati delle distanze radiali dai punti tastati è minima. La radice quadrata di questa quantità è il valore quadratico medio, meglio noto con l'acronimo inglese *RMS (Root Mean Square)*, della distanza; poiché questo valore di distanza *RMS* è una media, alcuni punti possono risultare più lontani dal cerchio calcolato rispetto al valore di suddetta distanza *RMS*; in sostanza quindi l'algoritmo su cui si basa questa prima ricostruzione serve a minimizzare l'errore quadratico medio. Questo metodo è consigliato quando si desidera individuare i problemi relativi al processo di lavorazione e quando si vuole applicare il *reverse engineering* ad un componente, ovvero quando a partire dal pezzo da analizzare si vogliono ricostruire le sue caratteristiche in modo da crearne una rappresentazione 3D da ottimizzare e su cui poi andare a lavorare. La ricostruzione ai minimi quadrati è inoltre il metodo di *default* adoperato dal *software PC-DMIS* per ricavare cerchi e cilindri a partire dai punti tastati;

- Cerchio con separazione minima (o Min/Max): la circonferenza ottenuta con questo secondo approccio è una via di mezzo tra i due cerchi concentrici contenenti i punti misurati in cui la differenza dei relativi raggi è la minore possibile. È conosciuto anche come metodo Min/Max in quanto questo criterio sfrutta la formula Min/Max per ridurre al minimo l'errore massimo (o la deviazione) tra i punti tastati e la circonferenza ottenuta; l'errore Min/Max è dunque pari alla metà della separazione minima e nessun punto tastato giace oltre suddetto errore. È bene sottolineare come questa tipologia di ricostruzione sia molto sensibile alle incertezze, basta infatti un solo elemento misurato in maniera approssimativa e scadente per compromettere gravemente i risultati dell'intera operazione di verifica. La ricostruzione del cerchio con separazione minima viene adoperata solitamente quando si desidera valutare le tolleranze di posizione;
- Cerchio minimo circoscritto: con questo metodo viene calcolato un cerchio che racchiude al suo interno tutti i dati raccolti, ovvero i punti misurati. Questa tipologia di calcolo non viene utilizzata per il caso in esame in quanto essa è consigliata quando si misura un perno da accoppiamento e restituisce il foro minimo all'interno del quale suddetto perno rientra;
- Cerchio massimo inscritto: con questo metodo viene generato un cerchio contenuto all'interno dei dati raccolti, ovvero dei punti tastati, il cui diametro è il più grande possibile. In questo caso il *software* calcola prima un cerchio circoscritto minimo e richiede successivamente che il centro del cerchio inscritto massimo ricada all'interno di suddetto centro. Questa operazione può essere utilizzata per un foro che richiede un perno di accoppiamento e restituisce un cerchio con il diametro del perno più grande che rientra nel foro;
- Cerchio a raggio fisso: con questo metodo si genera un cerchio con un determinato diametro posizionato in modo da minimizzare la distanza radiale tra i punti misurati ed il cerchio ottenuto. Questo metodo è simile al secondo, quello della separazione minima, eccezion fatta per il fatto che in questo caso il diametro si conosce in anticipo e dunque il raggio non potrà variare.

Nel seguito della trattazione viene adoperata solo la ricostruzione ai minimi quadrati in quanto è il metodo più comunemente adottato ed anche quello adoperato di *default* dal *software*.

Inoltre, si sottolinea come i primi due metodi di ricostruzione appena esposti (minimi quadrati e separazione minima), con annessa la logica che vi è dietro e le rispettive modalità di funzionamento ed applicazione, vengono adoperati anche per realizzare l'allineamento manuale (*best-fit*) in ambito di quotatura, approfondito nel *Sottoparagrafo 5.1.3*.

5.1.3 Metodi per il controllo delle tolleranze di posizione su *PC-DMIS*

Ottenuti dunque i fori tramite l'utilizzo del *software*, a partire dai punti tastati dalla macchina e dai cerchi ricostruiti come appena illustrato, si passa ora ad illustrare come vengono trattate le tolleranze di posizione, sempre tramite l'ausilio di *PC-DMIS*. Per impostare delle specifiche tolleranze di posizione al pezzo in esame, da verificare poi in seguito, è possibile seguire tre strade differenti:

- Impostare le tolleranze di posizione direttamente con *PC-DMIS*, nella finestra di dialogo apposita, andando a selezionare volta per volta gli elementi d'interesse e a scrivere manualmente i valori di tolleranza desiderati;

- Importare le tolleranze di posizione dal relativo *file CAD* del componente in esame;
- Importare le tolleranze di posizione da un *file*, ad esempio un *file* in formato *pdf*, tramite riconoscimento ottico dei caratteri.

Il primo metodo risulta essere il più semplice ma allo stesso tempo quello più dispendioso in termini di tempo in quanto comporta una scrittura “manuale” delle singole tolleranze per ogni elemento d’interesse; con il secondo e con il terzo metodo invece, entrambi di più recente introduzione, l’acquisizione dei dati relativi alle tolleranze è immediato o comunque molto più rapido del precedente in quanto essi vengono salvati dal programma direttamente insieme al *file CAD* del componente (se si sceglie di optare per la seconda soluzione) oppure con un unico passaggio aggiuntivo (se si sceglie invece la terza soluzione che prevede l’importazione di un ulteriore *file* in cui sono presenti le tolleranze in esame). Durante l’attività in azienda è stato sfruttato il secondo di questi tre metodi esposti, ovvero la lettura delle tolleranze direttamente da *file CAD*. Un possibile problema con gli ultimi due metodi, riscontrato inizialmente anche durante l’attività svolta, può nascere in caso di mancata compatibilità tra i programmi con cui viene realizzato il *file* da leggere (sia esso un programma di disegno/progettazione oppure un più semplice programma di lettura documenti) e *PC-DMIS*; tuttavia le più recenti versioni del *software* prevedono compatibilità con tutte le versioni, più o meno recenti, di entrambe le categorie di programmi sopracitati e dunque l’iniziale difficoltà è stata agevolmente superata.

Importate le tolleranze imposte al componente in esame, ci occupiamo ora dell’effettivo controllo di queste tolleranze. Vi sono due possibili opzioni da scegliere per andare ad analizzare e controllare i valori di suddette tolleranze, ovvero:

- Analisi delle tolleranze di posizione tramite il metodo *GD&T*: scegliendo questa prima opzione il programma verifica il rispetto delle tolleranze geometriche a partire dai riferimenti presi (ad esempio per il *pattern* in esame i riferimenti sono *A, B, C*, si ricordi la *Figura 11, Capitolo 2*, oppure il solo riferimento *A*), ovvero simulando di bloccare il componente con suddetti riferimenti ed andando a quantificare il valore delle eventuali deviazioni in base ad essi. Una volta fissato il pezzo, il calcolo delle tolleranze avviene in accordo con le normative vigenti (*ASME Y14.5* oppure, come nel nostro caso, *ISO 1101*);
- Analisi delle tolleranze di posizione tramite il metodo *legacy*: con questa seconda opzione viene invece richiesto all’operatore di realizzare una nuova modalità di allineamento, denominata *best-fit* in quanto si andranno ad ottimizzare le misure in base alle informazioni date in *input* dall’utente, su cui basare poi le operazioni di verifica del componente in esame; più nel dettaglio, l’allineamento *best-fit* è un allineamento che genera una corrispondenza tra una serie di punti misurati appartenenti agli elementi considerati in modo che essi siano il più vicino possibile alla loro controparte teorica (o alla loro posizione nominale). La finestra di dialogo di *PC-DMIS* che permette di realizzare un allineamento di tipo *best-fit* è illustrata in *Figura 31*: sulla sinistra è presente il riquadro, denominato “*DOF*”, che permette di selezionare quali gradi di libertà bloccare per l’allineamento che si desidera realizzare e se quest’ultimo debba essere 2D o 3D; sulla destra invece sono presenti due riquadri, il primo che permette di scegliere il metodo più opportuno per realizzare l’allineamento, il secondo per impostare eventualmente un numero di iterazioni da ripetere prima di registrare il risultato migliore. L’allineamento *best-fit* che si è deciso di attuare nel seguito della trattazione è un allineamento 3D che blocca le traslazioni lungo gli assi *x* e *y* e la

rotazione intorno all'asse z, eseguito senza iterazioni e per due volte, la prima seguendo il metodo dei minimi quadrati, la seconda quello con separazione minima (Min/Max).

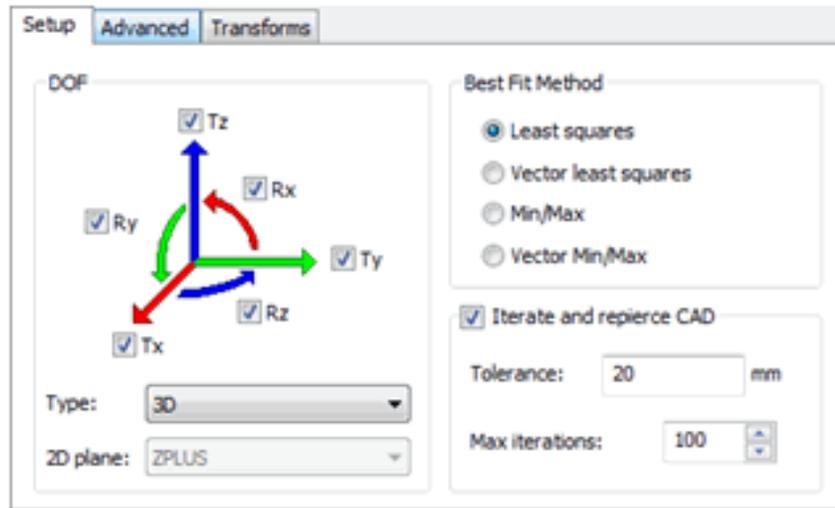


Figura 31 – Finestra di dialogo di PC-DMIS inerente all'allineamento best-fit.

Una volta stabilita la modalità di allineamento, si può dunque procedere con la verifica delle tolleranze: con questo secondo metodo si va dunque a controllare la *true position*, ovvero la posizione reale, dell'elemento in esame rispetto al tipo di allineamento impostato dall'utente e si verifica di quanto essa eventualmente differisca dalla posizione teorica (o nominale).

Presentati dunque questi due metodi di controllo delle tolleranze, è importante sottolineare come il criterio *GD&T* sia stato introdotto solo con le versioni più recenti di *PC-DMIS*: fino a qualche anno fa, infatti, non era possibile misurare in automatico le tolleranze a partire da un sistema di riferimento preimpostato bensì si doveva ricorrere obbligatoriamente all'allineamento "manuale", ovvero al criterio *legacy*, e limitarsi dunque a verificare la *true position* degli elementi, senza poter dunque analizzare le tolleranze geometriche per come sono intese attualmente. Nel dettaglio, il metodo di verifica *legacy* oltre ad essere più dispendioso in termini di tempo, in quanto richiede di realizzare un secondo allineamento in aggiunta a quello iniziale per localizzare il componente (Sottoparagrafo 3.2.2), è anche in generale meno preciso rispetto al metodo *GD&T*, in quanto agisce su dei punti ottimizzati tramite uno dei metodi di *best-fit* precedentemente citati. Durante l'attività in azienda si è scelto di realizzare dei controlli con entrambi i criteri indicati, sia *GD&T* che *legacy*, per poterli mettere a confronto al meglio.

