

1. Introduzione all'ice and water dispenser EMZ

La progettazione di frigoriferi di uso domestico è oggi un compendio di design e performance. In questo ambito la EMZ, come fornitore di componenti specifici per i frigoriferi, si muove sostanzialmente nell'ambito della riduzione dei consumi energetici e nella garanzia di elevate performance e contenuti costi di produzione.

Il mercato americano, per primo, da sempre attento alla domanda dei propri consumatori, è stato il teatro di una sfida fra case produttrici, a colpi di innovazione e design, in cui oltre alle estetiche sempre più curate nel dettaglio, hanno giocato e giocano tuttora un ruolo fondamentale gli ice and water dispensers.



FIG. 1.1 Sistema per la produzione di cubetti di ghiaccio inserito in un frigorifero domestico

Nella loro sostanza sono unità che producono cubetti di ghiaccio e ne controllano l'erogazione in funzione della richiesta dell'utente finale. In realtà sono unità che garantiscono la massima produzione di ghiaccio per il volume disponibile di stoccaggio, che ne ottimizzano l'efficienza energetica (kg/kWh), seguendo e controllando l'intero processo di formazione e produzione.

La figura 1.1, presenta un esempio di interfaccia utente per Ice and Water Dispenser completamente automatico; la figura 1.2 fornisce, invece, un esempio dei primi modelli manuali di dispenser integrati, in cui la rimozione del ghiaccio veniva operata dall'utente agendo sulle manopole circolari, indicate in figura, mentre un riscaldatore garantiva il rilascio del ghiaccio dalla superficie del contenitore.



FIG. 1.2 Vaschetta per la produzione di cubetti di ghiaccio in un sistema manuale (la rotazione viene gestita direttamente dall'utente attraverso manopole accoppiate ai supporti mostrati in figura)

La compagnia giapponese Nidec Sankyo ricopre la posizione di fornitore leader mondiale delle tecnologie automatiche per la produzione di ghiaccio nei frigoriferi domestici, detenendo i brevetti che le riservano i diritti esclusivi sulla produzione e sulla commercializzazione del prodotto.

Il sistema ideato da Sankyo Nidec è progettato in modo tale da realizzare la formazione e la successiva rimozione automatica dei cubetti di ghiaccio, mediante un movimento di torsione lungo l'asse del contenitore, che simula a tutti gli effetti la torsione che un uomo eserciterebbe per il rilascio dei cubetti da una comunissima vaschetta in plastica. Il tutto realizzato dall'accoppiamento tra gear-box (oggetto della presente tesi) e vaschetta porta cubetti.

La compagnia EMZ, fornitrice di sistemi iced and water dispenser, implementa la gear-box Sankyo. La figura 1.3 mostra un dettaglio della unità EMZ all'interno della quale risulta integrata la gear-box

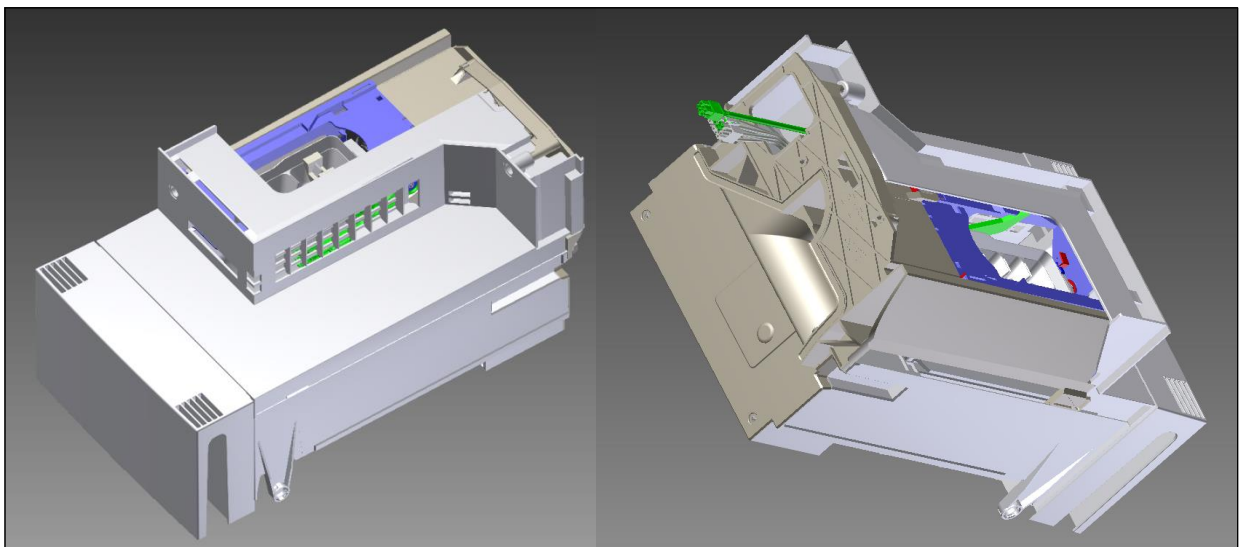


FIG. 1.3 Sistema per la produzione di ghiaccio automatico EMZ in cui è implementata la gear-box della Sankyo Nidec

In figura 1.4a e 1.4b, viene fornito un dettaglio dei principali componenti implementati nel Ice and Water dispenser EMZ, in particolare:

1. Una *vaschetta* (o *ice tray*) per la produzione di cubetti di ghiaccio;
2. Un *sistema di trasmissione a ruote dentate* posto in rotazione da un motore elettrico e protetto da un opportuno contenitore;
3. Una *leva* per il controllo della quantità di ghiaccio stoccata;
4. Una *cornice esterna* necessaria per fissare l'intero apparecchio alla parete interna del frigorifero. Su di essa è incastrato sistema di trasmissione.
5. Un *contenitore* per raccogliere i cubetti di ghiaccio prodotti;

In seguito verrà analizzato nel dettaglio il sistema di trasmissione (2) e in particolare la gear-box.

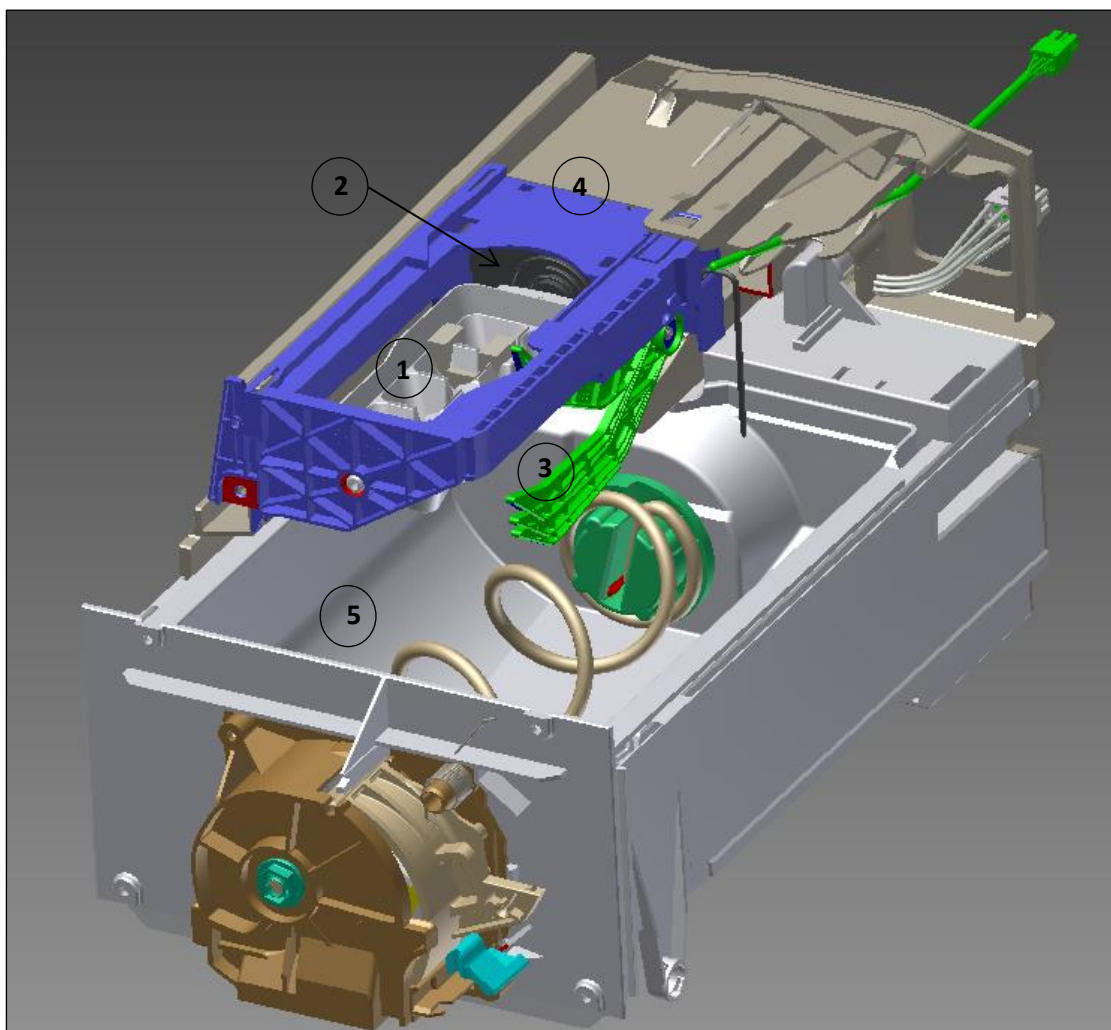


FIG. 1.4 Assemblaggio dei vari componenti che costituiscono il sistema: (1) Vaschetta; (2) Sistema di trasmissione a ruote dentate; (3) Leva; (4) Cornice esterna; (5) Contenitore

La vaschetta 1, in figura 1.4, viene riempita mediante un unico water inlet. Come si può notare dalla figura 1.5, infatti, i singoli vani sono posti in comunicazione tra loro grazie alla presenza di scanalature che consentono di avere il passaggio dell'acqua tra vani adiacenti e di realizzare un riempimento rapido e uniforme.

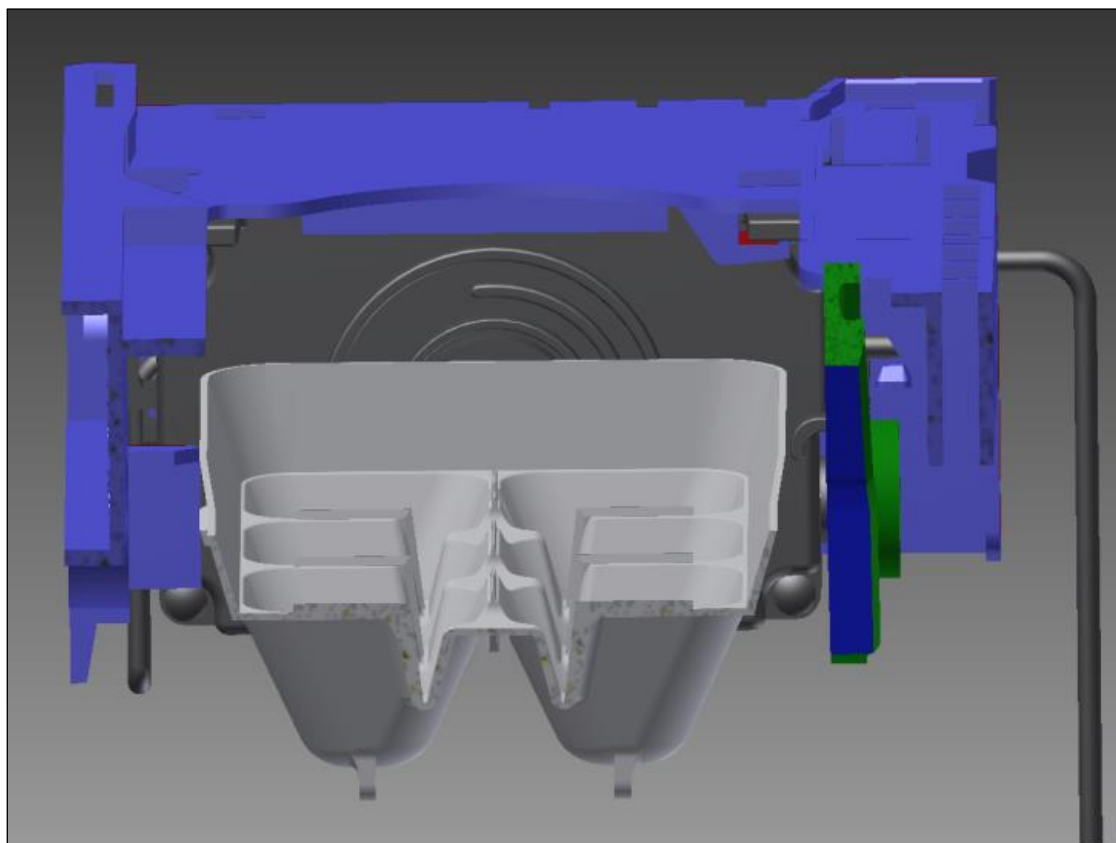


FIG. 1.5 Configurazione ice tray con dettaglio alle scanalature presenti tra vani adiacenti

La vaschetta viene lambita da un flusso d'aria a temperatura controllata pari a -20°C , che rappresenta il termovettore nel processo di congelamento. In figura 1.6 viene mostrato, secondo due diverse prospettive, il sistema di immissione del getto di aria fredda, la cui forma è studiata per garantire la migliore efficienza di bagnamento.