5.2 Misurazioni effettuate

Si passa a questo punto a descrivere la serie di misurazioni effettuate per il controllo delle tolleranze di posizione sulla piastra forata in esame. Suddette misurazioni sono state effettuate due volte: la prima serie di dati (denominata “Prova 1”) è stata registrata subito dopo l’operazione di qualifica del tastatore mentre invece la seconda (denominata “Prova 2”) è stata registrata senza effettuare l’operazione di qualifica; questa scelta di non eseguire la qualifica prima delle seconde misurazioni è stata fatta per evidenziare eventuali variazioni presenti nel caso in cui non si dovesse effettuare quest’importante operazione preliminare.

La successione di misurazioni effettuate per il controllo delle tolleranze relative al *pattern* di quattro fori è dunque la seguente:

- Controllo con il metodo *GD&T*:
 - Senza modificatore:
 - Foro analizzato come cerchio ricostruito con il metodo dei minimi quadrati:
 - ❖ Rispetto ai riferimenti *A, B, C* (tolleranza 0.5 mm):
 - Fori analizzati come *pattern*;
 - Fori analizzati singolarmente.
 - ❖ Rispetto al solo riferimento *A* (tolleranza 0.3 mm):
 - Fori analizzati come *pattern*.
 - Foro analizzato come cilindro ricostruito con il metodo dei minimi quadrati:
 - ❖ Rispetto ai riferimenti *A, B, C* (tolleranza 0.5 mm):
 - Fori analizzati come *pattern*;
 - Fori analizzati singolarmente.
 - ❖ Rispetto al solo riferimento *A* (tolleranza 0.3 mm):
 - Fori analizzati come *pattern*.
 - Con modificatore di massimo materiale:
 - Foro analizzato come cerchio ricostruito con il metodo dei minimi quadrati:
 - ❖ Rispetto ai riferimenti *A, B, C* (tolleranza 0.5 mm):
 - Fori analizzati come *pattern*;
 - Fori analizzati singolarmente.
 - ❖ Rispetto al solo riferimento *A* (tolleranza 0.3 mm):
 - Fori analizzati come *pattern*.
 - Foro analizzato come cilindro ricostruito con il metodo dei minimi quadrati:
 - ❖ Rispetto ai riferimenti *A, B, C* (tolleranza 0.5 mm):
 - Fori analizzati come *pattern*;
 - Fori analizzati singolarmente.
 - ❖ Rispetto al solo riferimento *A* (tolleranza 0.3 mm):
 - Fori analizzati come *pattern*.
- Controllo con il metodo *legacy* (tolleranza 0.3 mm):
 - Allineamento *best-fit* con il metodo dei minimi quadrati:
 - Foro analizzato come cerchio ricostruito con i minimi quadrati:
 - ❖ Senza modificatore;

- ❖ Con modificatore di massimo materiale.
- Foro analizzato come cilindro ricostruito con i minimi quadrati:
 - ❖ Senza modificatore;
 - ❖ Con modificatore di massimo materiale.
- Allineamento *best-fit* con il metodo con separazione minima (Min/Max):
 - Foro analizzato come cerchio ricostruito con i minimi quadrati:
 - ❖ Senza modificatore;
 - ❖ Con modificatore di massimo materiale.
 - Foro analizzato come cilindro ricostruito con i minimi quadrati:
 - ❖ Senza modificatore;
 - ❖ Con modificatore di massimo materiale.

Terminata l'analisi del *pattern* di fori, si è infine passati ad analizzare il foro centrale che presenta un diametro nominale pari a 60.5 mm ; per lo studio di questo ulteriore foro in alcune misurazioni si è scelto come riferimento il *pattern* verificato in precedenza (D). La sequenza di misurazioni effettuate in questo caso è la seguente:

- Controllo con il metodo *GD&T*:
 - Senza modificatore:
 - Foro analizzato come cerchio ricostruito con il metodo dei minimi quadrati:
 - ❖ Rispetto ai riferimenti A, D (tolleranza 0.5 mm);
 - ❖ Rispetto al solo riferimento A (tolleranza 0.3 mm).
 - Foro analizzato come cilindro ricostruito con il metodo dei minimi quadrati:
 - ❖ Rispetto ai riferimenti A, D (tolleranza 0.5 mm);
 - ❖ Rispetto al solo riferimento A (tolleranza 0.3 mm);
 - Con modificatore di massimo materiale applicato sia alla tolleranza che al riferimento D :
 - Foro analizzato come cerchio ricostruito con il metodo dei minimi quadrati:
 - ❖ Rispetto ai riferimenti A, D (tolleranza 0.5 mm);
 - ❖ Rispetto al solo riferimento A (tolleranza 0.3 mm).
 - Foro analizzato come cilindro ricostruito con il metodo dei minimi quadrati:
 - ❖ Rispetto ai riferimenti A, B, C (tolleranza 0.5 mm);
 - ❖ Rispetto al solo riferimento A (tolleranza 0.3 mm).
- Controllo con il metodo *legacy* (tolleranza 0.3 mm):
 - Allineamento *best-fit* con il metodo dei minimi quadrati:
 - Foro analizzato come cerchio ricostruito con i minimi quadrati:
 - ❖ Senza modificatore;
 - ❖ Con modificatore di massimo materiale.
 - Foro analizzato come cilindro ricostruito con i minimi quadrati:
 - ❖ Senza modificatore;
 - ❖ Con modificatore di massimo materiale.
 - Allineamento *best-fit* con il metodo con separazione minima (Min/Max):
 - Foro analizzato come cerchio ricostruito con i minimi quadrati:
 - ❖ Senza modificatore;
 - ❖ Con modificatore di massimo materiale.

- Foro analizzato come cilindro ricostruito con i minimi quadrati:
 - ❖ Senza modificatore;
 - ❖ Con modificatore di massimo materiale.

Prima di riportare i risultati numerici ottenuti, è bene sottolineare alcuni aspetti dell'analisi svolta, in modo da poterne meglio comprendere gli esiti:

- Nell'elenco di misurazioni effettuate si può osservare come le stime relative ai quattro fori ottenute con il metodo *GD&T* siano state effettuate sia rispetto ai tre riferimenti principali (*A*, *B*, *C*) che rispetto al solo riferimento primario (*A*), ma cosa cambia passando da una casistica all'altra? Nel primo caso, in cui sono presenti tutti e tre i riferimenti, la zona di tolleranza verificata ha un orientamento e una localizzazione nominale rispetto ad ognuno dei tre riferimenti indicati; nel secondo caso invece, quando è indicato solo il riferimento primario e la tolleranza è riferita a più di un elemento (nel nostro caso un *pattern* di quattro fori), *PC-DMIS* esegue un'ottimizzazione che adatta simultaneamente ed in modo proporzionale nelle rispettive zone di tolleranza tutti gli elementi facenti parte del *pattern* in esame: ciò garantisce che, per quanto possibile, tutti gli elementi controllati siano adattati nelle rispettive zone di tolleranza. In altre parole, quando sono presenti tutti e tre i riferimenti viene effettuato il classico controllo, provvedendo preventivamente ad orientare, localizzare e bloccare il componente nell'ordine rispetto al riferimento primario, secondario e terziario; quando invece viene adoperato solo un riferimento il pezzo in esame non riesce ad essere bloccato ma viene solo orientato rispetto ad *A* e poi il *software* provvede a realizzare un adattamento delle zone di tolleranza: in pratica, la prima tipologia di controllo è "più stringente" e più precisa, in quanto tiene conto di tre riferimenti, mentre invece la seconda tipologia è meno precisa poiché controlla solo l'orientamento del componente mentre il *software* sopperisce alla mancanza degli altri due riferimenti tramite ottimizzazione. Questa procedura può essere utile quando le posizioni reciproche dei fori facenti parte del *pattern* analizzato non sono importanti mentre invece è sconsigliata quando suddette posizioni sono da tenere in conto; per illustrare al meglio quest'ultimo concetto si faccia riferimento alla *Figura 32*, in cui si controlla un *pattern* di tre fori rispetto al solo riferimento *A*.

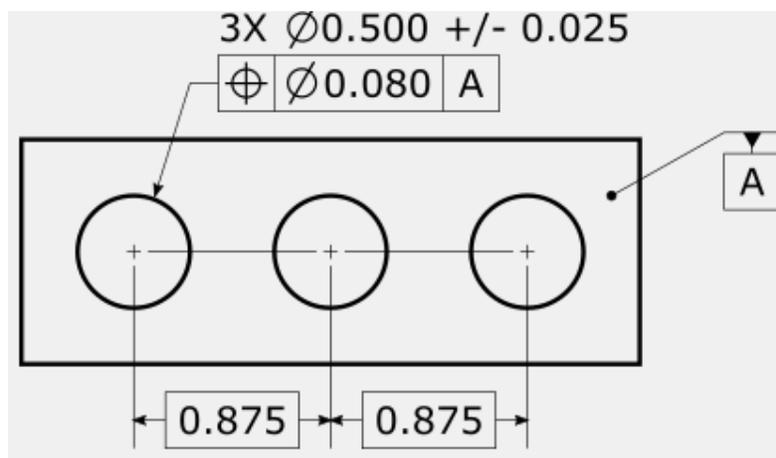


Figura 32 – Esempio di quotatura di un *pattern* rispetto al solo riferimento primario.

In base a quanto affermato precedentemente, la verifica così effettuata è realizzata solo in base al riferimento primario, senza tener conto della posizione reciproca dei tre fori a patto che essi rispettino tra loro la distanza di 0.875 mm . Il risultato di questo controllo è dunque rappresentato in *Figura 33*: visto l'evidente disallineamento tra i tre fori (accentuato per mostrare al meglio il concetto), appare ovvio come questo metodo sia applicabile solo in determinate casistiche, come ad esempio quando non è richiesto l'allineamento dei fori in esame ma solo il rispetto del reciproco interesse.



Figura 33 – Possibile componente reale frutto della quotatura vista in Figura 32.

In base a quanto detto finora sulle differenze tra i due metodi di misurazione, è stato dunque deciso di assegnare alla zona di tolleranza un valore di 0.5 mm quando il controllo viene effettuato con tre riferimenti, ovvero quando la verifica è più complessa e precisa (gli errori rilevati saranno di maggior entità), e di 0.3 mm quando il controllo viene effettuato con un unico riferimento, ovvero quando la verifica è più rapida e meno precisa (gli errori rilevati saranno di minor entità);

- Un'ulteriore precisazione è bene farla riguardo alla scelta del metodo con il quale analizzare i fori, ovvero se studiarli come *pattern* unico o come singoli fori: quando si studia la prima casistica, ovvero il *pattern* unico, sono di fondamentale importanza le posizioni reciproche tra i vari fori mentre invece quando si analizza la seconda casistica la posizione reciproca non viene considerata. Pertanto, durante le analisi effettuate rispetto al solo riferimento A non viene studiato il componente analizzando i singoli fori ma solo il *pattern* in quanto, non essendo il pezzo bloccato dai tre riferimenti abituali e non essendoci neanche il *pattern* sul quale eseguire l'ottimizzazione delle zone di tolleranza, la soluzione della prima casistica risulterebbe banale (ovvero tutti i fori in tolleranza e deviazione nulla rispetto alla posizione teorica indicata dal disegno, come accade per il foro centrale);
- L'ultimo chiarimento riguarda invece il metodo *legacy* ed in particolare il perché con esso si è deciso di imporre un valore di tolleranza pari a 0.3 mm . Questa scelta è dovuta al fatto che con questo criterio si controlla la *true position* dei fori in seguito ad un allineamento *best-fit*, effettuato in base ai dati inseriti in *input* dall'utente (*Sottoparagrafo 5.1.3*): si può dunque facilmente notare un'analogia tra questo metodo e quello *GD&T* con un unico riferimento in quanto entrambi presentano un'ottimizzazione delle misure ed il controllo della posizione reale (quest'analogia è meglio evidenziata nel *Paragrafo 5.3* con i risultati numerici). Data questa somiglianza tra i due metodi, si è scelto dunque di utilizzare anche per il metodo *legacy* una tolleranza più stretta.