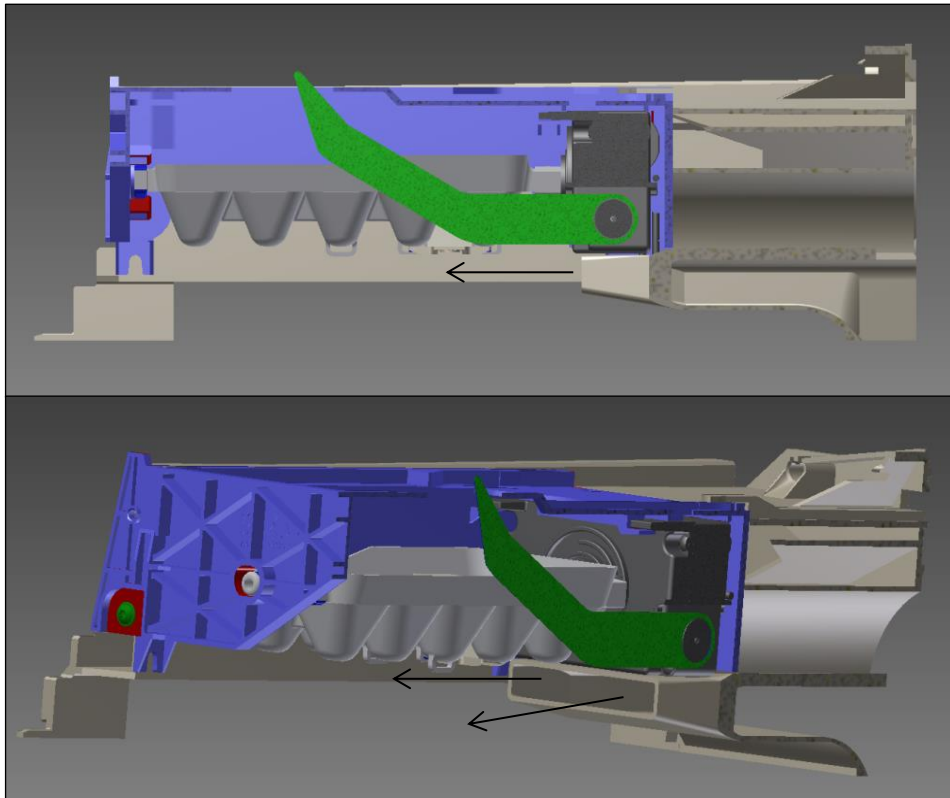


FIG. 1.6 Assemblaggio dei vari componenti che costituiscono il sistema

Il processo di rilascio del ghiaccio viene controllato dalla gear-box (unità nera in figura 1.7), contenente un sistema di trasmissione a ruote dentate per operare la rotazione della vaschetta.

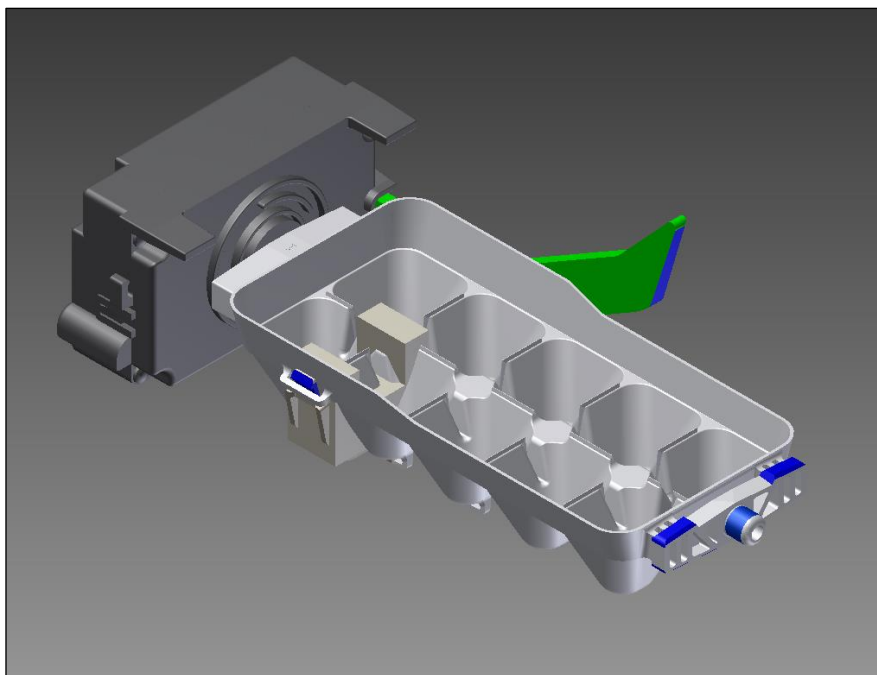


FIG. 1.7 Gear box

La vaschetta, vincolata su un lato alla cornice esterna (FIG 1.8a) sull'altro al sistema di trasmissione (FIG 1.8b/FIG 1.10), subisce una prima rotazione di circa 120° fino a quando non raggiunge i punti di blocco presenti sulla superficie della cornice esterna, mostrati in FIG 1.8. Essi rappresentano un ostacolo per la rotazione della vaschetta che, ancora sottoposta a torsione, subisce un'ulteriore *overtwisting* di 28° che genera nel contenitore una deformazione tale da distaccare e rimuovere i blocchetti di ghiaccio.

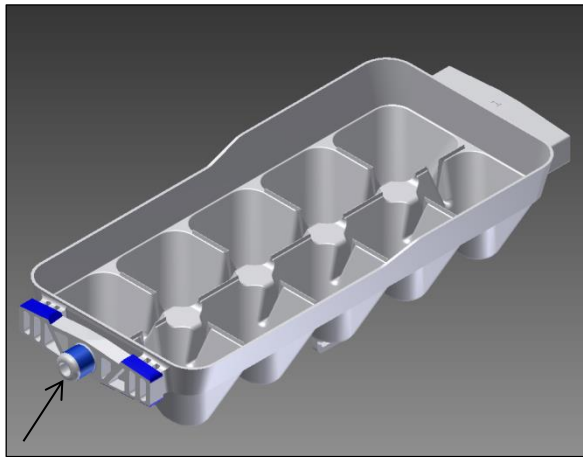


FIG. 1.8a Incastro del contenitore sulla cornice esterna

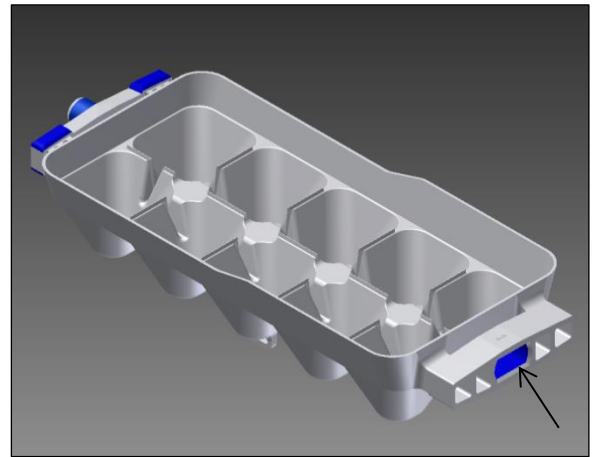


FIG. 1.8b Incastro del contenitore sull'albero del sistema di trasmissione

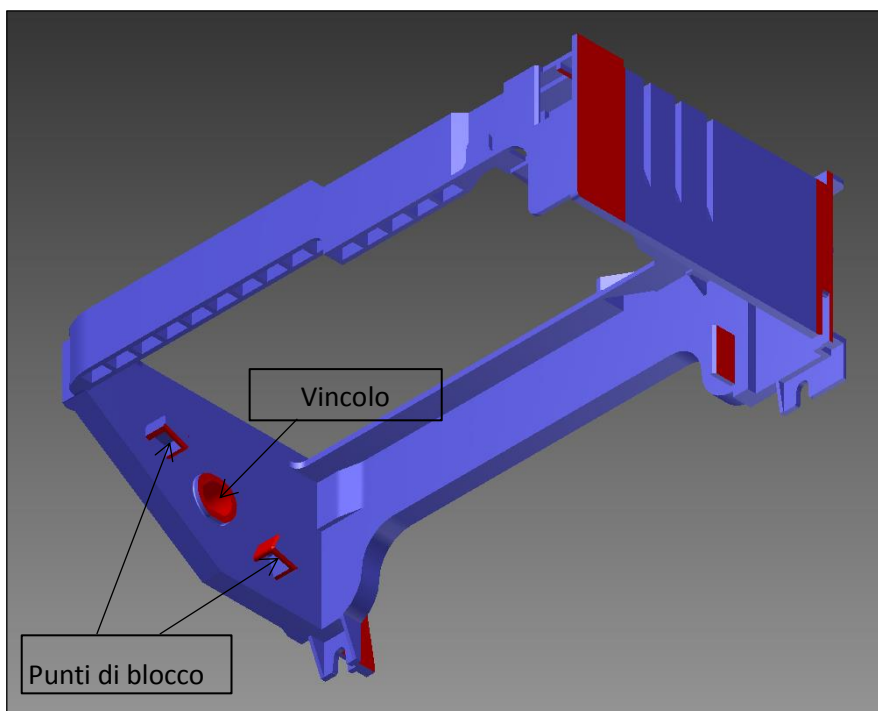


FIG. 1.9 Cornice esterna con punti di blocco e vincolo di incastro vaschetta

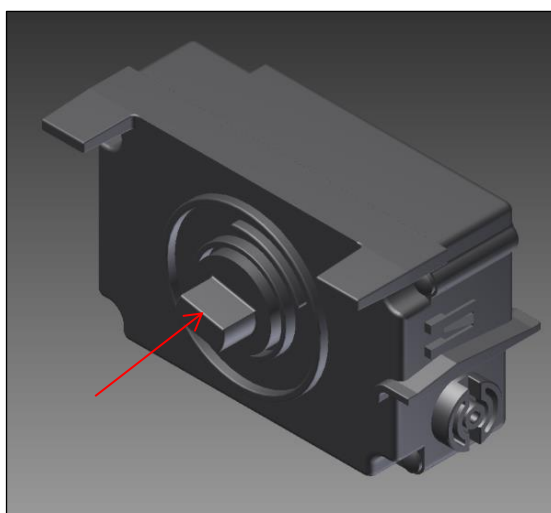


FIG. 1.10 Albero ruota a camma; rappresenta il vincolo e quindi il collegamento tra il sistema di trasmissione e la vaschetta per la formazione dei cubetti di ghiaccio

Per verificare lo stato di formazione del ghiaccio è stata implementata una termocoppia sulla porzione inferiore della vaschetta che, leggendo il valore di temperatura alla parete, comanda il processo di rilascio dei cubetti.

La posizione della sonda di temperatura è strettamente relazionata con l'efficienza del processo di formazione del ghiaccio. Essa, infatti, viene posizionata nel punto più sfavorito ossia in corrispondenza della zona in cui il ghiaccio si solidifica più lentamente.

In questo caso la termocoppia è localizzata in prossimità dei primi due vani sul lato di immissione aria.

Per l'analisi dettagliata delle prestazioni del processo di formazione del ghiaccio si rimanda al capitolo specifico.

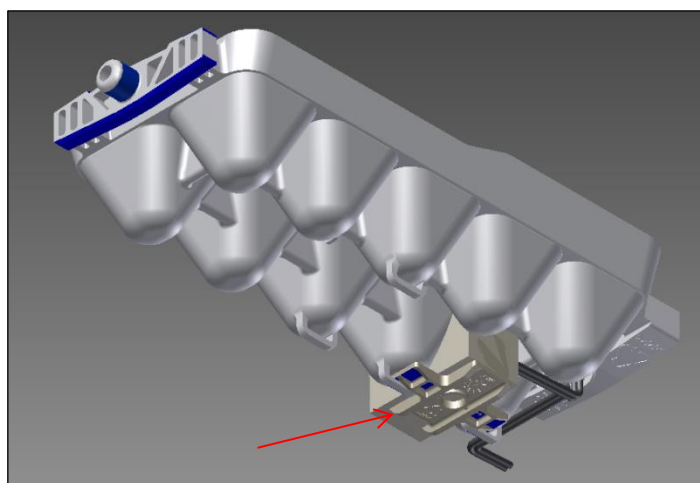


FIG. 1.11 Posizionamento della sonda di temperatura relativa al processo di formazione del ghiaccio con relativo supporto isolante.

La sonda è rivestita da una schiuma plastica isolante, in modo tale da limitare errori sulla percezione della temperatura di parete, attribuibili al flusso convettivo refrigerante sulla superficie del sensore. La termocoppia, infatti, non rileverebbe la temperatura raggiunta dalla superficie del contenitore ma una temperatura falsata dal getto d'aria refrigerante, rendendo il controllo inefficiente.

La gear-box implementa, inoltre, un meccanismo per il controllo automatico della quantità di ghiaccio stoccata, costituito dalla leva (FIG 1.12b) che, connessa alla trasmissione tramite il relativo albero leva (FIG 1.12a), si abbassa verso il contenitore e interrompe la rotazione nel caso in cui esso risulti pieno (livello di set).

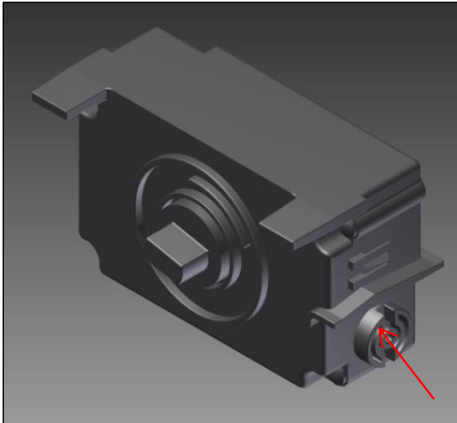


FIG. 1.12a Albero leva

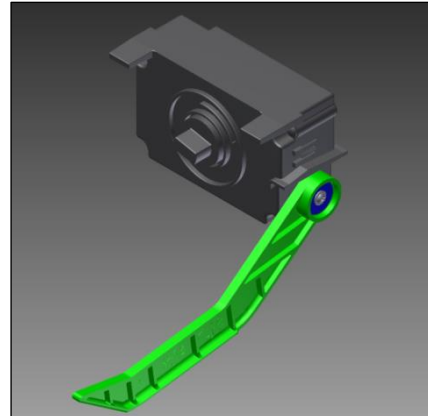


FIG. 1.12b Collegamento tra albero e leva

In figura 1.13 viene mostrata la configurazione del contenitore per la raccolta del ghiaccio prodotto dal sistema. La presenza della spirale, azionata da un motore dedicato, permette di convogliare il ghiaccio verso il punto di prelievo dove viene ripetutamente sottoposto all'azione di un sistema di lame che separa i singoli cubetti.

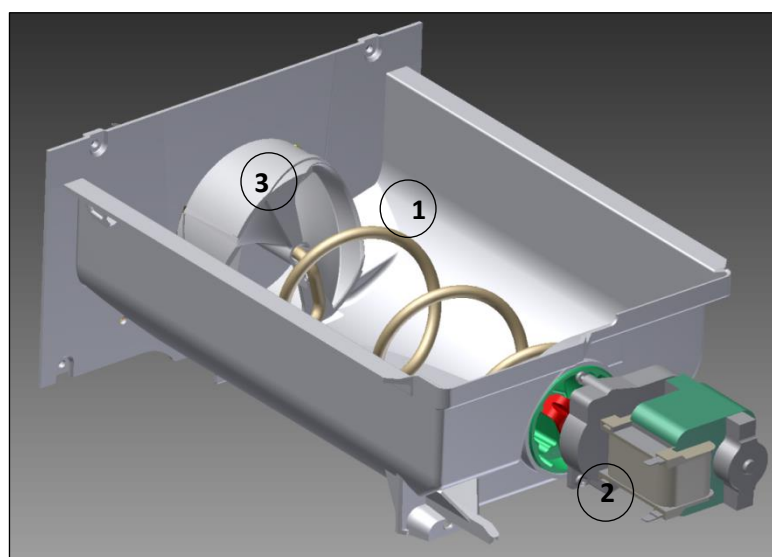


FIG. 1.13 Contenitore per la raccolta dei cubetti di ghiaccio provvisto di una spirale (1), azionata dal relativo motore(2), e da un sistema di lame (3) per la separazione di blocchi di ghiaccio solidificatisi tra loro.

Il presente lavoro di tesi si propone due obiettivi principali: ottimizzazione e redesign della gear-box di Sankyo Nidec, per la produzione di un sistema di trasmissione completamente EMZ.

In particolare, in una prima fase si analizza il sistema di trasmissione Sankyo Nidec in termini di funzionamento e di brevetti, al fine di identificare le soluzioni attualmente presenti sul mercato e di ridurre al minimo la probabilità di incorrere nel “patent infringement” durante lo sviluppo di una nuova, possibile configurazione.

L’ottimizzazione e lo sviluppo del nuovo sistema si svolge a partire dai risultati ottenuti da un’analisi agli elementi finiti (FEM) del sistema attuale, sviluppata in ambiente ANSYS, che consente di simulare il fenomeno dell’ingranamento e di valutare per esso lo stato tensionale, identificando, così le aree critiche del sistema.

Sulla base di tali analisi si studia, quindi, una nuova soluzione; anche per essa si impostano le simulazioni FEM al fine di stimare il comportamento del sistema in condizioni di carico e di verificare il mantenimento delle performance attuali, garantite dal sistema Sankyo Nidec presente in commercio.

Il secondo obiettivo perseguito riguarda l’analisi energetica del sistema, in particolare:

- Caratterizzazione delle performance, numerica (CFD) e sperimentale, della configurazione correntemente in produzione. Si valutano i parametri che influenzano maggiormente il processo di formazione del ghiaccio come la velocità e il consumo di energia ad esso associato. La stima di tali grandezze permette di identificare le aree critiche in termini di scambio termico minimo e di sviluppare, quindi, nuove soluzioni per incrementare le performance del sistema.
- Ottimizzazione del sistema attuale. Modifica dell’inlet aria, ottimizzazione della trasmissione alla parete del contenitore dei cubetti, effetto dell’holder sul coefficiente di scambio termico.

2. Presentazione del sistema Sankyo Nidec e analisi brevettuale

Questo capitolo si incentra sulla presentazione degli elementi essenziali per la progettazione del sistema di trasmissione Sankyo Nidec e sull'analisi dei brevetti attivi sulla gear-box.

Il primo obiettivo di questa tesi è quello di ottimizzare il su citato sistema in termini di riduzione di costi, sviluppando una tecnologia che mantenendo o migliorandone le performances, consenta di aggirare eventuali patent infringement.

Sulla base dei risultati e delle considerazioni derivanti da un'analisi molto accurata dei brevetti che proteggono i singoli componenti presenti all'interno del sistema di trasmissione, sarà possibile reperire descrizioni dettagliate delle tecnologie presenti sul mercato, identificare lo stato dell'arte ed eventualmente sviluppare una nuova idea.

Prima dell'analisi dettagliata del sistema viene riportata la teoria delle ruote dentate, facendo riferimento alla tipologia di ingranaggi presenti nel sistema oggetto di studio e riportando i parametri principali che descrivono l'ingranamento tra ruote dentate.

2.1. Introduzione alle ruote dentate

Un ingranaggio è un elemento di trasmissione costituito da due ruote dentate. La trasmissione del moto rotatorio e della potenza può avvenire tra assi paralleli, concorrenti e sghembi.

L'obiettivo della progettazione di trasmissioni ad ingranaggi è di avere un rapporto di trasmissione costante ed elevate coppie trasmesse con dimensioni e masse contenute. La trasmissione, inoltre, deve essere in grado di operare in modo affidabile durante la vita di servizio prevista.

Poiché le deformazioni subite dai denti durante il funzionamento sono assai contenute la cinematica delle ruote dentate può essere studiata applicando le leggi del moto dei corpi rigidi.

Nel caso bidimensionale il moto di un corpo rigido può essere pensato, istante per istante, come una sequenza di atti di moto di rotazione intorno a un punto definito *centro di istantanea rotazione*. La posizione di tale punto cambia nel tempo. La curva formata dalle successive posizioni del centro di istantanea rotazione nel sistema di riferimento fisso è chiamata *polare fissa*, mentre la curva formata nel sistema di riferimento solidale al corpo stesso è chiamata *polare mobile*. In questo modo la geometria del moto del corpo rigido è completamente sintetizzata e descritta dal puro rotolamento della polare mobile, ad esso solidale, sulla polare fissa.

La trasmissione del moto avviene tramite l'ingranamento di denti a profilo coniugato attraverso cui viene trasmessa la coppia nominale da un albero all'altro. La ruota dentata che imprime il moto, generalmente quella di dimensione inferiore, è detta *motrice*, o *pignone*; la ruota che viene trascinata, subendo l'azione dell'altra, è detta *condotta*.

I due elementi ruotano con diversa velocità angolare a causa delle differenti lunghezze delle circonferenze, in particolare la velocità angolare risulta inversamente proporzionale al diametro; si definisce rapporto di trasmissione il rapporto tra le due velocità angolari.

I fianchi dei denti in presa possono essere assimilati a due camme a profili coniugati, che pertanto si scambiano un'azione ortogonale alla tangente alla curvatura di ciascun profilo nel punto di contatto. Per avere un'azione diretta sempre ortogonalmente al profilo è necessario realizzare il profilo dei denti secondo un procedimento di involuppo reciproco.

Generalmente, per questo tipo di applicazione, si adotta il profilo ad evolvente di cerchio poiché consente di mantenere un rapporto di trasmissione costante.

Il sistema di trasmissione implementato nella gear-box risulta costituito dalle seguenti categorie di ruote dentate: *ruote dentate cilindriche a denti dritti*; *cilindriche a denti elicoidali*; *vite senza fine*. Nel primo caso i denti sono paralleli all'asse di rotazione mentre per ruote dentate a denti elicoidali risultano inclinati rispetto all'asse di rotazione (generalmente di un angolo compreso tra 0° e 30°). Rispetto alle ruote a denti dritti, garantiscono una minore rumorosità, a seguito di un ingranamento più graduale, e una minore usura da contatto tra i denti come conseguenza della maggiore superficie di contatto offerta a parità di coppia scambiata. Lo svantaggio di questa soluzione è la produzione di una forza risultante lungo l'asse dell'ingranaggio, che deve essere sostenuta da un apposito cuscinetto a sfere. Un altro svantaggio è un maggiore attrito tra i denti causato dalla maggiore superficie di contatto, che deve essere ridotto con l'uso di lubrificanti.

Il trasferimento di potenza dal motore all'intero sistema di trasmissione avviene, invece, mediante l'accoppiamento di una *ruota dentata piana a denti elicoidali* e di una *vite ad evolvente* (accoppiata direttamente all'albero motore).

La vite senza fine (FIG. 2.1) è un cilindro di piccolo diametro con un filetto trapezoidale, provvisto di uno o più denti elicoidali continui che ingranano con i denti di una ruota dentata elicoidale.

L'accoppiamento *vite senza fine/corona cilindrica elicoidale* consente di trasferire moto e momento meccanico con elevato rapporto di trasmissione tra assi sghembi, generalmente perpendicolari e non intersecantisi. Influiscono su questo rapporto l'inclinazione del filetto della vite e il numero dei denti della corona. Generalmente la trasmissione del movimento è data dalla vite (definita "conduttrice") e questo consente di mantenere una situazione statica all'uscita del sistema.

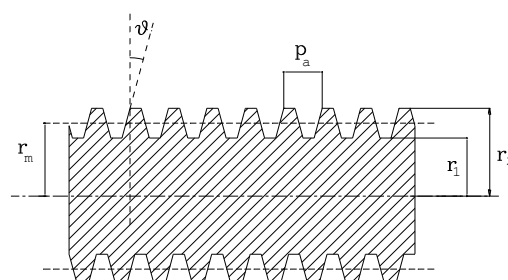


FIG. 2.1 Profilo vite senza fine e grandezze ad essa associate

- *Spessore trasversale*: spessore del dente nel piano della circonferenza primitiva;
- *Vano*: spazio fra i denti nel piano della circonferenza primitiva;
- *Modulo (m)*: rapporto tra diametro primitivo (d) e numero di denti (z) della ruota;

$$m = \frac{d}{z} \quad [1]$$

- *Passo primitivo*: arco di circonferenza misurato sul cerchio primitivo tra due punti omologhi di due denti consecutivi misurato sulla circonferenza primitiva, pari alla somma dello spessore trasversale più l'ampiezza del vano;

$$p = \pi \frac{d}{z} = \pi m \quad [2]$$

- *Addendum*: estensione in altezza del dente esternamente alla primitiva ($ad=m$ [3]);
- *Deddendum*: estensione in altezza del dente internamente alla primitiva ($de=1.25m$ [4]);
- *Altezza del dente*: estensione in altezza totale del dente, risultante dalla somma di addendum e dedendum ($ad+de$);
- *Circonferenza di testa (r_a)*: si ottiene dalla circonferenza primitiva sfalsandola radialmente verso l'esterno di una quantità corrispondente all'*addendum* ($r_a = r_p + ad$ [5]);
- *Circonferenza di piede (r_d)*: si ottiene a partire dalla circonferenza primitiva sfalsandola radialmente verso l'interno di una quantità pari al *dedendum* ($r_d = r_p - de$ [6]);
- *Raggio di raccordo della base del dente (ρ)*: raggio di raccordo del profilo del dente in corrispondenza della circonferenza di base; è un parametro di proporzione indispensabile per limitare l'effetto intaglio nella zona critica ($\rho=m/3$ [7]);

ai fini del corretto ingranamento tra due ruote dentate, è necessario che esse abbiano lo stesso modulo. Solo in tale situazione è possibile ottenere denti ingrananti di dimensioni geometriche perfettamente coniugate.

Il rapporto di trasmissione può pertanto essere espresso come segue:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_{p1}}{d_{p2}} = \frac{m \cdot z_1}{m \cdot z_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad [8]$$

Il rapporto di ingranaggio è il reciproco del rapporto di trasmissione:

$$u = \frac{1}{\tau} \quad [9]$$

2.2. Il sistema di trasmissione progettato da Sankyo Nidec

Lo scopo del sistema di trasmissione è quello di trasferire il momento torcente, generato dal motore e opportunamente ridotto dalla trasmissione attraverso le varie coppie di ingranaggi, lungo l'asse della vaschetta per la produzione di blocchetti di ghiaccio.

Il momento risultante finale deve essere tale da provocare nel contenitore una deformazione sufficiente per consentire il distacco dei cubetti di ghiaccio.

Il sistema oggetto di studio consiste in un contenitore (FIG. 2.3a e 2.3b), dalle dimensioni relativamente contenute e suddiviso in due porzioni perfettamente accoppiabili, all'interno del quale sono posizionati un motore e una serie di ruote dentate dimensionate per trasmettere un movimento rotatorio lungo l'asse della vaschetta.



FIG. 2.3a Contenitore (vista esterna)

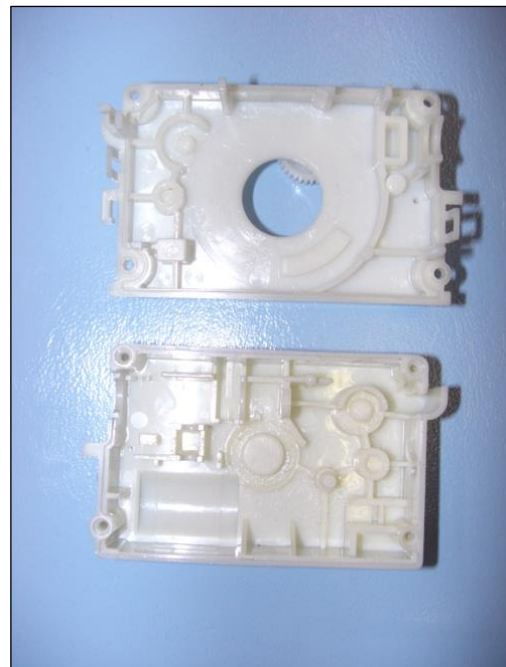


FIG. 2.3b Contenitore (vista interna)

Come si può notare dalla figura seguente la particolare forma del contenitore, caratterizzata da diversi elementi di fissaggio e di sostegno, garantisce un montaggio adeguato del sistema sulla cornice esterna.