5.3 Risultati numerici

Nelle pagine seguenti vengono prima riportati in forma tabellare i risultati numerici delle verifiche effettuate sulla piastra forata con l'ausilio della macchina di misura e del *software PC-DMIS* e poi, a valle delle tabelle, vengono presentate alcune considerazioni inerenti ai valori ricavati. Si tenga presente che i risultati calcolati senza modificatore sono quelli indicati dalla voce "*RFS*", acronimo che sta per *Regardless of Feature Size* (traducibile in italiano come "qualunque sia la dimensione dell'elemento considerato"), mentre quelli calcolati con l'utilizzo del modificatore di massimo materiale sono indicato con l'acronimo *MMC*.

Per le prove eseguite con il metodo *GD&T* i dati presentati saranno nell'ordine prima quelli relativi alle dimensioni dei diametri dei vari elementi misurati, sia il *pattern* che in seguito il solo foro centrale, e successivamente quelli relativi alle rispettive tolleranze (nell'ordine indicato al *Paragrafo 5.2*); per quanto concerne invece le prove effettuate con il metodo *legacy* queste due misurazioni di tolleranza, dimensionali e geometriche, sono riassunte in un'unica tabella. Inoltre, sempre nelle tabelle che riportano i risultati vengono evidenziati in verde gli elementi risultati "in tolleranza" mentre invece in rosso gli elementi riscontrati "fuori tolleranza". L'unità di misura dei valori indicati, non riportata in tabella per brevità, è sempre il millimetro.

5.3.1 Risultati della Prova 1

I primi valori riportati sono quelli relativi al *pattern* della *Prova 1* che ricordiamo essere stata eseguita subito dopo l'operazione di qualifica del tastatore.

Ø Elemento	Dimensione	Ø Elemento	Dimensione
Cerchio teorico	15	Cilindro teorico	15
Tolleranza	0.3	Tolleranza	0.3
Cerchio 1	15.058	Cilindro 1	15.045
Cerchio 2	15.045	Cilindro 2	15.042
Cerchio 3	15.104	Cilindro 3	15.104
Cerchio 4	15.063	Cilindro 4	15.061

Tabella 3 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il *pattern* di fori con il metodo GD&T ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS, Tabella 6).

Ø Elemento	Dimensione	Ø Elemento	Dimensione
Cerchio teorico	15	Cilindro teorico	15
Tolleranza	0.3	Tolleranza	0.3
Cerchio 1	15.058	Cilindro 1	15.046
Cerchio 2	15.045	Cilindro 2	15.044
Cerchio 3	15.103	Cilindro 3	15.104
Cerchio 4	15.061	Cilindro 4	15.060

Tabella 4 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il *pattern* di fori con il metodo GD&T ed il modificatore di massimo materiale (MMC, Tabella 7).

Ø Elemento	Dimensione	Ø Elemento	Dimensione
Cerchio teorico	15	Cilindro teorico	15
Tolleranza	0.3	Tolleranza	0.3
Cerchio 1	15.061	Cilindro 1	15.249
Cerchio 2	15.063	Cilindro 2	15.244
Cerchio 3	15.118	Cilindro 3	15.297
Cerchio 4	15.085	Cilindro 4	15.262

Tabella 5 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il *pattern* di fori con il metodo legacy valide per entrambi i casi, con e senza modificatore di massimo materiale (rispettivamente Tabella 9 e Tabella 8).

GD&T (pattern di fori, ABC)		Cerchi		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.5	0.370	-	-
Cerchio 2	0.5	0.742	0.242	-
Cerchio 3	0.5	1.017	0.517	-
Cerchio 4	0.5	0.982	0.482	-
GD&T (fori singoli, ABC)		Cerchi		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.5	0.370	-	-
Cerchio 2	0.5	0.742	0.242	-
Cerchio 3	0.5	1.017	0.517	-
Cerchio 4	0.5	0.982	0.482	-
GD&T (pattern di fori, A)		Cerchi		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.3	0.308	0.008	-
Cerchio 2	0.3	0.117	-	-
Cerchio 3	0.3	0.308	0.008	-
Cerchio 4	0.3	0.308	0.008	-
GD&T (pattern di fori, ABC)		Cilindri		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.5	0.370	-	-
Cilindro 2	0.5	0.743	0.243	-
Cilindro 3	0.5	1.174	0.674	-
Cilindro 4	0.5	1.233	0.733	-
GD&T (fori singoli, ABC)		Cilindri		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.5	0.370	-	-
Cilindro 2	0.5	0.743	0.243	-
Cilindro 3	0.5	1.174	0.674	-
Cilindro 4	0.5	1.233	0.733	-
GD&T (pattern di fori, A)		Cilindri		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.3	0.477	0.177	-
Cilindro 2	0.3	0.208	-	-
Cilindro 3	0.3	0.477	0.177	-
Cilindro 4	0.3	0.477	0.177	-

Tabella 6 – Valori di tolleranza (geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo GD&T ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS).

GD&T (pattern di fori, ABC)		Cerchi		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.5	0.371	-	0.358
Cerchio 2	0.5	0.749	-	0.345
Cerchio 3	0.5	1.020	0.117	0.403
Cerchio 4	0.5	0.986	0.125	0.361
GD&T (fori singoli, ABC)		Cerchi		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.5	0.371	-	0.358
Cerchio 2	0.5	0.749	-	0.345
Cerchio 3	0.5	1.020	0.117	0.403
Cerchio 4	0.5	0.986	0.125	0.361
GD&T (pattern di fori, A)		Cerchi		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.3	0.307	-	0.358
Cerchio 2	0.3	0.158	-	0.345
Cerchio 3	0.3	0.329	-	0.403
Cerchio 4	0.3	0.310	-	0.361
GD&T (pattern di fori, ABC)		Cilindri		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.5	0.406	-	0.346
Cilindro 2	0.5	0.763	-	0.344
Cilindro 3	0.5	1.232	0.328	0.404
Cilindro 4	0.5	1.357	0.497	0.360
GD&T (fori singoli, ABC)		Cilindri		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.5	0.406	-	0.346
Cilindro 2	0.5	0.763	-	0.344
Cilindro 3	0.5	1.232	0.328	0.404
Cilindro 4	0.5	1.357	0.497	0.360
GD&T (pattern di fori, A)		Cilindri		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.3	0.587	-	0.346
Cilindro 2	0.3	0.387	-	0.344
Cilindro 3	0.3	0.643	-	0.404
Cilindro 4	0.3	0.602	-	0.360

Tabella 7 – Valori di tolleranza (geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo GD&T ed il modificatore di massimo materiale (MMC).

Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cerchi			RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 1	Diametro	0.3	0.061	-	-
	Posizione reale	0.3	0.411	0.111	
Cerchio 2	Diametro	0.3	0.063	-	-
	Posizione reale	0.3	0.060	-	
Cerchio 3	Diametro	0.3	0.118	-	-
	Posizione reale	0.3	0.173	-	
Cerchio 4	Diametro	0.3	0.085	-	-
	Posizione reale	0.3	0.216	-	
Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cilindri			RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 1	Diametro	0.3	0.249	-	-
	Posizione reale	0.3	0.597	0.297	
Cilindro 2	Diametro	0.3	0.244	-	-
	Posizione reale	0.3	0.223	-	
Cilindro 3	Diametro	0.3	0.297	-	-
	Posizione reale	0.3	0.316	0.016	
Cilindro 4	Diametro	0.3	0.262	-	-
	Posizione reale	0.3	0.409	0.109	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cerchi			RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 1	Diametro	0.3	0.061	-	-
	Posizione reale	0.3	0.308	0.008	
Cerchio 2	Diametro	0.3	0.063	-	-
	Posizione reale	0.3	0.117	-	
Cerchio 3	Diametro	0.3	0.118	-	-
	Posizione reale	0.3	0.308	0.008	
Cerchio 4	Diametro	0.3	0.085	-	-
	Posizione reale	0.3	0.308	0.008	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cilindri			RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 1	Diametro	0.3	0.249	-	-
	Posizione reale	0.3	0.491	0.191	
Cilindro 2	Diametro	0.3	0.244	-	-
	Posizione reale	0.3	0.225	-	
Cilindro 3	Diametro	0.3	0.297	-	-
	Posizione reale	0.3	0.432	0.132	
Cilindro 4	Diametro	0.3	0.262	-	-
	Posizione reale	0.3	0.518	0.218	

Tabella 8 – Valori di tolleranza (dimensionale e geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo legacy ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS).

Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cerchi			MMC
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 1	Diametro	0.3	0.061	-	0.061
	Posizione reale	0.3	0.411	0.050	
Cerchio 2	Diametro	0.3	0.063	-	0.063
	Posizione reale	0.3	0.060	-	
Cerchio 3	Diametro	0.3	0.118	-	0.118
	Posizione reale	0.3	0.173	-	
Cerchio 4	Diametro	0.3	0.085	-	0.085
	Posizione reale	0.3	0.216	-	
Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cilindri			MMC
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 1	Diametro	0.3	0.249	-	0.249
	Posizione reale	0.3	0.597	0.048	
Cilindro 2	Diametro	0.3	0.244	-	0.244
	Posizione reale	0.3	0.223	-	
Cilindro 3	Diametro	0.3	0.297	-	0.297
	Posizione reale	0.3	0.316	-	
Cilindro 4	Diametro	0.3	0.262	-	0.262
	Posizione reale	0.3	0.409	-	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cerchi			MMC
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 1	Diametro	0.3	0.061	-	0.061
	Posizione reale	0.3	0.308	-	
Cerchio 2	Diametro	0.3	0.063	-	0.063
	Posizione reale	0.3	0.117	-	
Cerchio 3	Diametro	0.3	0.118	-	0.118
	Posizione reale	0.3	0.308	-	
Cerchio 4	Diametro	0.3	0.085	-	0.085
	Posizione reale	0.3	0.308	-	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cilindri			MMC
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 1	Diametro	0.3	0.249	-	0.249
	Posizione reale	0.3	0.491	-	
Cilindro 2	Diametro	0.3	0.244	-	0.244
	Posizione reale	0.3	0.225	-	
Cilindro 3	Diametro	0.3	0.297	-	0.297
	Posizione reale	0.3	0.432	-	
Cilindro 4	Diametro	0.3	0.262	-	0.262
	Posizione reale	0.3	0.518	-	

Tabella 9 – Valori di tolleranza (dimensionale e geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo legacy ed il modificatore di massimo materiale (MMC).

Terminati i valori relativi al *pattern* di quattro fori, si passa ora ad esporre i risultati relativi ai controlli effettuati sul foro centrale, sempre inerenti alla *Prova 1*, nel medesimo ordine adottato precedentemente.

Ø Elemento	Dimensione	Ø Elemento	Dimensione
Teorico	60.5	Teorico	60.5
Tolleranza	0.5	Tolleranza	0.5
Cerchio 5	60.789	Cilindro 5	60.684

Tabella 10 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo GD&T ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS, Tabella 13).

Ø Elemento	Dimensione	Ø Elemento	Dimensione
Teorico	60.5	Teorico	60.5
Tolleranza	0.5	Tolleranza	0.5
Cerchio 5	60.779	Cilindro 5	60.682

Tabella 11 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo GD&T ed il modificatore di massimo materiale (MMC, Tabella 14).

Ø Elemento	Dimensione	Ø Elemento	Dimensione
Teorico	60.5	Teorico	60.5
Tolleranza	0.5	Tolleranza	0.5
Cerchio 5	60.862	Cilindro 5	60.838

Tabella 12 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo legacy valide per entrambi i casi, con e senza modificatore di massimo materiale (rispettivamente Tabella 16 e Tabella 15).

GD&T (AD)		Cerchi		RFS
Cerchio 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
	0.5	0.374	-	-
GD&T (A)		Cerchi		RFS
Cerchio 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
	0.3	-	-	-
GD&T (AD)		Cilindri		RFS
Cilindro 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
	0.5	0.379	-	-
GD&T (A)		Cilindri		RFS
Cilindro 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
	0.3	0.022	-	-

Tabella 13 – Valori di tolleranza (geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo GD&T ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS).

GD&T (AD)		Cerchi		MMC	
Cerchio 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	Shift
	0.5	0.010	-	0.779	0.367
GD&T (A)		Cerchi		MMC	
Cerchio 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	Shift
	0.3	-	-	0.779	-
GD&T (AD)		Cilindri		MMC	
Cilindro 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	Shift
	0.5	0.317	-	0.682	0.364
GD&T (A)		Cilindri		MMC	
Cilindro 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	Shift
	0.3	0.037	-	0.682	-

Tabella 14 – Valori di tolleranza (geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo GD&T ed il modificatore di massimo materiale (MMC).

Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cerchi		RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 5	Diametro	0.5	0.362	-
	Posizione reale	0.3	0.466	0.166
Legacy (metodo con separazione minima)		Cerchi		RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 5	Diametro	0.5	0.362	-
	Posizione reale	0.3	0.373	0.073
Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cilindri		RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 5	Diametro	0.5	0.338	-
	Posizione reale	0.3	0.432	0.132
Legacy (metodo con separazione minima)		Cilindri		RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 5	Diametro	0.5	0.338	-
	Posizione reale	0.3	0.345	0.045

Tabella 15 – Valori di tolleranza (dimensionale e geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo legacy ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS).

Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cerchi		MMC	
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 5	Diametro	0.5	0.362	-	0.362
	Posizione reale	0.3	0.466	-	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cerchi		MMC	
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 5	Diametro	0.5	0.362	-	0.362
	Posizione reale	0.3	0.373	-	
Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cilindri		MMC	
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 5	Diametro	0.5	0.338	-	0.338
	Posizione reale	0.3	0.432	-	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cilindri		MMC	
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 5	Diametro	0.5	0.338	-	0.338
	Posizione reale	0.3	0.345	-	

Tabella 16 – Valori di tolleranza (dimensionale e geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo legacy ed il modificatore di massimo materiale (MMC).

5.3.2 Risultati della Prova 2

Si passa ora a presentare i risultati relativi al *pattern* di fori ottenuti con la *Prova 2*, che ricordiamo essere stata eseguita senza una qualifica del tastatore preliminare, seguendo lo stesso ordine di esposizione adoperato per la *Prova 1*.

Φ Elemento	Dimensione	Φ Elemento	Dimensione
Cerchio teorico	15	Cilindro teorico	15
Tolleranza	0.3	Tolleranza	0.3
Cerchio 1	15.060	Cilindro 1	15.048
Cerchio 2	15.048	Cilindro 2	15.047
Cerchio 3	15.110	Cilindro 3	15.109
Cerchio 4	15.068	Cilindro 4	15.063

Tabella 17 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il *pattern* di fori con il metodo GD&T ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS, Tabella 20).

Φ Elemento	Dimensione	Φ Elemento	Dimensione
Cerchio teorico	15	Cilindro teorico	15
Tolleranza	0.3	Tolleranza	0.3
Cerchio 1	15.060	Cilindro 1	15.047
Cerchio 2	15.048	Cilindro 2	15.046
Cerchio 3	15.108	Cilindro 3	15.109
Cerchio 4	15.066	Cilindro 4	15.063

Tabella 18 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il *pattern* di fori con il metodo GD&T ed il modificatore di massimo materiale (MMC, Tabella 21).

Φ Elemento	Dimensione	Φ Elemento	Dimensione
Cerchio teorico	15	Cilindro teorico	15
Tolleranza	0.3	Tolleranza	0.3
Cerchio 1	15.064	Cilindro 1	15.272
Cerchio 2	15.065	Cilindro 2	15.260
Cerchio 3	15.119	Cilindro 3	15.320
Cerchio 4	15.088	Cilindro 4	15.278

Tabella 19 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il *pattern* di fori con il metodo legacy valide per entrambi i casi, con e senza modificatore di massimo materiale (rispettivamente Tabella 23 e Tabella 22).

GD&T (pattern di fori, ABC)		Cerchi		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.5	0.426	-	-
Cerchio 2	0.5	0.824	0.324	-
Cerchio 3	0.5	1.131	0.631	-
Cerchio 4	0.5	1.084	0.584	-
GD&T (fori singoli, ABC)		Cerchi		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.5	0.426	-	-
Cerchio 2	0.5	0.824	0.324	-
Cerchio 3	0.5	1.131	0.631	-
Cerchio 4	0.5	1.084	0.584	-
GD&T (pattern di fori, A)		Cerchi		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.3	0.349	0.049	-
Cerchio 2	0.3	0.131	-	-
Cerchio 3	0.3	0.349	0.049	-
Cerchio 4	0.3	0.349	0.049	-
GD&T (pattern di fori, ABC)		Cilindri		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.5	0.425	-	-
Cilindro 2	0.5	0.822	0.322	-
Cilindro 3	0.5	1.302	0.802	-
Cilindro 4	0.5	1.367	0.867	-
GD&T (fori singoli, ABC)		Cilindri		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.5	0.425	-	-
Cilindro 2	0.5	0.822	0.322	-
Cilindro 3	0.5	1.302	0.802	-
Cilindro 4	0.5	1.367	0.867	-
GD&T (pattern di fori, A)		Cilindri		RFS
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.3	0.562	0.262	-
Cilindro 2	0.3	0.229	-	-
Cilindro 3	0.3	0.562	0.262	-
Cilindro 4	0.3	0.562	0.262	-

Tabella 20 – Valori di tolleranza (geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo GD&T ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS).

GD&T (pattern di fori, ABC)		Cerchi		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.5	0.427	-	0.360
Cerchio 2	0.5	0.832	-	0.348
Cerchio 3	0.5	1.134	0.226	0.408
Cerchio 4	0.5	1.088	0.222	0.366
GD&T (fori singoli, ABC)		Cerchi		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.5	0.427	-	0.360
Cerchio 2	0.5	0.832	-	0.348
Cerchio 3	0.5	1.134	0.226	0.408
Cerchio 4	0.5	1.088	0.222	0.366
GD&T (pattern di fori, A)		Cerchi		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 1	0.3	0.348	-	0.360
Cerchio 2	0.3	0.177	-	0.348
Cerchio 3	0.3	0.373	-	0.408
Cerchio 4	0.3	0.351	-	0.366
GD&T (pattern di fori, ABC)		Cilindri		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.5	0.466	-	0.347
Cilindro 2	0.5	0.844	-	0.346
Cilindro 3	0.5	1.366	0.457	0.409
Cilindro 4	0.5	1.505	0.642	0.363
GD&T (fori singoli, ABC)		Cilindri		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.5	0.466	-	0.347
Cilindro 2	0.5	0.844	-	0.346
Cilindro 3	0.5	1.366	0.457	0.409
Cilindro 4	0.5	1.505	0.642	0.363
GD&T (pattern di fori, A)		Cilindri		MMC
Elemento	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 1	0.3	0.692	0.045	0.347
Cilindro 2	0.3	0.426	-	0.346
Cilindro 3	0.3	0.758	0.049	0.409
Cilindro 4	0.3	0.709	0.046	0.363

Tabella 21 – Valori di tolleranza (geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo GD&T ed il modificatore di massimo materiale (MMC).

Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cerchi			RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 1	Diametro	0.3	0.064	-	-
	Posizione reale	0.3	0.469	0.169	
Cerchio 2	Diametro	0.3	0.065	-	-
	Posizione reale	0.3	0.069	-	
Cerchio 3	Diametro	0.3	0.119	-	-
	Posizione reale	0.3	0.209	-	
Cerchio 4	Diametro	0.3	0.088	-	-
	Posizione reale	0.3	0.238	-	
Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cilindri			RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 1	Diametro	0.3	0.272	-	-
	Posizione reale	0.3	0.655	0.355	
Cilindro 2	Diametro	0.3	0.260	-	-
	Posizione reale	0.3	0.242	-	
Cilindro 3	Diametro	0.3	0.320	0.020	-
	Posizione reale	0.3	0.351	0.051	
Cilindro 4	Diametro	0.3	0.278	-	-
	Posizione reale	0.3	0.453	0.153	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cerchi			RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 1	Diametro	0.3	0.064	-	-
	Posizione reale	0.3	0.349	0.049	
Cerchio 2	Diametro	0.3	0.065	-	-
	Posizione reale	0.3	0.131	-	
Cerchio 3	Diametro	0.3	0.119	-	-
	Posizione reale	0.3	0.349	0.049	
Cerchio 4	Diametro	0.3	0.088	-	-
	Posizione reale	0.3	0.349	0.049	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cilindri			RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 1	Diametro	0.3	0.272	-	-
	Posizione reale	0.3	0.533	0.233	
Cilindro 2	Diametro	0.3	0.260	-	-
	Posizione reale	0.3	0.241	-	
Cilindro 3	Diametro	0.3	0.320	0.020	-
	Posizione reale	0.3	0.469	0.169	
Cilindro 4	Diametro	0.3	0.278	-	-
	Posizione reale	0.3	0.569	0.269	

Tabella 22 – Valori di tolleranza (dimensionale e geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo legacy ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS).

Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cerchi			MMC
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 1	Diametro	0.3	0.064	-	0.064
	Posizione reale	0.3	0.469	0.105	
Cerchio 2	Diametro	0.3	0.065	-	0.065
	Posizione reale	0.3	0.069	-	
Cerchio 3	Diametro	0.3	0.119	-	0.119
	Posizione reale	0.3	0.209	-	
Cerchio 4	Diametro	0.3	0.088	-	0.088
	Posizione reale	0.3	0.238	-	
Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cilindri			MMC
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 1	Diametro	0.3	0.272	-	0.272
	Posizione reale	0.3	0.655	0.083	
Cilindro 2	Diametro	0.3	0.260	-	0.260
	Posizione reale	0.3	0.242	-	
Cilindro 3	Diametro	0.3	0.320	0.020	0.300
	Posizione reale	0.3	0.351	-	
Cilindro 4	Diametro	0.3	0.278	-	0.278
	Posizione reale	0.3	0.453	-	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cerchi			MMC
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 1	Diametro	0.3	0.064	-	0.064
	Posizione reale	0.3	0.349	-	
Cerchio 2	Diametro	0.3	0.065	-	0.065
	Posizione reale	0.3	0.131	-	
Cerchio 3	Diametro	0.3	0.119	-	0.119
	Posizione reale	0.3	0.349	-	
Cerchio 4	Diametro	0.3	0.088	-	0.088
	Posizione reale	0.3	0.349	-	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cilindri			MMC
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 1	Diametro	0.3	0.272	-	0.272
	Posizione reale	0.3	0.533	-	
Cilindro 2	Diametro	0.3	0.260	-	0.260
	Posizione reale	0.3	0.241	-	
Cilindro 3	Diametro	0.3	0.320	0.020	0.300
	Posizione reale	0.3	0.469	-	
Cilindro 4	Diametro	0.3	0.278	-	0.278
	Posizione reale	0.3	0.569	-	

Tabella 23 – Valori di tolleranza (dimensionale e geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo legacy ed il modificatore di massimo materiale (MMC).