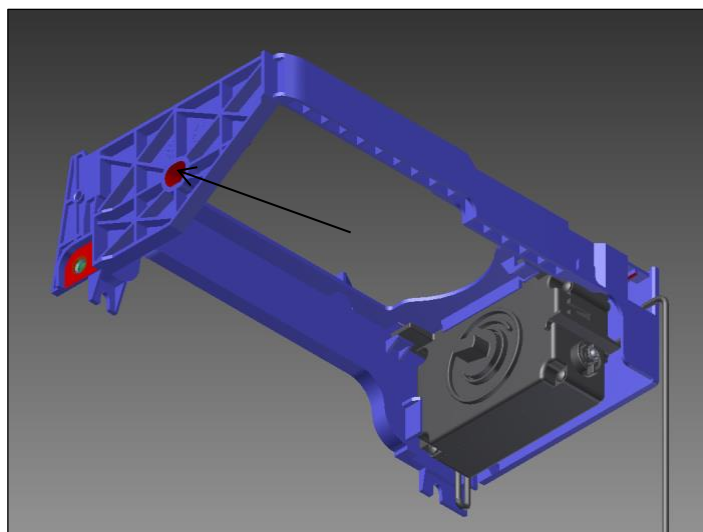


FIG. 2.4 Supporto di fissaggio della vaschetta sulla cornice esterna

Il sistema di trasmissione comunica con l'esterno attraverso l'albero della ruota a camma (FIG. 2.6), direttamente accoppiato con la vaschetta per la produzione dei cubetti di ghiaccio.

Quest'ultima, soggetta a un momento torcente sul lato direttamente accoppiato al sistema di trasmissione e fissata tramite un vincolo cilindrico sul lato opposto della cornice esterna (il vincolo è indicato con una freccia nella FIG. 2.4), subisce una prima rotazione di circa 120° fino a quando non raggiunge i punti di blocco. Essi rappresentano un ostacolo per la rotazione della vaschetta che, ancora sottoposta a torsione, subisce un'ulteriore *over-twisting* di 28° che genera nel contenitore una deformazione tale da distaccare e rimuovere i blocchetti di ghiaccio.

Il ghiaccio prodotto viene, poi, raccolto in un apposito contenitore posizionato al di sotto del sistema.

La sorgente del movimento è rappresentata da un motore a corrente diretta DC 12 V in grado di invertire il verso di rotazione.

Il meccanismo di produzione del ghiaccio viene opportunamente controllato grazie alla presenza di una leva di controllo, anch'essa azionata dal sistema di trasmissione attraverso il relativo albero leva (FIG. 2.5), che rileva la quantità di ghiaccio stoccata ed eventualmente blocca la rotazione del sistema nel caso in cui il contenitore sia pieno.

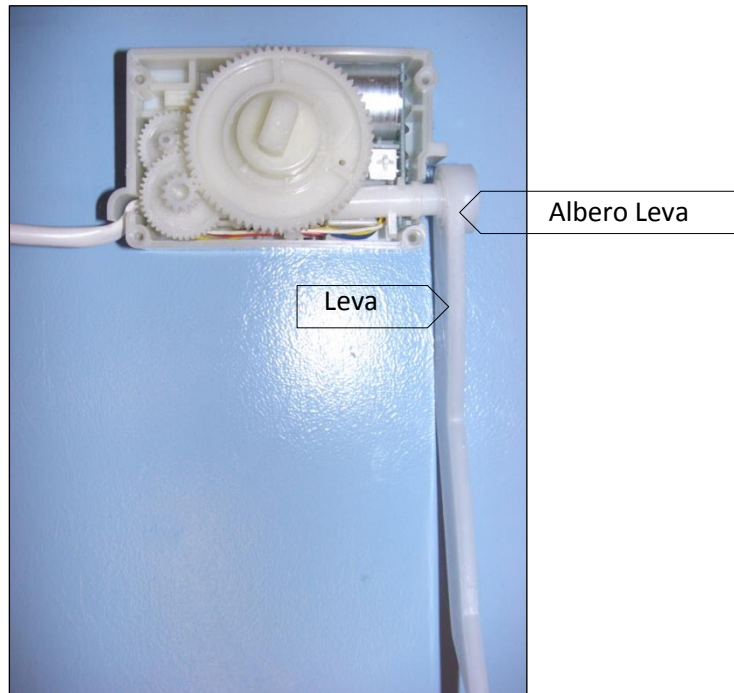


FIG. 2.5 Collegamento tra la leva per il controllo della quantità di ghiaccio stoccata nel contenitore e l'albero leva posto in rotazione dal sistema di trasmissione

Nelle figure seguenti vengono mostrati i singoli componenti che costituiscono il sistema (oggetto di studio) e il loro posizionamento all'interno del contenitore.

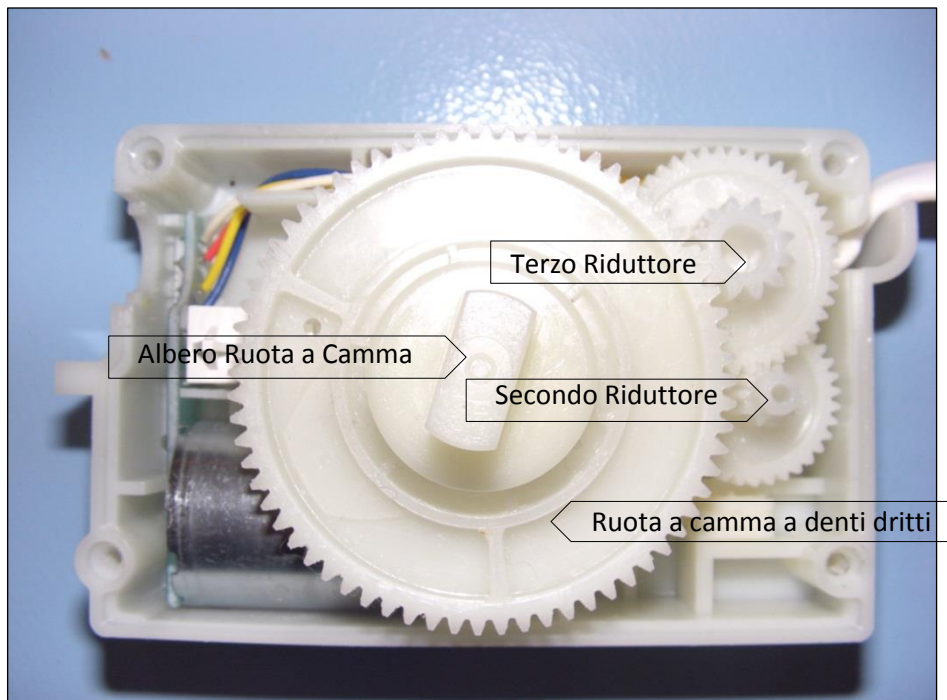


FIG. 2.6 Vista interna della gear-box (parte del sistema di trasmissione)

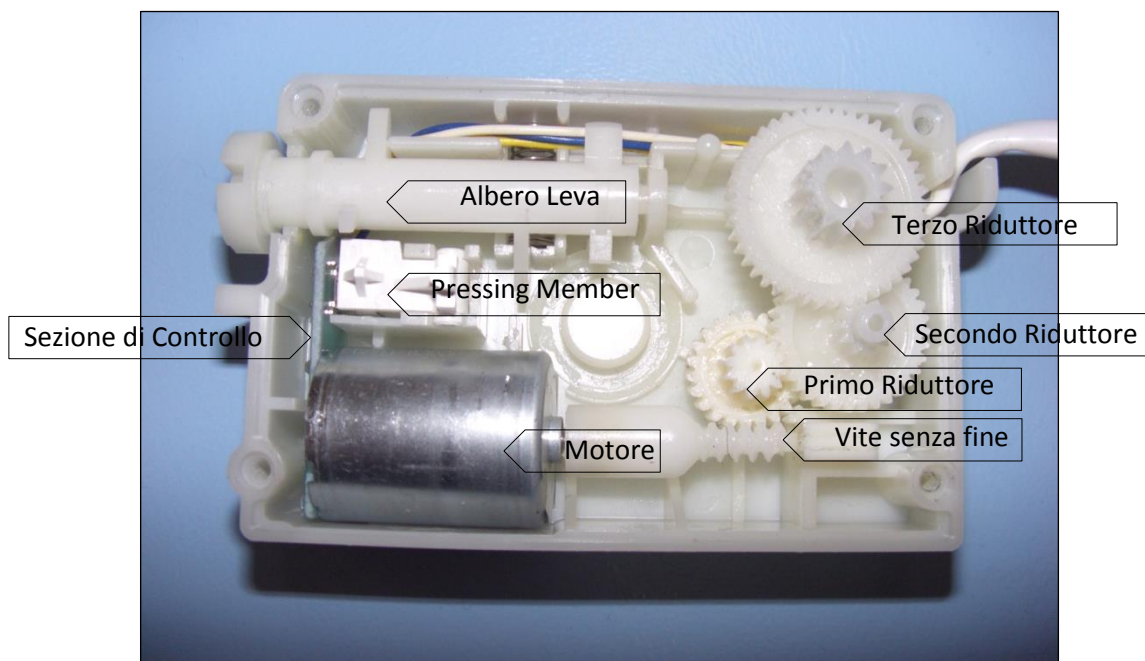


FIG. 2.7 Vista interna della gear-box (parte del sistema di trasmissione, motore, sezione di controllo, pressing member e albero leva)

Il sistema di trasmissione è costituito complessivamente da otto ruote dentate (FIG. 2.6 e 2.7): una vite senza fine, direttamente inserita sull'albero motore; un primo riduttore costituito dalla sovrapposizione di una ruota a denti elicoidali e di una ruota dentata a denti dritti di dimensioni inferiori. L'ingranamento tra vite senza fine e ruota dentata cilindrica ad denti elicoidali, consente di passare dalla direzione di rotazione orizzontale dell'albero motore alla direzione di rotazione verticale dell'intero sistema di trasmissione e del contenitore di produzione dei cubetti. Segue, poi, un secondo riduttore costituito da una ruota più grande, accoppiata alla ruota superiore del primo riduttore, e da una più piccola il cui profilo risulta coniugato con una ruota a camma (FIG. 2.8a e 2.8b). L'albero della ruota a camma trasferisce il momento torcente generato dal motore lungo l'asse di rotazione della vaschetta per la produzione dei cubetti di ghiaccio.

Nelle figure seguenti vengono mostrate le due facce della ruota a camma. La figura 2.8a rappresenta la porzione superiore sulla quale è ricavato l'albero della ruota che fuoriesce dal contenitore per accoppiarsi con la vaschetta. La figura 2.8b mostra, invece, la faccia inferiore, caratterizzata da un prolungamento di forma tubolare necessario per vincolare la ruota all'apposito supporto cilindrico presente sul contenitore.



FIG. 2.8a Ruota a camma (vista superiore)



FIG. 2.8b Ruota a camma (vista inferiore)

Il particolare profilo della ruota a camma identifica due superfici (FIG. 2.9) che consentono il movimento simultaneo di due elementi: l'albero leva (FIG. 2.11), accoppiato alla leva di controllo del ghiaccio (FIG. 2.5) e posto in rotazione a seguito dello spostamento lungo la superficie interna della camma, e un "pressing member" (FIG. 2.12) necessario ad attivare o disattivare uno switch (FIG. 2.13-(3)), posizionato tra il motore e l'albero leva (il pressing member mette lo switch in una posizione pressing o non pressing"). Questo secondo elemento viene azionato dallo scorrimento lungo la superficie esterna ed è necessario a identificare la posizione della vaschetta.

Il sistema costituito dal pressing member, dallo switch e dall'albero leva rappresenta il meccanismo di controllo della posizione della vaschetta per la produzione dei cubetti di ghiaccio (FIG. 2.10).

Il movimento dei due elementi, albero leva e pressing member, lungo i profili ricavati sulla ruota camma viene chiarito nella seguente figura, dove vengono mostrate nel dettaglio le superfici attive che la caratterizza.

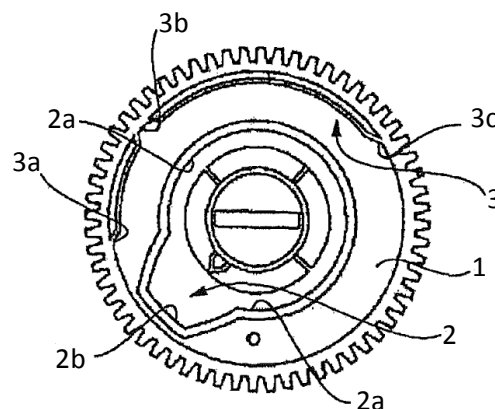


FIG. 2.9 Configurazione inferiore della ruota a camma con identificazione delle superfici attive

La porzione inferiore della ruota (FIG. 2.9) è caratterizzata da una zona anulare, inacavata (1), sulla quale sono state ricavate due particolari nervature. La prima, interna alla superficie e indicata in FIG. 2.9 con il numero 2, permette lo scorrimento dell'albero leva per il controllo della quantità di ghiaccio. Essa è suddivisa in due zone: la zona 2a, dalla forma prettamente circolare, che identifica il tratto in cui l'elemento non risulta operativo e la zona trapezoidale 2b, definita zona operativa, che rappresenta la fase di discesa della leva per la misura della quantità di ghiaccio stoccata all'interno del contenitore.

Una seconda nervatura (3), ricavata lungo la superficie perimetrale della zona anulare, è responsabile, invece, del movimento del pressing member ed è quindi finalizzata a realizzare il controllo della posizione della vaschetta.

Su di essa sono ricavati tre punti di avvallamento in corrispondenza dei quali si ha la discesa del pressing member sullo switch e quindi l'invio di un altrettanto numero di segnali alla sezione di controllo.

Il primo segnale, generato quando l'elemento pressing member si trova a occupare la zona 3a, identifica la posizione orizzontale iniziale della vaschetta durante il processo di caricamento dell'acqua e viene seguito da un secondo avviso, inviato in corrispondenza del punto 3b, rappresentante la fase terminale del processo di formazione del ghiaccio e caratterizzato anch'essa da una posizione orizzontale della vaschetta.

Il terzo segnale riconosce, infine, la posizione ruotata di 148° assunta dalla vaschetta durante la fase di deformazione e separazione del ghiaccio e viene trasmesso alla sezione di controllo una volta raggiunto il punto 3c.

In figura 2.10 si può vedere l'accoppiamento, e quindi la posizione reciproca, che si ha tra la ruota a camma e i due elementi che essa attiva durante la sua rotazione.

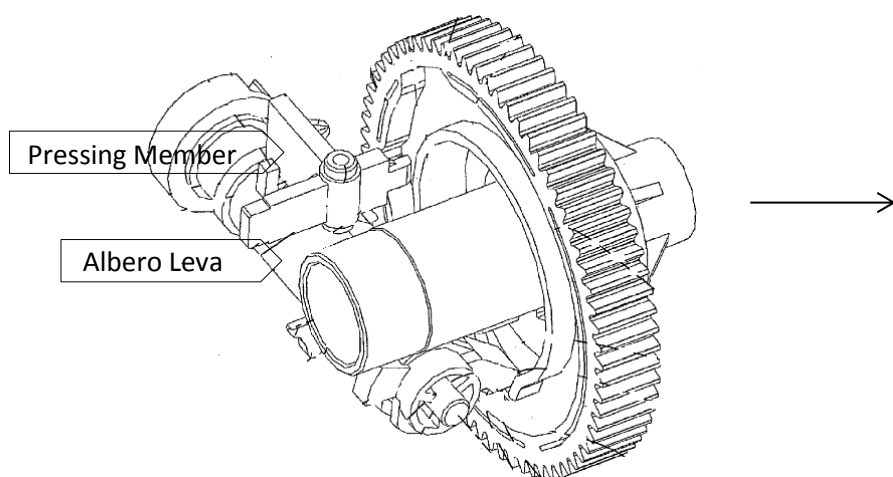


FIG.2.10 Accoppiamento tra ruota a camma, albero leva e pressing member

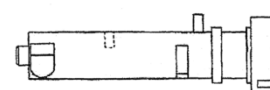


FIG. 2.11 Albero leva

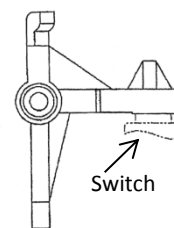


FIG. 2.12 Pressing Member

Il sistema di trasmissione prevede una sezione di controllo (vedi FIG. 2.7) che, oltre ad agire direttamente sulla rotazione del motore, elabora i segnali provenienti dall'attività del meccanismo di controllo della posizione della vaschetta, della leva di controllo della quantità di ghiaccio e dalla termocoppia, posta sulla superficie inferiore della vaschetta.

Lo switch viene direttamente montato sulla sezione di controllo e risulta appoggiato su un apposito supporto ricavato direttamente sul contenitore. La figura 2.13, riportata di seguito, e, in particolare modo, la vista in sezione, mostra lo switch (3) e il relativo supporto (5), l'inserimento del pressing member (2) e dell'albero leva (4) sulla ruota a camma (9), la sezione di controllo alla quale arrivano i terminali elettrici del motore e dello switch.

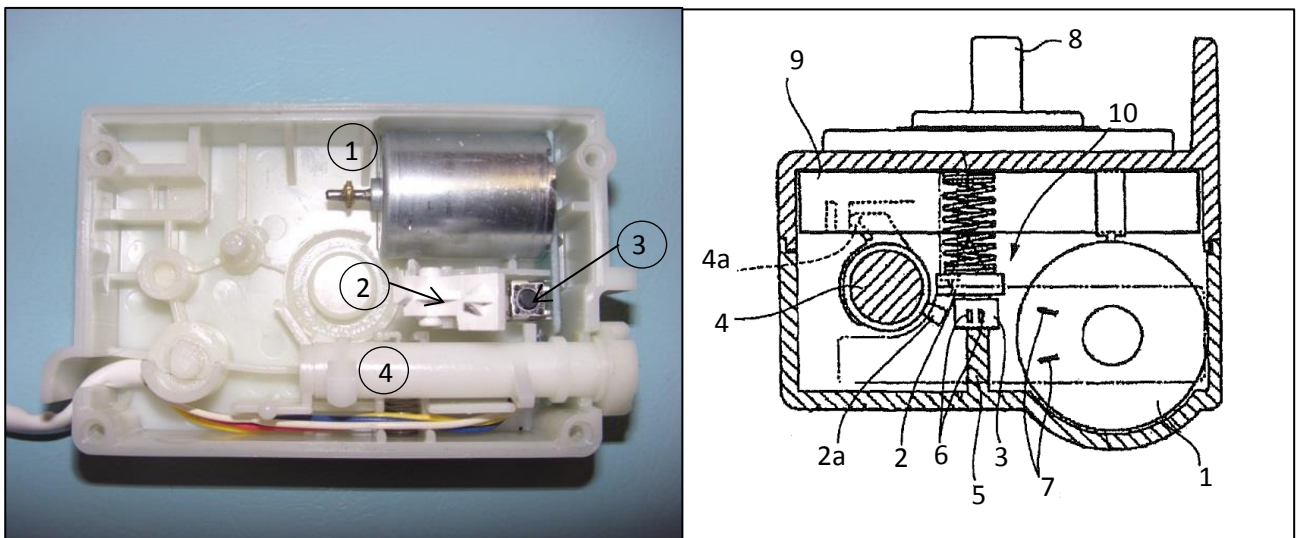


FIG. 2.13 (1) Motore; (2) Pressing member; (2a) Protrusione sull'albero leva che solleva il pressing member; (3) Switch; (4) Albero leva; (4a) Incastro albero leva sulla ruota a camma; (5) Supporto switch; (6) Terminali elettrici switch; (7) Terminali elettrici motore; (8) Albero ruota a camma; (9) Ruota a camma; (10) Sezione di controllo

Le schede tecniche relative al sistema progettato da Sankyo Nidec, contenenti le specifiche dimensionali e le informazioni relative ai materiali, sono riportate nelle appendice A e B.

2.3. Ricerca brevetti

La ricerca brevettuale è stata condotta fissando l'attenzione sul sistema precedentemente descritto, progettato dalla compagnia Sankyo Nidec.

Il brevetto, che contiene la definizione dello stato dell'arte e la descrizione dettagliata di una soluzione tecnica, è una importante fonte di informazione per EMZ.

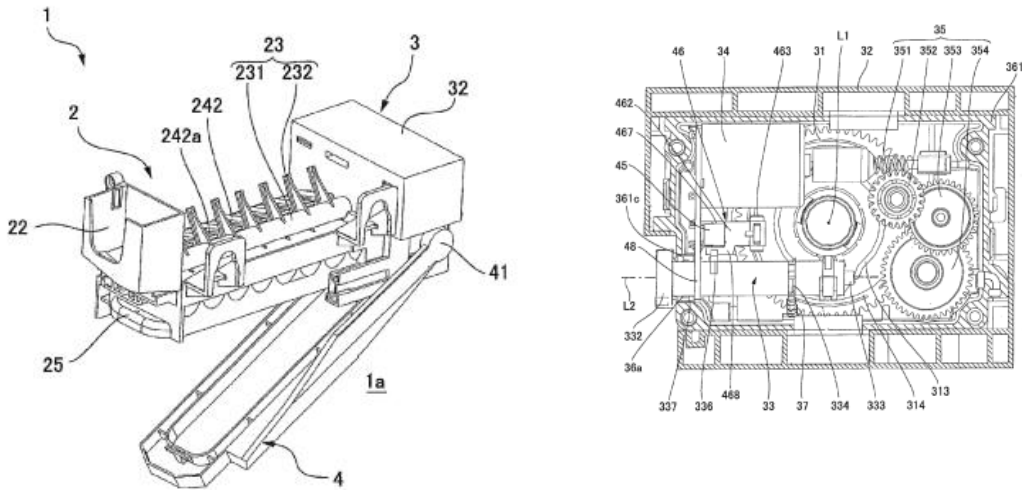
Il contenuto di un brevetto costituisce un diritto esclusivo in grado di escludere i terzi dallo sfruttamento economico e dalla commercializzazione dell'invenzione. In particolare in esso si specifica l'ambito tecnologico, il contenuto dell'invenzione e i paesi per i quali la protezione risulta valida.

La ricerca di tali documenti è stata effettuata consultando la banca dati online www.depatisnet.dpma.de ed inserendo opportune parole chiave, oppure informazioni note quali anno di pubblicazione, inventore ecc.

Grazie ad essa sarà possibile identificare lo stato dell'arte raggiunto dal sistema, identificare le soluzioni presenti sul mercato ed eventualmente operare un'innovazione tecnologica che non violi i diritti esistenti e permetta, quindi, di migliorare o completare le attuali tecnologie.

La ricerca brevettuale ha raccolto quaranta brevetti inerenti all'intero sistema per la produzione dei cubetti di ghiaccio. Di seguito vengono esposte le informazioni fondamentali, quali titolo, inventore, assegnatario e data di pubblicazione, riguardanti i documenti relativi al solo sistema di trasmissione.

Si è scelto di riportare l'*abstract* dei singoli brevetti che descrive in modo sintetico il contenuto della soluzione tecnica.



Abstract: A cam mechanism may include a rotation cam body, a first moved member which is urged so as to move along an inner side cam face formed on the rotation cam body, and a second moved member which is urged so as to move along an outer cam face formed on the rotation of the cam body. An end face of the rotation cam body is formed with a surrounding wall part, a protruding part protruded from the end face on an inner peripheral side so as to face the surrounding wall part and, a part of which is formed as a discontinuity portion, and a recessed part formed so as to recess from the end face in an area sandwiched between the surrounding wall part and the discontinuity portion. The inner side cam face is structured of an inner wall face of the protruding part and an inner wall portion directing to an inner side in a radial direction of the recessed part. The cam mechanism may be effectively utilized in an ice making device.

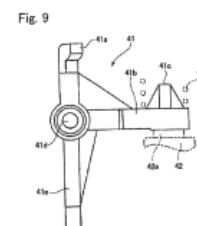
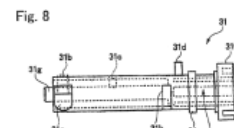
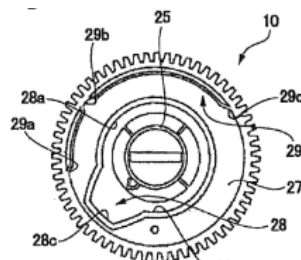
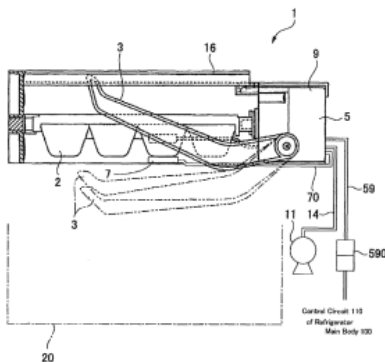
3. "DRIVE UNIT FOR AUTOMATIC ICE MAKER"

N° Brevetto: US000008499571B2

Inventore: Shunji SAITO

Assegnatario: NIDEC SANKYO CORPORATION

Data di pubblicazione: 02.09.2010



Abstract: A drive unit for an automatic ice maker may include a drive part provided with a motor for driving an ice tray and an ice detecting member, a position detecting device for detecting positions of the ice tray and the ice detecting member, a control section for controlling drive of the motor on the basis of detection signals of the position detecting device, and a unit case in which the control section, the drive part, the position detecting device are accommodated. The automatic ice maker may be installed in an ice making compartment of a refrigerator.

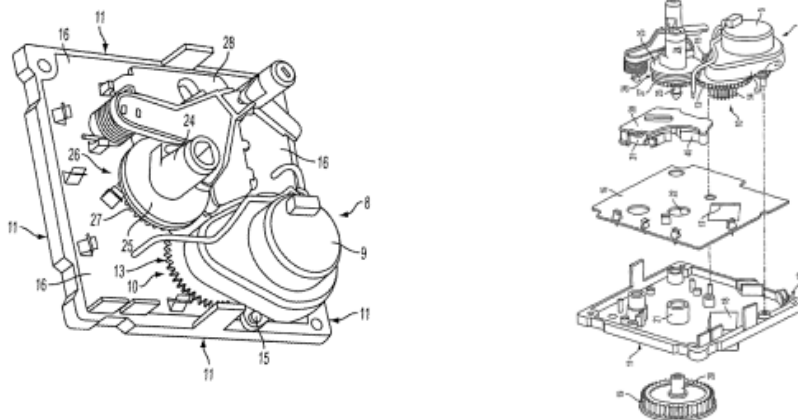
4. "DEVICE FOR PRODUCING ICE CUBES IN A REFRIGERATOR"

N° Brevetto: US000007712323B2

Inventore: Pietro VILLANI

Assegnatario: ELBI INTERNATIONAL S.p.a

Data di pubblicazione: 11.05.2010



Abstract: The device comprises a basin-like container in which partitioning baffles define a plurality of cavities or moulds open at the top, intended to hold a respective quantity of water put into them by means of solenoid valve, for the formation of corresponding ice cubes. An ejection device includes an electric motor device to which a rotatable shaft is coupled, from which stretch a plurality of ejector elements capable of provoking the expulsion of the ice cubes formed in said cavities or moulds as an effect of the rotation of the shaft. Control devices are associated with the motor device and with the solenoid valve, and comprise two cams operatively driven in rotation by the motor at different speeds. The cams have respective enabling and control profiles engaged operatively by the same feeler that cooperates with an electric switch in such a way as to define, in the operating cycle of the device, at least one time interval of predetermined duration for the opening of said water feed solenoid valve.