Riportati i valori relativi al *pattern* di quattro fori, si passa ora ad esporre i risultati relativi ai controlli effettuati sul foro centrale, sempre inerenti alla *Prova 2*, nel medesimo ordine adottato precedentemente.

Φ Elemento	Dimensione	Φ Elemento	Dimensione
Teorico	60.5	Teorico	60.5
Tolleranza	0.5	Tolleranza	0.5
Cerchio 5	60.821	Cilindro 5	60.703

Tabella 24 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo GD&T ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS, Tabella 27).

Φ Elemento	Dimensione	Φ Elemento	Dimensione
Teorico	60.5	Teorico	60.5
Tolleranza	0.5	Tolleranza	0.5
Cerchio 5	60.816	Cilindro 5	60.695

Tabella 25 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo GD&T ed il modificatore di massimo materiale (MMC, Tabella 28).

Φ Elemento	Dimensione	Φ Elemento	Dimensione
Teorico	60.5	Teorico	60.5
Tolleranza	0.5	Tolleranza	0.5
Cerchio 5	60.888	Cilindro 5	60.849

Tabella 26 – Valori dimensionali relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo legacy valide per entrambi i casi, con e senza modificatore di massimo materiale (rispettivamente Tabella 30 e Tabella 29).

GD&T (AD)		Cerchi		RFS
Cerchio 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
	0.5	0.406	-	-
GD&T (A)		Cerchi		RFS
Cerchio 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
	0.3	-	-	-
GD&T (AD)		Cilindri		RFS
Cilindro 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
	0.5	0.414	-	-
GD&T (A)		Cilindri		RFS
Cilindro 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
	0.3	0.028	-	-

Tabella 27 – Valori di tolleranza (geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo GD&T ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS).

GD&T (AD)		Cerchi		MMC	
Cerchio 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	Shift
	0.5	0.010	-	0.816	0.371
GD&T (A)		Cerchi		MMC	
Cerchio 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	Shift
	0.3	-	-	0.816	-
GD&T (AD)		Cilindri		MMC	
Cilindro 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	Shift
	0.5	0.346	-	0.695	0.366
GD&T (A)		Cilindri		MMC	
Cilindro 5	Toll. geometrica	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	Shift
	0.3	0.047	-	0.695	-

Tabella 28 – Valori di tolleranza (geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo GD&T ed il modificatore di massimo materiale (MMC).

Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cerchi		RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 5	Diametro	0.5	0.388	-
	Posizione reale	0.3	0.508	0.208
Legacy (metodo con separazione minima)		Cerchi		RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cerchio 5	Diametro	0.5	0.388	-
	Posizione reale	0.3	0.411	0.111
Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cilindri		RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 5	Diametro	0.5	0.349	-
	Posizione reale	0.3	0.473	0.173
Legacy (metodo con separazione minima)		Cilindri		RFS
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus
Cilindro 5	Diametro	0.5	0.349	-
	Posizione reale	0.3	0.374	0.074

Tabella 29 – Valori di tolleranza (dimensionale e geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il foro centrale con il metodo legacy ma senza il modificatore di massimo materiale (RFS).

Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cerchi		MMC	
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 5	Diametro	0.5	0.388	-	0.388
	Posizione reale	0.3	0.508	-	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cerchi		MMC	
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cerchio 5	Diametro	0.5	0.388	-	0.388
	Posizione reale	0.3	0.411	-	
Legacy (metodo dei minimi quadrati)		Cilindri		MMC	
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 5	Diametro	0.5	0.349	-	0.349
	Posizione reale	0.3	0.473	-	
Legacy (metodo con separazione minima)		Cilindri		MMC	
Elemento	Tolleranza	Deviazione	Fuori tolleranza	Bonus	
Cilindro 5	Diametro	0.5	0.349	-	0.349
	Posizione reale	0.3	0.374	-	

Tabella 30 – Valori di tolleranza (dimensionale e geometrica) relativi alle misurazioni effettuate per il pattern di fori con il metodo legacy ed il modificatore di massimo materiale (MMC).

5.3.3 Approfondimenti su alcuni metodi di calcolo dei valori

Prima di procedere con il commentare i risultati ottenuti dalle verifiche effettuate, si è deciso, per maggior chiarezza espositiva, di dedicare questa sezione ad approfondire alcuni metodi di calcolo adoperati per ricavare le tabelle esposte in precedenza. In particolare:

- Per quanto concerne il valore del bonus nelle casistiche verificate con il metodo *GD&T*, esso è stato calcolato tramite la seguente formula:

$$Bonus = \Phi_M - (\Phi_{TH} - t) \quad (4)$$

Dove:

- Φ_M è il valore di diametro misurato per i vari elementi considerati;
- Φ_{TH} è il valore di diametro teorico degli elementi in esame, ovvero 15 mm per i fori del *pattern* e 60.5 mm per il foro centrale;
- t è il valore della tolleranza dimensionale utilizzata, ovvero ± 0.3 mm per i fori del *pattern* e ± 0.5 mm per il foro centrale.

Questa formulazione relativa al calcolo del bonus deriva dal fatto che il componente è accettato fintantoché l'elemento analizzato rientra nei limiti di tolleranza imposti: ad esempio nel caso di uno dei fori del *pattern*, con tolleranza da rispettare di $\pm 0.3 \text{ mm}$, a partire dal diametro teorico di partenza (nell'esempio quindi 15 mm) si ottiene che il diametro può essere al limite di 14.7 mm al massimo materiale mentre al di sotto di questo valore l'elemento è fuori tolleranza ed il pezzo viene scartato; al di sopra di 14.7 mm invece il componente è accettato (purché sia di dimensioni inferiori a $15 + 0.3 = 15.3 \text{ mm}$, limite superiore di tolleranza) e la differenza tra il valore di diametro misurato ed il valore di massimo materiale diventa dunque pari al bonus da sfruttare durante la verifica delle tolleranze geometriche. Facendo l'esempio del *Cerchio 2* e riferendosi alla *Tabella 3* e alla *Tabella 6*, il bonus viene dunque calcolato in questo caso facendo:

$$\text{Bonus} = 15.045 - (15 - 0.3) = 15.045 - 14.7 = 0.345 \text{ mm} \quad (5)$$

- Per quanto riguarda invece il valore del bonus nelle casistiche verificate con il metodo *legacy*, esso è stato calcolato tramite la seguente formula:

$$\text{Bonus} = \Phi_M - \Phi_{TH} \quad (6)$$

Questa differenza nella formulazione che si può notare tra *Equazione 4* ed *Equazione 6* è dovuta al fatto che con l'allineamento *best-fit* ricostruito dal *software* la tolleranza è vista solo come un limite "superiore" al valore numerico, mentre il limite inferiore è nullo, ovvero si passa dalla tolleranza dimensionale $15 \pm 0.3 \text{ mm}$ vista con il metodo *GD&T* al solo $15 + 0.3 \text{ mm}$ con il metodo *legacy*. In altre parole, con l'ottimizzazione adottata dal metodo *legacy* la tolleranza dimensionale è vista come unidirezionale (solo superiore), mentre con il metodo *GD&T* è più correttamente assunta come bidirezionale (sia superiore che inferiore);

- Un'ulteriore approfondimento merita anche l'introduzione della colonna dello *shift* per quanto concerne le sole *Tabella 14* e *Tabella 24*. Per prima cosa, si ricorda che lo *shift* è presente solo quando all'interno del *Feature Control Frame (FCF)*, ricordiamo essere il riquadro in cui sono sintetizzate le informazioni relative alle tolleranze geometriche) è indicato almeno uno degli elementi di riferimento con il modificatore di massimo materiale (per la spiegazione completa di cos'è lo *shift* vedasi *Sottoparagrafo 1.4.2*); essendo dunque le due tabelle indicate le uniche due che presentano un *FCF* con un riferimento con modificatore di massimo materiale (vedasi il foro centrale al *Capitolo 2*, *Figura 11*, per leggere il *FCF* al quale si fa riferimento), ovvero il *pattern* di fori, sono queste due le uniche tabelle a dover presentare la colonna che riporta il valore dello *shift*. Più nel dettaglio, suddetto valore di *shift* viene calcolato dal *software* a partire dai valori delle tolleranze dimensionali e dei bonus relativi al *pattern* di fori, ovvero al riferimento con il modificatore che viene indicato nel *FCF* in esame;
- Sempre per quanto riguarda l'argomento *shift*, si sottolinea come la colonna ad esso dedicata non è presente quando si analizzano i vari fori con il metodo *legacy* in quanto esso è molto simile al metodo *GD&T* con un unico riferimento per come viene eseguita l'ottimizzazione che porta ai risultati presentati (si ricordi quanto indicato alla fine del *Paragrafo 5.2* proprio nell'ambito del metodo *legacy*); pertanto, essendo l'unico riferimento in questione un datum a cui non può essere applicato un modificatore (il piano *A*), in questo caso non può essere presente lo *shift*, non essendoci per l'appunto il modificatore di massimo materiale che accompagna un riferimento.

5.4 Considerazioni sui risultati ottenuti

Terminata l'esposizione dei dati ricavati dagli esami pratici sul componente analizzato, è possibile dunque fare alcune considerazioni riguardanti i risultati ottenuti. In primo luogo, è importante sottolineare come, essendo il componente analizzato realizzato in ABS, una comune plastica, ed essendo questo un semplice campione di prova, esso non è stato sottoposto a nessun tipo di operazione di finitura superficiale, eseguite solitamente per ridurre al minimo possibili errori; pertanto, in alcuni casi le dimensioni analizzate possono discostarsi di molto rispetto a quelle teoriche indicate da disegno, come accade ad esempio fin da subito in *Tabella 6*, dove i *Cerchi 2, 3 e 4* presentano una deviazione dalla misura teorica pari rispettivamente a 0.742 mm , 1.017 mm e 0.982 mm . Queste deviazioni così accentuate, che portano ad avere conseguentemente degli elementi fuori tolleranza, sono accettabili e in alcuni casi perfino preventivate nei componenti che vengono utilizzati puramente per scopi didattici, come in questo caso, e a cui fanno riferimento le premesse indicate ad inizio paragrafo, soprattutto quella relativa alla mancanza di possibili trattamenti di finitura superficiale; al contrario invece, in componenti da utilizzare "in fase operativa", ossia non per scopi didattici, delle deviazioni così accentuate sono praticamente impossibili da trovare in quanto suddetti elementi, essendo sottoposti a specifici trattamenti superficiali per renderli idonei al compito per il quale sono stati realizzati, presentano delle deviazioni che sono anche di due ordini di grandezza inferiori rispetto a quelle misurate in alcuni casi in questa trattazione.