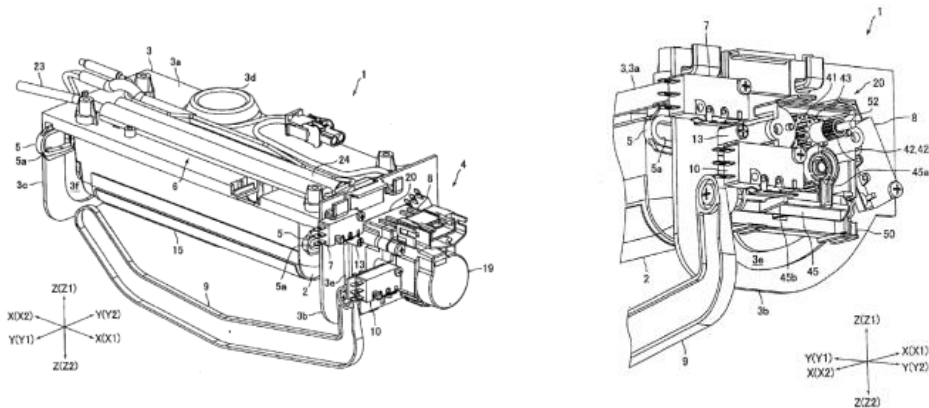
5. "GEAR MECHANISM, ICE MAKING DEVICE AND ASSEMBLING METHOD FOR GEAR MECHANISM"

N° Brevetto: US000008499571B2

Inventore: Hiroki KURATANI

Assegnatario: NIDEC SANKYO CORPORATION

Data di pubblicazione: 26.08.2010



Abstract: A gear mechanism may include a first gear for operating a first drive object a second gear for operating a second drive object in cooperation with the first drive object and a third gear connected with a drive source. The second gear may include a small gear part engaged with the first gear, and a large gear part engaged with the third gear. An end face of the second gear on the large gear part side may be formed with a flange part and the flange part is formed with a cutout part for allowing the large gear part to engaged with the third gear. The gear mechanism may be preferably applied to an ice making device. An assembling method for the gear mechanism may utilize a previously formed mark part on the foist gear for determining a position in a circumferential direction of the first gear with respect to the case body and a previously formed positioning recessed part in the small gear part of the second gear so that a positioning pin is capable of being engaged with the positioning recessed part.

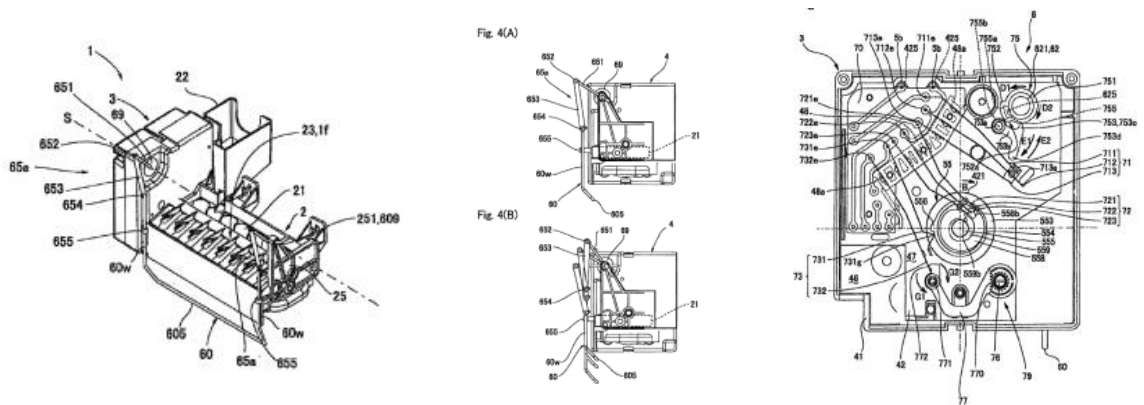
6. "ICE MAKING DEVICE"

N° Brevetto: US020100005818A1

Inventori: Shunji SAITO; Hideaki ITO; Tetsuiko HARA

Assegnatario: NIDEC SANKYO CORPORATION

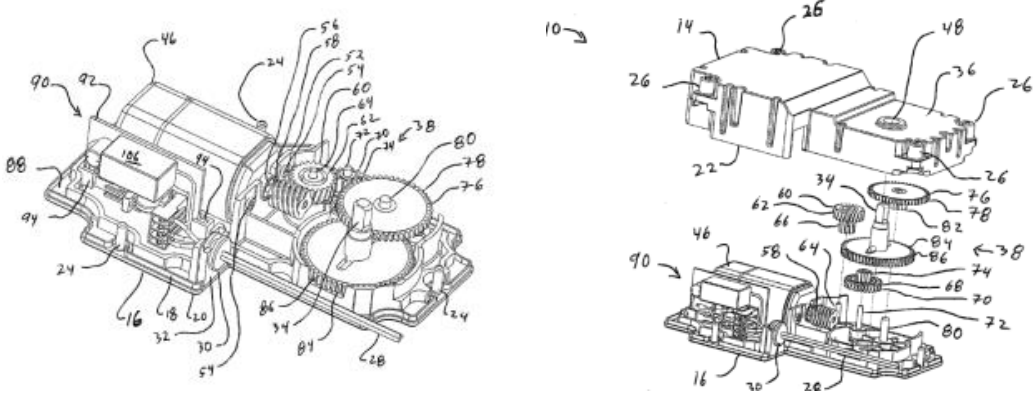
Data di pubblicazione: 14.01.2010



Abstract: An ice making device may include an ice tray for producing ice pieces, an ice storage part for storing the ice pieces, an ice discharging device for discharging the ice pieces from the ice tray to the ice storage part, an ice detecting lever having an ice abutting part for abutting with the ice pieces stored in the ice storage part, an ice detecting lever drive mechanism for driving the ice detecting lever toward the ice storage part, and a case body within which a drive source for the ice detecting lever drive mechanism is provided. The ice detecting lever drive mechanism may include a turning output member which transmits a rotational drive force of the drive source to an outer side of the case body, and a turning-linear conversion mechanism which is arranged on the outer side of the case body to convert turning of the turning output member into reciprocated linear-motion that is transmitted to the ice detecting lever.

7. "GEAR BOX FOR ICE DISPENSER"

N° Brevetto: US000008201478B2
Inventori: Emilio A. RAMIREZ; Ralph A. BLEY
Assegnatario: MOLON MOTOR AND COIL CORPORATION
Data di pubblicazione: 19.06.2012



Abstract: A gear box has a housing and a direct current motor inside of the housing. A rotatable output shaft extends through a wall of the housing and is rotatably driven by the motor via a gear train. The gear box can be used to dispense ice from a refrigerator/freezer. The motor drives the output shaft in an opposite direction to crush ice and dispense the crushed ice. The gear box has a low profile height. The gear train is located in front of a motor shaft of the motor and has a maximum height which does not exceed a maximum height of the motor. The motor shaft is perpendicular to the input gear of the gear train and to the output shaft of the gear box.

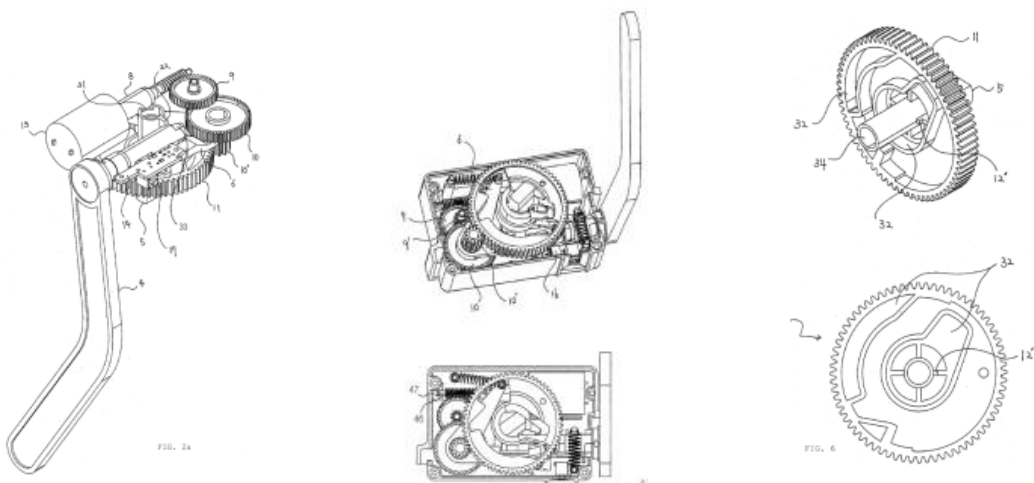
8. "ICE MAKER-DRIVING DEVICE FOR REFRIGERATOR FOR OPERATING THE SAME"

N° Brevetto: US020100031679A1

Inventore: Chul-Hee PARK

Assegnatario: /

Data di pubblicazione: 11.02.2010



Abstract: The present invention relates to an ice maker-driving device for a refrigerator and a method for operating the same wherein the ice-making container connected to the ice separating lever and rotated by initial circuit set is reversely rotated before forward rotation and has a protruded coupling part having a predetermined angle formed on the other side thereof, without any cooperation with the ice separating lever, so as to be coupled with a case fixing part, thereby allowing the ice-making container to be twistedly rotated at one side thereof according to the reverse rotation of the ice-separating lever, such that the separation of ice cubes is conducted and also the stress and tense state of the parts caused by their freezing are removed to prevent their malfunction, thereby efficiently achieving the ice separating and storing operations.

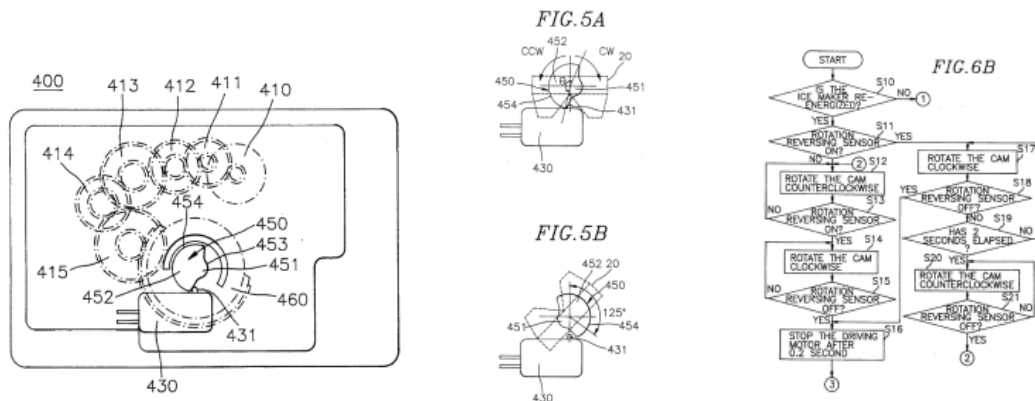
9. "ICE REMOVAL DEVICE FOR USE IN AN ICE MAKER AND METHOD FOR CONTROLLING THE SAME"

N° Brevetto: DE000069522420T2 - EP000000715135B1

Inventori: Chong-Sun KIM; Ji-Kwang JUNG

Assegnatario: DAEWOO ELECTRONICS CO:

Data di pubblicazione: 08.04.1997 - 05.06.1996



Abstract: The present invention provides an ice removal device having a controller and an ice manufacturing unit with a shaft, the device comprising: a motor, a cam gear secured on one end of the shaft unit and provided with a smaller and a larger circular portions, a plurality of gears and a rotation reversing sensor having a knob switch, the sensor disposed adjacent to the cam in such a way that the knob switch is pressed by either one of the edges of the cam.

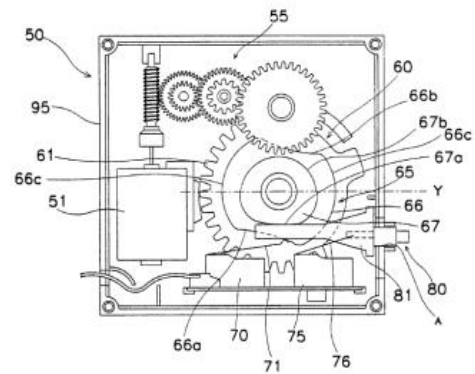
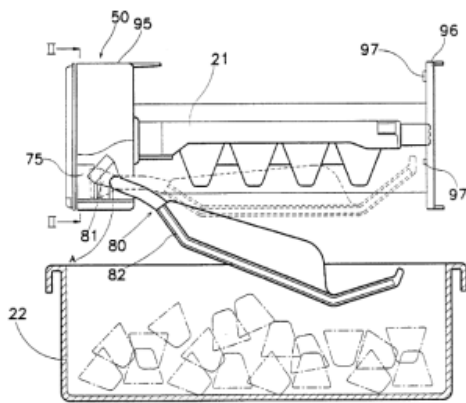
10. "ICE MAKER WITH A MECHANISM FOR DETERMINING A POSITION OF AN ICE MAKING TRAY"

N° Brevetto: DE000019648416C2 - US000005768899A

Inventore/i: Jung Il LEE; Jae Eok SHIM

Assegnatario: SAMSUNG ELECTRONICS CO.

Data di pubblicazione: 22.11.1996 - 23.06.1998



Abstract: An automatic ice maker includes an ice making tray rotatable between an upright ice-making position, and an inverted ice-discharging position. A container disposed beneath the tray receives the discharged ice. A cam wheel rotates with the tray and includes first and second cams that actuate first and second switches, respectively. A controller connected to the switches determines the position of the tray on the basis of the states of the switches. A lever detects whether the container is full of ice. When the container is full, the lever actuates the second switch in order to prevent further ice making operations, regardless of the orientation of the first and the second cams.

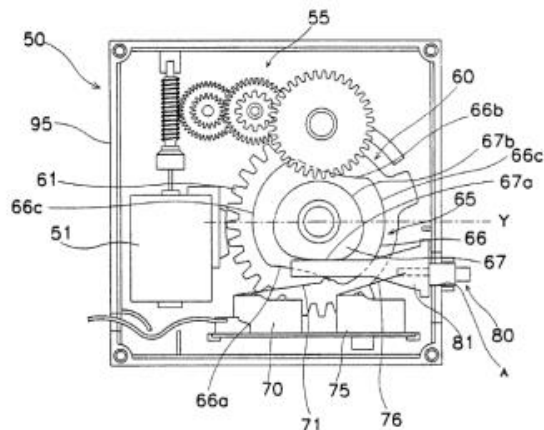
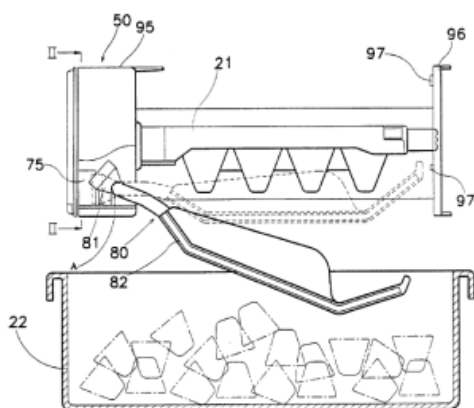
11. "ICE MAKER WITH A MECHANISM FOR DETERMINING A POSITION OF AN ICE MAKING TRAY"

N° Brevetto: DE000019651335C2 - US000005768900A

Inventori: Jung Il LEE; Jae Eok SHIM

Assegnatario: SAMSUNG ELECTRONICS CO.

Data di pubblicazione: 10.12.1996 - 23.06.1998



Abstract: An automatic ice maker adapted for use in a refrigerator includes an ice making container rotatable between an upright ice-making position and an inverted ice-discharging position by a motor. A reservoir is disposed beneath the container to receive the discharged ice. The position of the container is determined by switches which are actuated by cams that rotate with the container. Signals from the switches are fed to a controller which stops and starts the motor and determines the direction of the motor rotation. In order to prevent excessive overtravel of the container, e.g. in case of switch malfunction, stops are provided which stop rotation of the container independently of the controller.

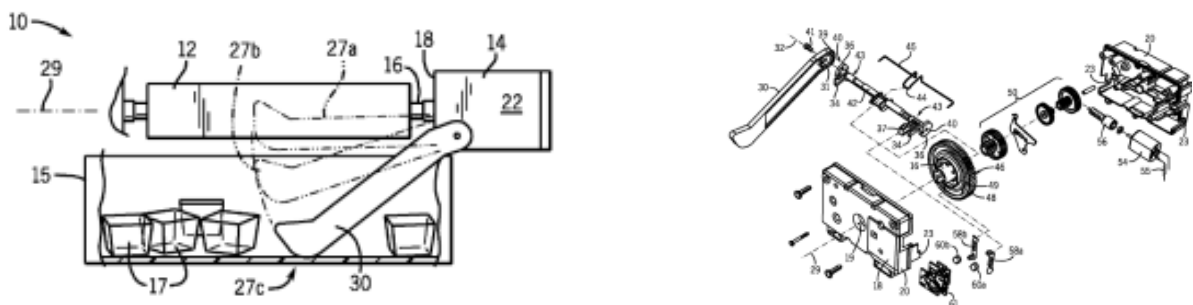
12. "ICE-HARVEST DRIVE MECHANISM WITH DUAL POSITION BAIL ARM"

N° Brevetto: US020120186288A1

Inventori: Kenayon A. HAPKE

Assegnatario: /

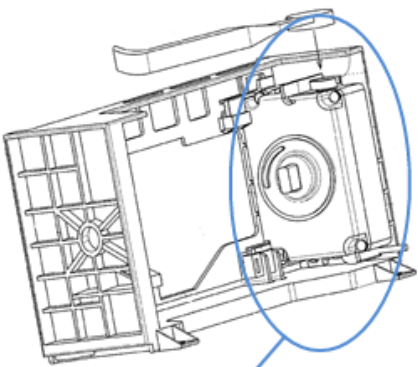
Data di pubblicazione: 26.06.2012



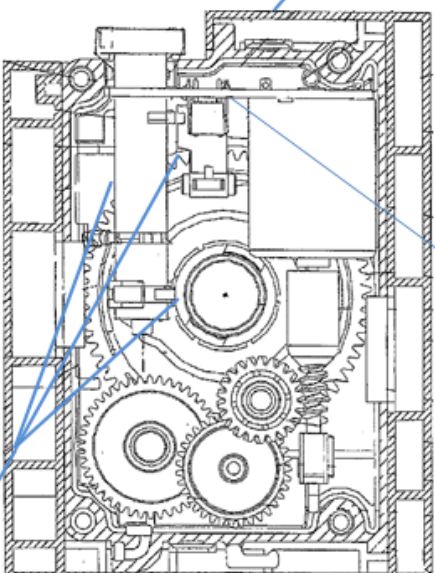
Abstract: An ice maker drive mechanism presents a housing having a frontward extending drive for an ice-harvester mechanism and left and right bail arm drive hubs. A bail arm that may drop into an ice bin collecting ice from the ice-maker to sense a height of ice cubes in and the ice bin may be attached to either of the left and right bail arm drive hubs providing a versatile ice-making mechanism that may be used in a variety of refrigerator designs.

Di seguito si riporta uno schema riassuntivo che associa ad ogni singolo componente del sistema di trasmissione i brevetti contenenti specifiche rivendicazioni su di esso, che rappresentano quindi diritti esclusivi per l'assegnatario dell'invenzione non violabili da terzi.

Il CD allegato contiene il file originale nel quale è stato realizzato il collegamento informatico per la consultazione dei documenti integrali.



DRIVE UNIT
 N° US020120240613A1 (Assembly/Profile)
 N° US000008201478B2 (Profile)
 N° US020100031679A1 (Fixing protrusions)
 N° DE000019651335C2 / US000005768900A
 N° US020120186288A1



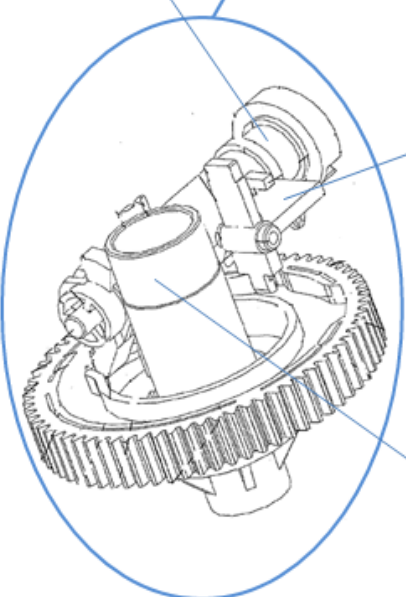
CIRCUIT BOARD
 N° US000008499571B2
 N° US000008201478B2
 N° US020100031679A1
 N° DE000069522420T2 / EP000000715135B1 (Controlling Method)

GEAR MECHANISM
 N° US020100212340A1 (Assembling Method)
 N° US000008201478B2
 N° US020100031679A1 (Worm Gear)
 N° DE000069522420T2 / EP000000715135B1
 N° US020120186288A1

ICE DETECTING MEMBER
 N° US000008499571B2
 N° US020100005818A1
 N° US020100031679A1
 N° DE000019648416C2 / US000005768899A
 N° US020120186288A1

**ICE TRAY POSITION
 DETECTING MEMBER (Microswitch)**
 N° US000008499571B2
 N° DE000069522420T2 / EP000000715135B1

STOPPER
 N° US020100031679A1



CAM MECHANISM
 N° US020100319385A1
 N° DE000069522420T2 / EP000000715135B1
 N° DE000019648416C2 / US000005768899A (2 Cams 2 Switches)
 N° DE000019651335C2 / US000005768900A
 N° US020120186288A1

2.4. Conclusioni

Gli esiti della ricerca brevettuale hanno evidenziato la presenza, sul mercato della refrigerazione domestica, di diverse tecnologie per la produzione automatica di cubetti di ghiaccio. Le descrizioni dettagliate presenti all'interno dei singoli brevetti hanno reso possibile l'approfondimento della logica di funzionamento dell'intero sistema.

La gear-box risulta essere, infatti, un complesso meccanismo che, a prescindere dalla funzione meccanica di trasferimento di coppia dal motore all'ice-tray, realizza attraverso camme e leverismi un completo controllo del processo di produzione del ghiaccio. In particolare:

- Controllo della posizione dell'ice-tray;
- Controllo dell'over-twisting;
- Controllo del livello del ghiaccio nel contenitore di stoccaggio.

Il tutto ben protetto dal punto di vista della proprietà intellettuale. In particolare, viene blindato l'utilizzo di una trasmissione che da verticale passi ad orizzontale, limitando fortemente la scelta di motori in grado di bypassare il problema. Nella valutazione della posizione dell'ice-tray viene protetto sia l'utilizzo di camme, sia il sistema di controllo e condizionamento del segnale. La misura attraverso una leva meccanica del livello di ghiaccio e il condizionamento del segnale conseguente, blindano la possibilità di utilizzo di una soluzione a basso costo e ad alto grado di affidabilità e funzionalità. Una ulteriore analisi brevettuale ha evidenziato, nel merito della misura del livello del ghiaccio, un alto grado di protezione nei confronti di idee basate su principi ottici o capacitivi.

Avremo modo di valutare nel capitolo 4, un sistema di trasmissione che aggira con pari performance, il problema relazionato alla trasmissione e, solo in parte, il controllo del posizionamento dell'ice-tray.

3. Modellazione ad elementi finiti della trasmissione a ruote dentate

Partendo dal sistema di carichi reali applicati alla nostra trasmissione, si è proceduto alla completa modellazione FEM del sistema, ottenendo il conseguente stato tensionale e di deformazione.

La corretta valutazione degli stati sollecitativi e dei conseguenti coefficienti di sicurezza consente, infatti, di identificare con precisione le zone in cui il sistema potrebbe essere soggetto a frattura e quindi, rivalutando il disegno del sistema, migliorarne le prestazioni.

L'utilizzo di un modello agli elementi finiti implica la necessità di ricorrere ad alcuni accorgimenti atti a semplificarne il processo di calcolo senza perdere in accuratezza.

Nello sviluppo del modello del sistema di trasmissione a ruote dentate, oggetto di studio, è stata posta particolare attenzione alla realizzazione della griglia di calcolo, al fine di permettere al codice numerico di rappresentare la soluzione in modo ottimale in corrispondenza dei punti di contatto, ossia le aree potenzialmente soggette a alti gradienti di sforzo.

Lo studio ha contemplato due differenti situazioni:

1. Analisi statica dell'intero sistema di trasmissione. Essa fornisce lo stato tensionale del modello globale e consente di identificare la coppia di ruote dentate maggiormente sollecitata. È stata considerata la condizione di carico nominale e temperatura di esercizio 20°C; secondo le specifiche fornite dalla compagnia Sankyo Nidec, in condizioni nominali, il sistema di trasmissione è soggetto a un momento torcente di 4 Nm applicato sulla ruota a camma (FIG. 3.1)
2. Analisi statica del sottomodello costituito dalla coppia di ruote maggiormente sollecitata. In particolare vengono analizzate due differenti situazioni di carico esterno (vedi figura 3.1) :
 - Momento torcente nominale: 4 Nm (da specifica Sankyo Nidec)
 - Momento torcente effettivo (necessario per ruotare la vaschetta di 120° e generare l'overtwisting di 28°). Opportune misure effettuate sul sistema hanno stimato un valore del momento torcente effettivo pari a 2 Nm.

In questa seconda parte si valuta, inoltre, la risposta del sistema per differenti temperature di esercizio; si determina, inizialmente, lo stato tensionale che si genera all'interno delle ruote assumendo come temperatura ambiente 20°C e lo si confronta con i valori di tensioni generati sottoponendo il modello a -20°C, temperatura prossima alle condizioni di reale funzionamento che si verificano nell'apposito vano frigorifero all'interno del quale viene inserita la gear box.