Fatta questa doverosa premessa, ci si può ora concentrare sui risultati veri e propri ottenuti, andando dunque ad analizzare nell'ordine le due prove presentate, per evidenziare le loro peculiarità e mettere in risalto eventuali variazioni che si ottengono passando da un metodo all'altro e da una prova all'altra.

5.4.1 Considerazioni inerenti alla *Prova 1*

Per quanto concerne la *Prova 1*, è possibile notare come durante l'analisi dei fori con il metodo *GD&T* senza l'utilizzo del modificatore di massimo materiale (*Tabella 6*) vi sia solo un elemento in tolleranza per ogni controllo effettuato, con gli altri tre che invece risultano fuori tolleranza (anche di molto, in alcuni casi oltre il millimetro se si considerano le prove eseguite rispetto ai tre riferimenti); si noti inoltre come l'elemento che va fuori tolleranza cambi passando dal controllo rispetto ai tre riferimenti al controllo rispetto ad un singolo riferimento: ciò è dovuto al metodo di ottimizzazione utilizzato dal *software*, per il quale viene mantenuta la tendenza vista precedentemente di un unico foro in tolleranza tuttavia, essendo subentrata l'ottimizzazione (che modifica dunque le modalità di calcolo del programma), ad essere ora in tolleranza non è più il *foro 1* bensì il *2*, sia esso studiato come cerchio o come cilindro. Una chiara indicazione che nel discorso appena fatto ricopra un'importanza fondamentale il tipo di ottimizzazione realizzata da *PC-DMIS* è il fatto che le deviazioni degli elementi fuori tolleranza sono tra loro tutte congruenti e pari a 0.477 mm mentre invece con gli altri metodi le deviazioni degli stessi elementi erano tra loro differenti. Un'ultima analogia da evidenziare relativa a quest'analisi è quella relativa all'uguaglianza tra i valori di deviazione (e quindi di eventuale fuori tolleranza) tra il controllo effettuato con i fori presi come *pattern* e quello effettuato per i singoli fori, entrambi rispetto ai tre riferimenti: ciò indica come una volta fissati i tre riferimenti, indipendentemente da come si sceglie di analizzare i quattro fori, le misurazioni effettuate saranno congruenti in quanto il componente è univocamente bloccato da suddetti riferimenti. Passando invece all'analisi dei fori sempre con il metodo *GD&T* ma ora con l'aggiunta

del modificatore di massimo materiale (*Tabella 7*), si nota subito come molti più elementi siano in tolleranza: ciò è possibile grazie all'aggiunta del valore di bonus, figlio dello scostamento (ma sempre entro i limiti della tolleranza dimensionale imposta pari a $\pm 0.3 \text{ mm}$) di diametro dei vari elementi considerati rispetto al valore di massimo materiale; soltanto gli elementi con deviazione intorno al millimetro rimangono fuori tolleranza anche con l'aggiunta del bonus. In generale quindi, già da questa prima analisi è possibile notare come con l'utilizzo del modificatore di massimo materiale vi siano molti più elementi in tolleranza rispetto al caso precedente; in particolare, si hanno due elementi su quattro in tolleranza effettuando i controlli con tre riferimenti e addirittura tutti e quattro gli elementi verdi nei due casi di verifica del *pattern* rispetto ad un solo riferimento: questo comportamento era preventivato all'inizio dello studio in quanto ricordiamo come le verifiche rispetto ad un solo datum siano meno precise rispetto a quelle con tre riferimenti e dunque, nonostante il valore di tolleranza geometrica più stretto, gli elementi così controllati rientrano tutti nei limiti imposti.

Per quanto concerne invece i valori ricavati dall'analisi dei fori con il metodo *legacy*, nel caso senza modificatore (*Tabella 8*) si hanno i risultati migliori (in termini di accettazione degli elementi verificati) con l'allineamento effettuato ai minimi quadrati e la ricostruzione degli elementi come cerchi (tre elementi su quattro verdi) mentre invece con gli altri tre metodi di controllo soltanto uno dei quattro elementi risulta essere in tolleranza, ovvero l'elemento due (sia esso considerato come cerchio o come cilindro). Una considerazione importante da fare in questo frangente riguarda il test effettuato con allineamento con separazione minima e ricostruzione degli elementi come cerchi; infatti, si nota facilmente, confrontando questi dati con quelli di *Tabella 6*, come vi sia una perfetta corrispondenza tra i risultati ottenuti da questa prova e quelli ricavati in precedenza con il metodo *GD&T* applicato rispetto ad un unico riferimento e con elementi ricostruiti come cerchi: questa correlazione tra i due risultati, ottenuti con due metodi apparentemente diversi tra loro, non deve stupire in quanto il *software* per effettuare l'ottimizzazione necessaria nel caso di controlli di *pattern* rispetto ad un unico riferimento utilizza il metodo della separazione minima tra i punti misurati, ovvero esattamente quello utilizzato anche nel caso dell'allineamento *best-fit* sopracitato. Con l'aggiunta del modificatore (*Tabella 9*) questo legame appena evidenziato si perde, ovvero non vi sarà uguaglianza tra i valori calcolati con modificatore con il metodo *GD&T* rispetto ad un solo riferimento e quelli ottenuti con allineamento eseguito con separazione minima; tuttavia, si osserva nuovamente un aumento degli elementi in tolleranza con l'utilizzo del modificatore: infatti, soli due elementi, ovvero il *cerchio 1* ed il *cilindro 1* verificati con allineamento ai minimi quadrati, continuano ad essere rossi.

Terminata l'analisi del *pattern* di fori, confrontando i risultati ottenuti con i due metodi di analisi (*GD&T* e *legacy*) è possibile osservare come nei casi in cui viene adoperato il modificatore di massimo materiale gli elementi in tolleranza e quelli fuori tolleranza siano sostanzialmente sempre gli stessi, indipendentemente dal fatto che la ricostruzione venga effettuata analizzando l'elemento come cerchio o come cilindro: ciò salta all'occhio sia con il primo metodo (*GD&T*), dove tuttavia rimane ancora una buona differenza nei valori di fuori tolleranza (tra i due e i tre decimi di millimetro, sintomo che qualcosa di differente tra le due ricostruzioni effettivamente c'è), che con il secondo metodo (*legacy*), dove perfino i fuori tolleranza tra le due tipologie di ricostruzioni differenti sono praticamente uguali. Ma allora le due ricostruzioni, come cerchio e come cilindro, sono equivalenti? La risposta, come già illustrato nel *Sottoparagrafo 5.1.1*, è no (ovviamente, altrimenti non avrebbe senso differenziare i due metodi di studio) e la differenza la si nota nei valori di deviazione dell'elemento misurato rispetto al valore teorico: suddetta deviazione infatti sarà

maggiore (o molto maggiore, a seconda dei casi) quando si analizzano fori ricostruiti a partire da cilindri rispetto a quando gli stessi vengono ricostruiti come cerchi; questa differenza di valori è dovuta proprio al fatto che la ricostruzione dei fori come cilindri è più precisa, in quanto tiene conto di più fattori (*in primis* il possibile disassamento del foro stesso), e porta dunque a deviazioni maggiori rispetto a quelle ottenute con ricostruzioni degli elementi considerati come cerchi. Ne consegue dunque che per avere un quadro completo della situazione non basta analizzare i valori di fuori tolleranza: quest'ultimi sono infatti utilissimi per dire immediatamente se un componente è in tolleranza o meno tuttavia, come dimostrato, non forniscono all'utente il quadro completo della situazione e del tipo di verifica effettuata; pertanto, nell'esposizione dei risultati è preferibile accompagnare il valore di un eventuale fuori tolleranza a quello di deviazione.

Inoltre, è possibile riscontrare, come preventivato, come nei casi in cui viene adoperato il modificatore di massimo materiale gli elementi in tolleranza saranno molti di più rispetto a quelli fuori tolleranza, tendenza opposta rispetto a quella riscontrata nelle prime analisi senza modificatore; più nel dettaglio, si ha infatti che analizzando i quattro fori senza modificatore (quaranta verifiche svolte sommando i vari metodi) gli elementi in tolleranza sono soltanto il 30% del totale, con un minimo del 25% per le verifiche effettuate con il metodo *GD&T* (solo sei elementi su ventiquattro controllati) mentre invece aggiungendo il modificatore le *features* in verde diventano ben il 75% del totale, con un massimo dell'87.5% per le verifiche effettuate con il metodo *legacy* (ben quattordici elementi su sedici analizzati). Quest'ultimo risultato, relativo alle misure in ambito *legacy* dei quattro fori, è rappresentato graficamente in *Figura 34*.

PROVA 1: *PATTERN* VERIFICATO CON METODO *LEGACY* E MODIFICATORE

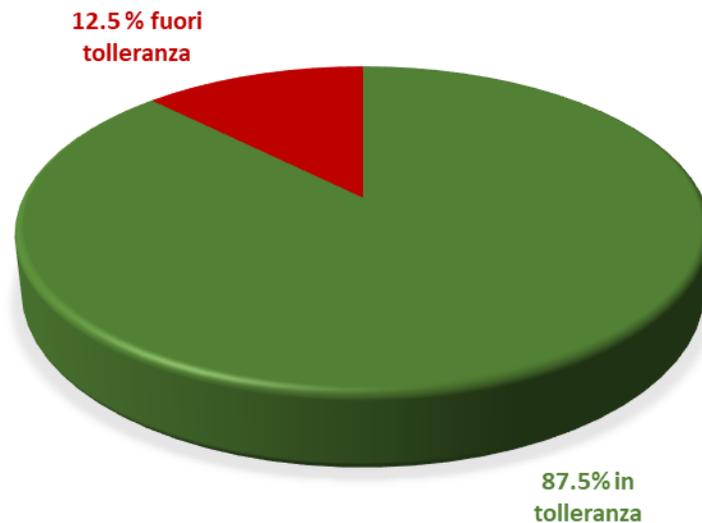


Figura 34 – Grafico relativo alla percentuale di elementi verificati tramite metodo *legacy* e modificatore e facenti parte del *pattern* di quattro fori che risultano essere in tolleranze e fuori tolleranza.

Focalizzando invece ora l'attenzione sui risultati ottenuti dall'analisi del foro centrale, se analizzando quest'ultimo con il metodo *GD&T* (Tabella 13 e Tabella 14) non sono stati riscontrati problemi di fuori tolleranza passando invece ad effettuare le verifiche con il metodo *legacy* senza modificatore (Tabella 15) si riscontrano delle criticità; infatti, in quest'ultima casistica la *feature* analizzata non rispetta lo stretto limite imposto di 0.3 mm di tolleranza con nessuno dei quattro differenti controlli effettuati: ciò è tuttavia perfettamente in linea con quanto esposto ad inizio paragrafo in quanto un foro così grande (60.5 mm di diametro nominale) che non è stato sottoposto a nessun tipo di trattamento di finitura superficiale, in quanto facente parte di un semplice campione di prova, difficilmente riesce a rispettare dei limiti di tolleranza così stretti; ciò nonostante però, anche in questo caso con l'aggiunta del modificatore di massimo materiale questo problema viene risolto e i quattro ulteriori controlli così effettuati confermano che il foro risulta essere sempre in tolleranza (Tabella 16).

Conclusa dunque l'analisi dei risultati relativi alla *Prova 1* appare già abbastanza chiaro come l'utilizzo corretto del modificatore di massimo materiale sia di fondamentale importanza: in questa prima serie di controlli sono stati infatti esaminati 96 elementi totali (sempre i soliti quattro fori del *pattern* più il foro centrale, esaminati più volte ma con metodi diversi) e si è ottenuto che nei 48 controlli effettuati senza modificatore, comprensivi di entrambi i metodi, sia *GD&T* che *legacy*, soltanto il 33% delle *features* analizzate è risultato essere in tolleranza (solo 16 elementi su 48) mentre invece con l'aggiunta del modificatore questa percentuale è aumentata fino al 79% (ben 38 elementi, solo 10 fori fuori tolleranza), più del doppio rispetto al caso precedente! In Figura 35 è rappresentato graficamente quest'incremento di *features* in tolleranza passando dall'analisi senza modificatore a quella con modificatore.

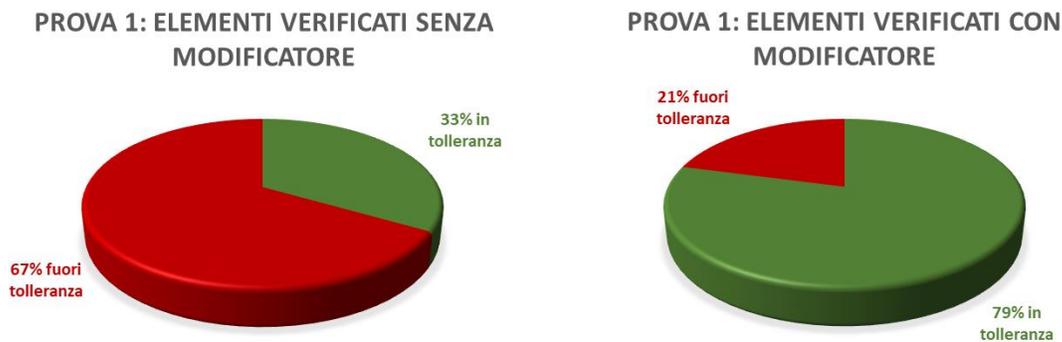


Figura 35 – Confronto tra le due percentuali di elementi in tolleranza e fuori tolleranza nel caso di controlli effettuati senza modificatore (a sinistra) e con il modificatore (a destra) durante la Prova 1.

5.4.2 Considerazioni inerenti alla Prova 2

Si passa ora ad analizzare più nel dettaglio i risultati della *Prova 2*, per la quale ricordiamo non essere stata effettuata l'operazione di qualifica prima di procedere con le misurazioni. In questo caso, a differenza di quanto fatto per la *Prova 1*, non si analizzeranno i dati relativi alla sola *Prova 2*, in quanto i commenti generali ad essi relativi sono praticamente gli stessi già fatti per la prova precedente, bensì si andranno ad evidenziare principalmente le differenze che distinguono questo secondo *test* dal primo, già analizzato.

Per quanto concerne le prove relative al *pattern* di fori effettuate con il metodo *GD&T* (Tabella 20 e Tabella 21), si nota come nella *Prova 2* risultino fuori tolleranza anche tre dei quattro valori totali relativi al test effettuato ricostruendo i fori come cilindri misurati rispetto all'unico riferimento *A* e con l'aggiunta del modificatore (Tabella 21): in questo caso, infatti, l'aumento di deviazione rispetto al caso precedente fa sì che solo un elemento risulti in tolleranza, nonostante l'utilizzo del modificatore, mentre invece nella *Prova 1* (Tabella 7) tutte e quattro le *features* così verificate risultavano verdi. Passando invece al controllo del *pattern* con il metodo *legacy* (Tabella 22 e Tabella 23) si nota come anche con la *Prova 2* venga rispettata l'uguaglianza prima citata tra i valori di deviazioni calcolati con allineamento eseguito secondo separazione minima e quelli invece ottenuti con il metodo *GD&T* e riferiti al solo *datum A* (elementi ricostruiti come cerchi); inoltre, in questo caso è possibile notare come quando il foro viene ricostruito come cilindro allora il diametro relativo all'elemento 3 vada fuori tolleranza dimensionale imposta (e pari a $\pm 0.3\text{ mm}$), diventando infatti pari a 15.320 mm : ne consegue dunque che per la *Prova 2* è considerato fuori tolleranza il foro 3 ricostruito come cilindro ed analizzato sia con il metodo dei minimi quadrati che con quello di separazione minima (Tabella 23), nonostante poi le rispettive verifiche di tolleranza geometrica vengano rispettate. Questo appena evidenziato è l'unico caso tra tutti quelli analizzati in cui un componente viene dichiarato fuori tolleranza a causa di una criticità relativa alle tolleranze dimensionali e non a quelle geometriche.

In generale, si è riscontrato che per il controllo del *pattern* di fori durante la *Prova 2* le percentuali di elementi rilevati fuori tolleranza nel caso senza modificatore siano rimaste uguali a quelle ottenute con la *Prova 1*; la differenza tra i due metodi si è ritrovata invece confrontando le percentuali relative ai controlli effettuati con il modificatore di massimo materiale: in questo caso infatti si ha una diminuzione, seppur abbastanza contenuta, delle *features* in tolleranza rispetto alla prova precedente ed in particolare:

- Con il metodo *GD&T* si è osservato una riduzione dal 67% di elementi in tolleranza relativi alla *Prova 1* al 62.5% della *Prova 2*, ovvero un -4.5% ;
- Con il metodo *legacy* si è invece riscontrata una riduzione dall'87.5% di elementi in tolleranza verificati con la *Prova 1* al 75.5% della *Prova 2*, ovvero un -12% .

In Figura 36 è rappresentato il confronto appena esplicito tra *Prova 1* e *Prova 2*.

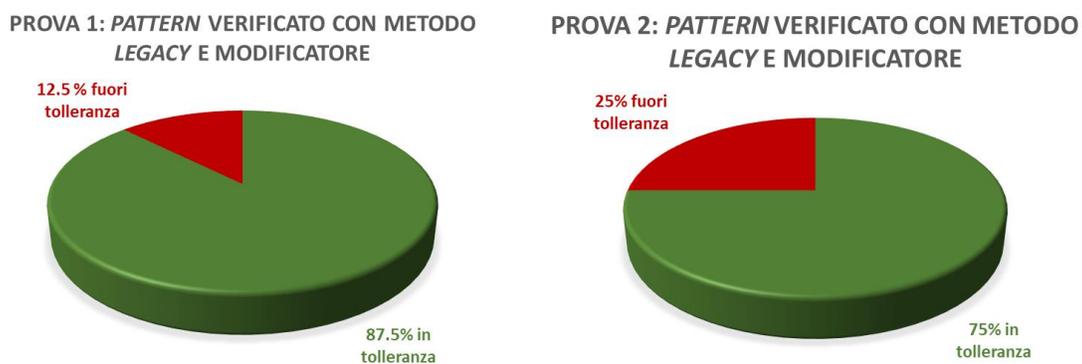


Figura 36 – Confronto grafico tra le percentuali di elementi in tolleranza e quelli fuori tolleranza relative al *pattern* di quattro fori esaminato con il metodo *legacy* ed il modificatore rispettivamente durante la *Prova 1* (sinistra) e la *Prova 2* (destra).

Questa diminuzione degli elementi verdi nel passaggio da una prova all'altra può sembrare influente in quanto nel caso in esame è dovuto sostanzialmente a poche *features* che si trovano ad essere fuori tolleranza con la *Prova 2* dopo essere state invece in tolleranza con la *Prova 1*; tuttavia, bisogna tener presente che i numeri di elementi analizzati in totale durante l'attività di tirocinio e durante ogni singola prova (ordine di grandezza di 10^2) sono di gran lunga inferiori rispetto ai numeri con cui ci si deve interfacciare in ambito industriale (ordine di grandezza che mediamente è quantificabile come $10^5 \div 10^6$ se non superiore): appare ovvio dunque come una riduzione del 12.5%, che nella presente trattazione dati gli esigui numeri di *features* analizzate può sembrare di poca importanza perché corrisponde a tre/quattro elementi di differenza tra le due casistiche, può invece essere di fondamentale importanza in ambito industriale, dove il numero di elementi analizzati è esponenzialmente maggiore, poiché può spesso fare la differenza tra l'accettazione o il rifiuto di un lotto da parte di un'azienda e soprattutto corrisponde a costi di produzione, dovuti ad un maggior numero di componenti scartati, molto maggiori.

Infine, per quanto riguarda lo studio del foro centrale è possibile osservare dei risultati identici a quelli già analizzati con la *Prova 1* (seppur con piccoli aumenti nei valori assoluti di deviazione), ovvero gli elementi analizzati con il metodo *GD&T* (*Tabella 27* e *Tabella 28*) risultano essere tutti in tolleranza, con e senza modificatore, mentre invece quelli analizzati con il metodo *legacy* (*Tabella 29* e *Tabella 30*) necessitano del modificatore per essere conformi alle indicazioni di tolleranza geometrica richieste.

Portata a termine anche l'analisi di questa *Prova 2* si sottolinea come, senza effettuare l'operazione di qualifica preliminare, i nuovi valori ottenuti risultino differenti rispetto a quelli ricavati dalla *Prova 1*: in particolare, i risultati riscontrati ora sono praticamente tutti maggiorati rispetto ai precedenti e quest'aumento è quantificabile in un *range* che spazia dai centesimi di millimetro fino in alcuni casi a raggiungere anche qualche decimo di millimetro; quest'incremento appena citato rappresenta dunque l'errore sul valore di penetrazione apparente del tastatore che si cerca di recuperare con l'operazione di qualifica. Inoltre, si noti come nonostante l'assenza dell'operazione di qualifica si può anche in questo secondo caso osservare che l'utilizzo del modificatore permette un netto incremento delle *features* in tolleranza, infatti sui 48 elementi verificati senza modificatore solo il 33% di essi è risultato accettabile (stesso dato della *Prova 1*) mentre invece con l'aggiunta del modificatore la quota degli elementi in tolleranza è salita al 69% (valore inferiore rispetto alla *Prova 1* ma in netto miglioramento rispetto al caso senza modificatore); in *Figura 37* è rappresentato graficamente questo confronto.

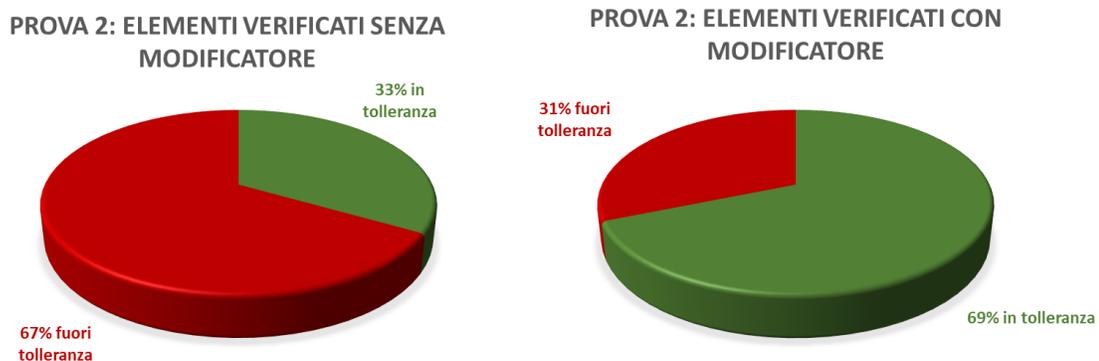


Figura 37 – Confronto tra le due percentuali di elementi in tolleranza e fuori tolleranza nel caso di controlli effettuati senza modificatore (a sinistra) e con il modificatore (a destra) durante la Prova 2.

6. Conclusioni e possibili sviluppi dell'elaborato

Al termine dell'analisi di tutti i risultati ottenuti con le differenti metodologie di misurazione presentate si può dunque concludere che, indipendentemente dal tipo di controllo effettuato, l'utilizzo del modificatore di massimo materiale combinato alla corretta applicazione delle normative riguardanti le tolleranze dimensionali e geometriche garantisce la riduzione significativa del numero di "scarti errati", ovvero evita di considerare non valido un pezzo che, nonostante non sia esattamente uguale alle prescrizioni nominali raccomandate dal disegno del componente, rientra ugualmente nei limiti di tolleranza e che dunque in fase operativa risulterebbe perfettamente funzionante; come si è visto, è stato possibile raggiungere questo risultato soprattutto grazie all'aggiunta ai valori di tolleranza geometrica di partenza dei valori di bonus e *shift*, vero *plus* introdotto dal corretto utilizzo del modificatore di massimo materiale associato, quando possibile, rispettivamente al valore di tolleranza geometrica e ai riferimenti. I vantaggi più importanti sono stati ottenuti durante l'analisi del *pattern* di fori, per i quali si è avuto un incremento del 45% di elementi in tolleranza: si è infatti passato da un 30% di *features* accettate, ottenuto senza l'utilizzo del modificatore, ad un 75%, frutto dei test che prevedevano il suo utilizzo; anche per quanto riguarda il foro centrale i risultati sono stati ottimali (seppur con un campione statistico di misurazioni molto inferiore, appena otto rilevamenti, rispetto ai test effettuati sul *pattern* di fori) in quanto con l'utilizzo del modificatore di massimo materiale tutte le prove effettuate hanno dato esito positivo, ovvero l'elemento è sempre risultato in tolleranza. In *Tabella 31* sono dunque riassunte sinteticamente le percentuali relative agli elementi rilevati in tolleranza e quelli invece fuori tolleranza per la *Prova 1*.

PROVA 1							
Misure senza modificatore	Elementi	In tolleranza	Fuori tolleranza	Controllo tolleranze	Elementi	In tolleranza	Fuori tolleranza
	48	33.33%	66.67%		GD&T	24	25.00%
Pattern di fori	40	30.00%	70.00%	Legacy	16	37.50%	62.50%
				GD&T	4	100.00%	0.00%
Foro centrale	8	50.00%	50.00%	Legacy	4	0.00%	100.00%
				Controllo tolleranze	Elementi	In tolleranza	Fuori tolleranza
Misure con modificatore	48	79.17%	20.83%	GD&T	24	66.67%	33.33%
Pattern di fori	40	75.00%	25.00%	Legacy	16	87.50%	12.50%
				GD&T	4	100.00%	0.00%
Foro centrale	8	100.00%	0.00%	Legacy	4	100.00%	0.00%

Tabella 31 – Confronto tra le percentuali di elementi che risultano essere in tolleranza oppure fuori tolleranza a seguito della Prova 1 nelle due casistiche principali, con e senza modificatore di massimo materiale, per le differenti tipologie di controllo.

Durante l'esposizione dei risultati ottenuti, è stata inoltre dimostrata l'importanza di un corretto utilizzo delle macchine di misura a coordinate e del relativo *software*; si è infatti osservato come a seguito della *Prova 2*, realizzata senza l'operazione di qualifica preliminare, le percentuali di componenti in tolleranza diminuiscono in quanto alcune *features* che con la prova precedente erano considerate in tolleranza risultano invece fuori tolleranza al termine della seconda prova, nonostante l'utilizzo del modificatore. In *Tabella 32* sono dunque riassunte le percentuali relative alla *Prova 2*: in questa nuova serie di controlli si nota come la percentuale di elementi in tolleranza relativi alle verifiche effettuate sul *pattern* di fori scenda

al 62.5% e al 75% rispettivamente per i test effettuati con metodo *GD&T* e *legacy*, entrambi con modificatore di massimo materiale, denotando dunque una riduzione percentuale pari a poco più del 4% nel primo caso e al 12.5% nel secondo.

PROVA 2							
Misure senza modificatore	Elementi	In tolleranza	Fuori tolleranza	Controllo tolleranze	Elementi	In tolleranza	Fuori tolleranza
	48	33.33%	66.67%				
Pattern di fori	40	30.00%	70.00%	GD&T	24	25.00%	75.00%
				Legacy	16	37.50%	62.50%
Foro centrale	8	50.00%	50.00%	GD&T	4	100.00%	0.00%
				Legacy	4	0.00%	100.00%
Misure con modificatore	Elementi	In tolleranza	Fuori tolleranza	Controllo tolleranze	Elementi	In tolleranza	Fuori tolleranza
	48	68.75%	31.25%				
Pattern di fori	40	67.50%	32.50%	GD&T	24	62.50%	37.50%
				Legacy	16	75.00%	25.00%
Foro centrale	8	100.00%	0.00%	GD&T	4	100.00%	0.00%
				Legacy	4	100.00%	0.00%

Tabella 32 – Confronto tra le percentuali di elementi che risultano essere in tolleranza oppure fuori tolleranza a seguito della Prova 2 nelle due casistiche principali, con e senza modificatore di massimo materiale, per le differenti tipologie di controllo.

In aggiunta ai temi principali sui quali si è deciso di focalizzare l'attenzione nel corso del presente elaborato, ovvero soprattutto l'influenza del modificatore di massimo materiale e della qualifica del tastatore sulle verifiche effettuate, sono stati pensati dei possibili sviluppi futuri per approfondire il lavoro che si è iniziato con questa tesi:

1. Il primo possibile sviluppo è quello di effettuare le misurazioni su di un componente realizzato per essere poi adoperato in fase di lavoro, ovvero un pezzo sottoposto a trattamenti di finitura superficiale *ad hoc*, proprio nell'ottica dell'utilizzo che poi se ne andrà a fare in opera, e che pertanto presenta delle tolleranze più strette rispetto a quelle verificate nella presente trattazione. In questo modo si potrebbero mettere in risalto le differenze tra un componente realizzato a scopi didattici, come quello su cui si è lavorato in questo caso, ed uno invece prodotto e rifinito per essere utilizzato in fase operativa;
2. Un secondo possibile sviluppo è quello che prevede la realizzazione di un apposito componente a partire da un disegno *CAD* realizzato dall'utente per poi andarne a prendere direttamente le quote e le rispettive tolleranze; rispetto al lavoro svolto in questo elaborato dunque, con questa variazione si andrebbero ad invertire le prime due fasi del processo di verifica, ovvero mentre per questa trattazione si è partiti dal componente fisico per poi realizzarne il disegno su *Solidworks* nello sviluppo proposto si partirebbe dal progettare il pezzo e realizzarlo tramite *CAD* per poi metterlo in produzione ed infine studiarlo con le macchine di misura. In questo modo si potrebbe realizzare un componente a scelta dell'utente, che rispecchi al 100% i requisiti desiderati per lo studio che si è scelto di intraprendere e per le caratteristiche che si devono approfondire e verificare;
3. Il terzo ed ultimo sviluppo proposto richiede invece di considerare nella valutazione dei risultati ottenuti anche l'influenza che può avere la temperatura, in accordo con quanto illustrato nel

Sottoparagrafo 4.3.2 relativo agli errori dovuti alla deriva termica; l'idea di base sarebbe quella di effettuare delle misurazioni in una camera a temperatura controllata, mantenuta costante a temperatura ambiente (20°C) durante lo svolgersi delle verifiche richieste, e poi comparare i risultati ottenuti con quelli visti nel presente elaborato, cercando di comprendere le cause delle probabili variazioni numeriche che verranno così riscontrate.

Il vincolo maggiore che ha impedito di realizzare questi interessanti approfondimenti già nella presente trattazione è quello di natura economica: sia la realizzazione e la conseguente finitura superficiale di un componente (primi due sviluppi proposti) da utilizzare poi soltanto per scopi didattici che l'utilizzo di una camera a temperatura controllata (terzo sviluppo) avrebbero comportato infatti un dispendio economico ed un impiego di risorse non congrui con quelli a disposizione per l'attività in programma. Tuttavia, qualora se ne abbia la possibilità, questi tre spunti forniti potrebbero essere tutti dei validi punti di partenza per dar vita ad una trattazione atta ad approfondire ed arricchire lo studio iniziato con questo elaborato.

Ad ogni modo, nonostante le criticità appena evidenziate, per quanto ottenuto nel corso di questo studio risulta chiaro come in ambito ingegneristico sia di fondamentale importanza la corretta applicazione delle normative relative al disegno tecnico; quest'ultime poi possono essere integrate con delle ulteriori specifiche, come ad esempio i modificatori (di cui si è ampiamente discusso nel corso della trattazione), che ad oggi però sono ancora poco conosciuti e soprattutto poco sfruttati a livello di progettazione meccanica e in ambito industriale in relazione alle loro grandi potenzialità. Se poi a tutto ciò si associa un utilizzo corretto ed accurato degli strumenti di verifica dei componenti, nel caso in esame delle macchine di misura a coordinate, i benefici derivanti dall'unione dei vari fattori risulta essere ancora maggiore. Per quanto visto dunque, tutti questi nuovi strumenti, sia teorici che pratici, a disposizione dell'ingegnere portano numerosi vantaggi non solo in ambito di progettazione ma anche in ambito metrologico, durante le verifiche dei componenti, e in ambito industriale, riducendo gli scarti e quindi i costi di produzione da sostenere da parte delle aziende.

Riferimenti bibliografici

- [1] Amandola A., Barini E., Chiovarelli G., Ruffa S., *HexGem – Compensazione automatica degli errori geometrici nella produzione di CMM*, in *“Tutto_Misure”*, n. 04, 2018
- [2] Balsamo A., *Il sistema tastatore a contatto: errori, cause, consigli*, in *“Probing”*, n. 21, novembre 2014.
- [3] Chirone E., Tornincasa S., *Disegno tecnico industriale Vol. 2*, Il Capitello, 2018.
- [4] Hexagon Manufacturing Intelligence, *Corso base di metrologia – Coordinate Measuring Machine: il sistema tastatore*, aprile 2016.
- [5] Hexagon Manufacturing Intelligence, *Global manuale utente*, giugno 2015.
- [6] Hexagon Manufacturing Intelligence, *Introduzione alla metrologia a coordinate – Conoscere la CMM: il sistema a coordinate*.
- [7] Hexagon Manufacturing Intelligence, *PC-DMIS CMM Manual for Version 2021.1*, 2021.
- [8] Hexagon Manufacturing Intelligence, *Qualifica del tastatore*.
- [9] Malagola G., Ponterio A., *La metrologia dimensionale per l'industria meccanica*, Augusta Edizioni, 2004.
- [10] Neumann A. G., *Geometric Dimensioning and Tolerancing Workbook*, Technical Consultants Incorporated, 1995.
- [11] Ponterio A., *Come creare un sistema di tolleranze su una posizione*, in *“Meccanica news”*, luglio 2013.
- [12] Tornincasa S., *Progettazione funzionale: l'impatto della norma ISO 14405*, in *“Il progettista industriale”*, giugno 2013.
- [13] Tornincasa S., *Technical Drawing for Product Design*, Springer Nature, 2021.