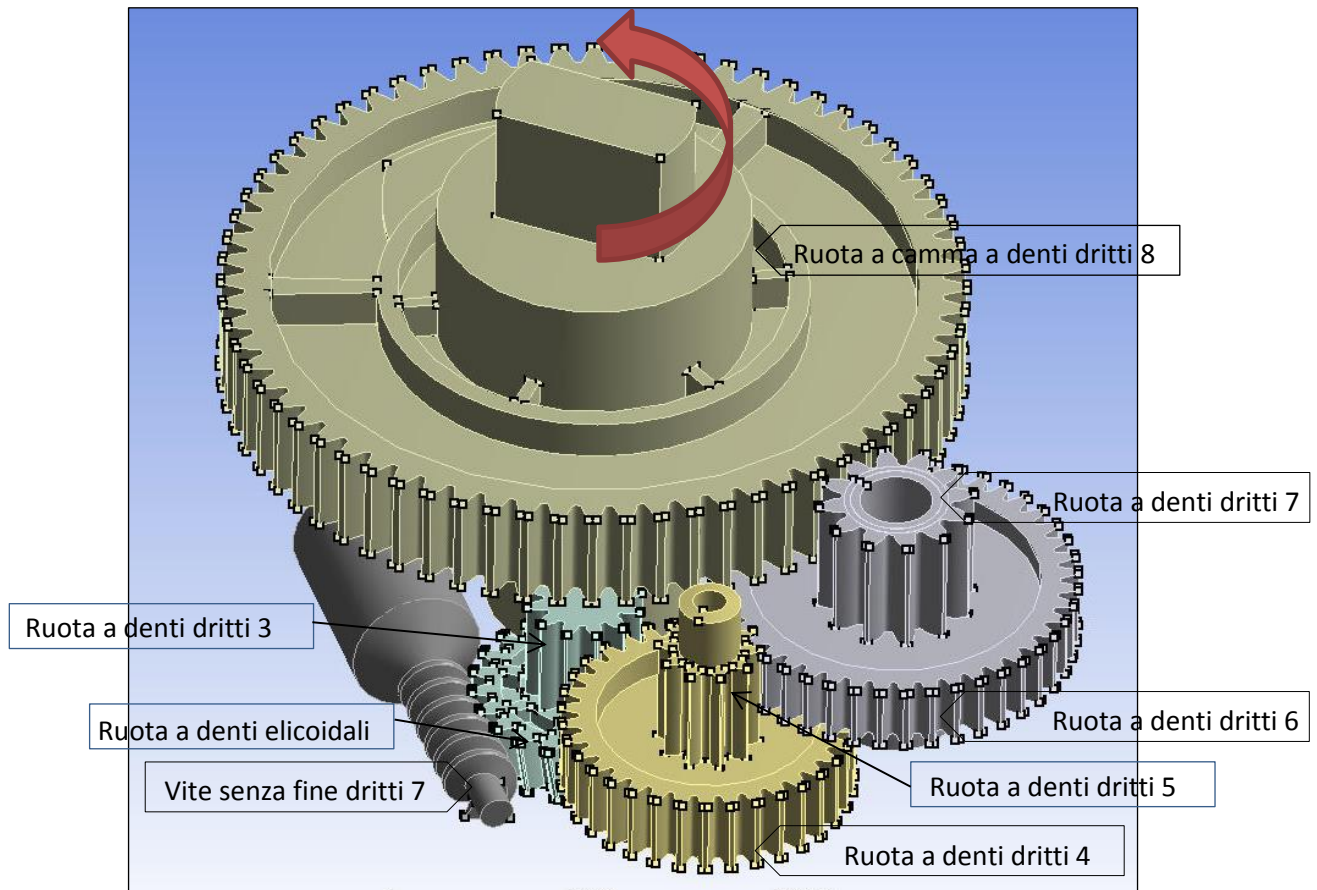


FIG. 3.1 Punto di applicazione della coppia localizzato sulla ruota a camma e identificazione delle singole ruote

I passi comuni seguiti nell'esecuzione e modellazione delle diverse analisi sono i seguenti:

1. Modellazione CAD

Il sistema di trasmissione è stato realizzato utilizzando CAD 3D Autodesk Inventor e, nella fattispecie, il modulo specifico per la modellazione di ingranaggi a ruote dentate mostrato in figura 3.2.

Le ruote dentate sono state numerate (vedi FIG.3.1) in modo da identificare ogni singolo componente del sistema e i parametri ad esso associati. A partire dal motore il sistema di trasmissione è composto da: vite senza fine, ruota a denti elicoidali, ruota a denti dritti 3, ruota a denti dritti 4, ruota a denti dritti 5, ruota a denti dritti 6, ruota a denti dritti 7, ruota a denti dritti 8.

La mancanza delle informazioni riguardanti le grandezze di ingranamento tra vite senza fine e ruota dentata a denti elicoidali non ha permesso l'utilizzo del modulo specifico. Esse sono state, quindi, disegnate in modo tradizionale, misurando le dimensioni significative attraverso un *reverse engineering microscope*.

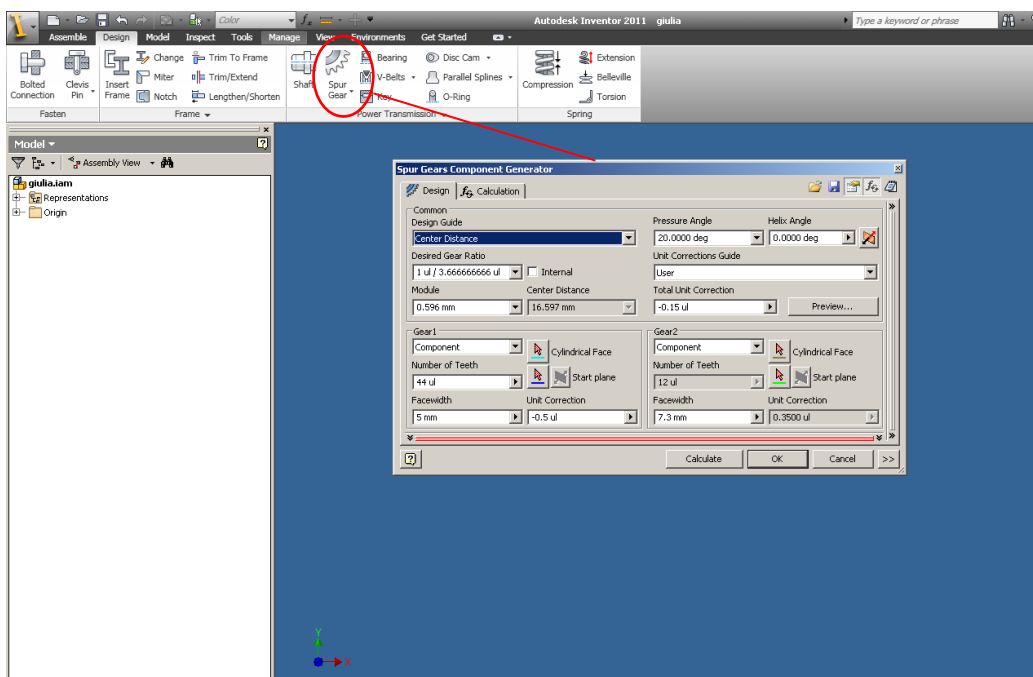


FIG. 3.2 Modulo per la modellazione di ingranaggi a ruote dentate - Autodesk Inventor

Sulla base delle definizioni teoriche descritte nel capitolo precedente, di seguito vengono riportate le tabelle riassuntive (TAB. 3.1 - TAB. 3.2 – TAB. 3.3) contenenti i parametri relativi alle singole ruote e le grandezze elaborate dal *tool CAD* descriventi l'ingranamento tra le coppie di ruote dentate a denti dritti presenti nel sistema.

RUOTA A DENTI DRITTI 3		RUOTA A DENTI DRITTI 4	
Diametro Esterno	8,85 mm	Diametro Esterno	22,15 mm
Diametro Interno	5,67 mm	Diametro Interno	19,41 mm
Diametro Perimetrale	7,164 mm	Diametro Perimetrale	20,895 mm
Numero di Denti	12	Numero di Denti	35
Ampiezza Faccia	8,3 mm	Ampiezza Faccia	4,98 mm
Materiale	PET	Materiale	PET
TRASMISSIONE RUOTA 3/RUOTA 4			
Modulo			0,597
Angolo di Pressione			20°
Rapporto di Trasmissione			2,917
Interasse			14,329 mm
Correzione Ruota 3			0,45
Correzione Totale			0,54

TAB. 3.1 Grandezze significative *Ruota a denti dritti 3* e *Ruota a denti dritti 4* e parametri descriventi il loro ingranamento

RUOTA A DENTI DRITTI 5		RUOTA A DENTI DRITTI 6	
Diametro Esterno	7,65 mm	Diametro Esterno	27,517 mm
Diametro Interno	4,47 mm	Diametro Interno	24,82 mm
Diametro Perimetrale	5,965 mm	Diametro Perimetrale	26,246 mm
Numero di Denti	10	Numero di Denti	44
Ampiezza Faccia	8,8 mm	Ampiezza Faccia	6 mm
Materiale	POM	Materiale	POM
TRASMISSIONE RUOTA 5/RUOTA 6			
Modulo		0,596	
Angolo di Pressione		20°	
Rapporto di Trasmissione		4,4	
Interasse		16,413 mm	
Correzione Ruota 5		0,45	
Correzione Totale		0,55	

TAB. 3.2 Grandezze significative *Ruota a denti dritti 5* e *Ruota a denti dritti 6* e parametri descrittivi il loro ingranamento

RUOTA A DENTI DRITTI 7		RUOTA A CAMMA 8	
Diametro Esterno	11,749 mm	Diametro Esterno	55,934 mm
Diametro Interno	7,53 mm	Diametro Interno	52,33 mm
Diametro Perimetrale	9,519 mm	Diametro Perimetrale	53,941 mm
Numero di Denti	12	Numero di Denti	68
Ampiezza Faccia	9,4 mm	Ampiezza Faccia	8 mm
Materiale	POM	Materiale	POM
TRASMISSIONE RUOTA 7/RUOTA 8			
Modulo		0,793	
Angolo di Pressione		20°	
Rapporto di Trasmissione		5,667	
Interasse		32,29 mm	
Correzione Ruota 7		0,45	
Correzione Totale		0,75	

TAB. 3.3 Grandezze significative *Ruota a denti dritti 7* e *Ruota a camma 8* e parametri descrittivi il loro ingranamento

Di seguito si riportano le immagini CAD relative alle singole ruote e al sistema di trasmissione globale.

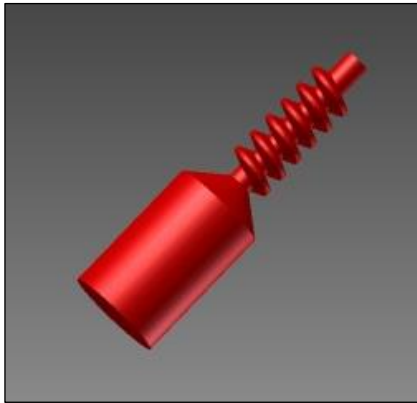


FIG. 3.3 Vite senza fine

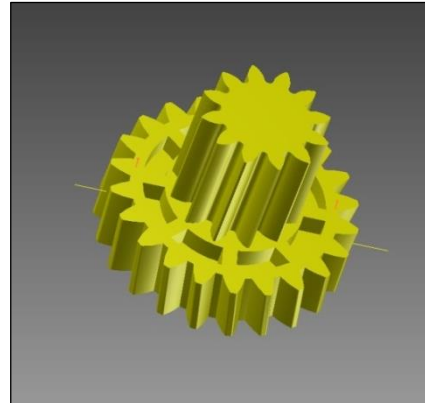


FIG. 3.4 Primo riduttore di velocità costituito da una *Ruota dentata cilindrica a denticoidali* e dalla *Ruota dentata cilindrica a denti dritti 3*

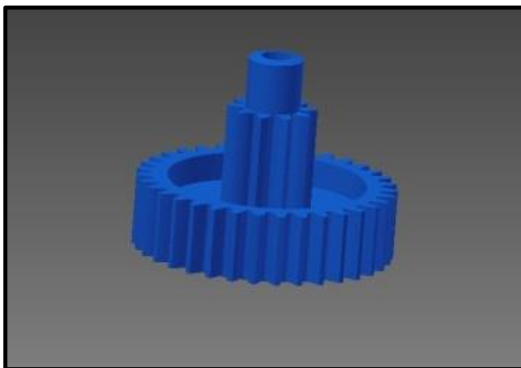


FIG. 3.5 Secondo riduttore di velocità costituito da una *Ruota dentata cilindrica a denti dritti 4 elicoidali* e dalla *Ruota dentata cilindrica a denti dritti 5*

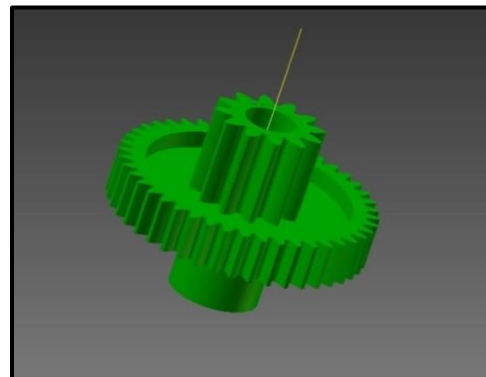


FIG. 3.6 Terzo riduttore di velocità costituito da una *Ruota dentata cilindrica a denti dritti 6 elicoidali* e dalla *Ruota dentata cilindrica a denti dritti 7*

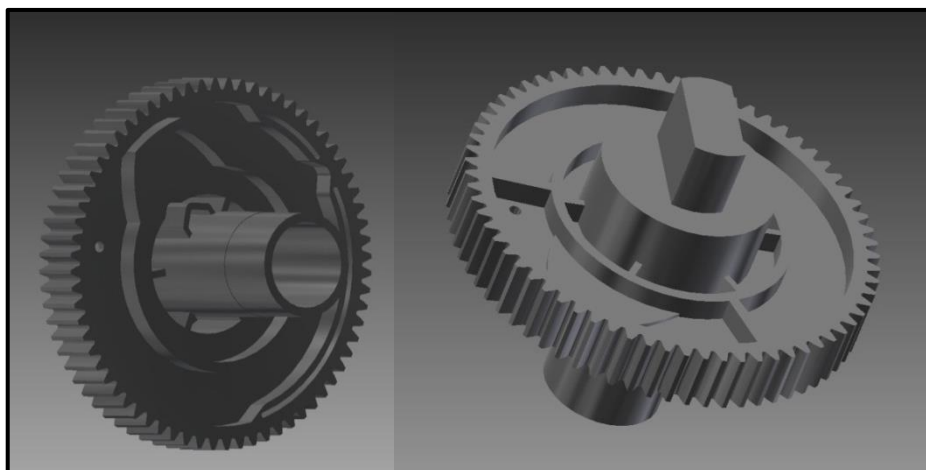


FIG. 3.7 Ruota a camma 8

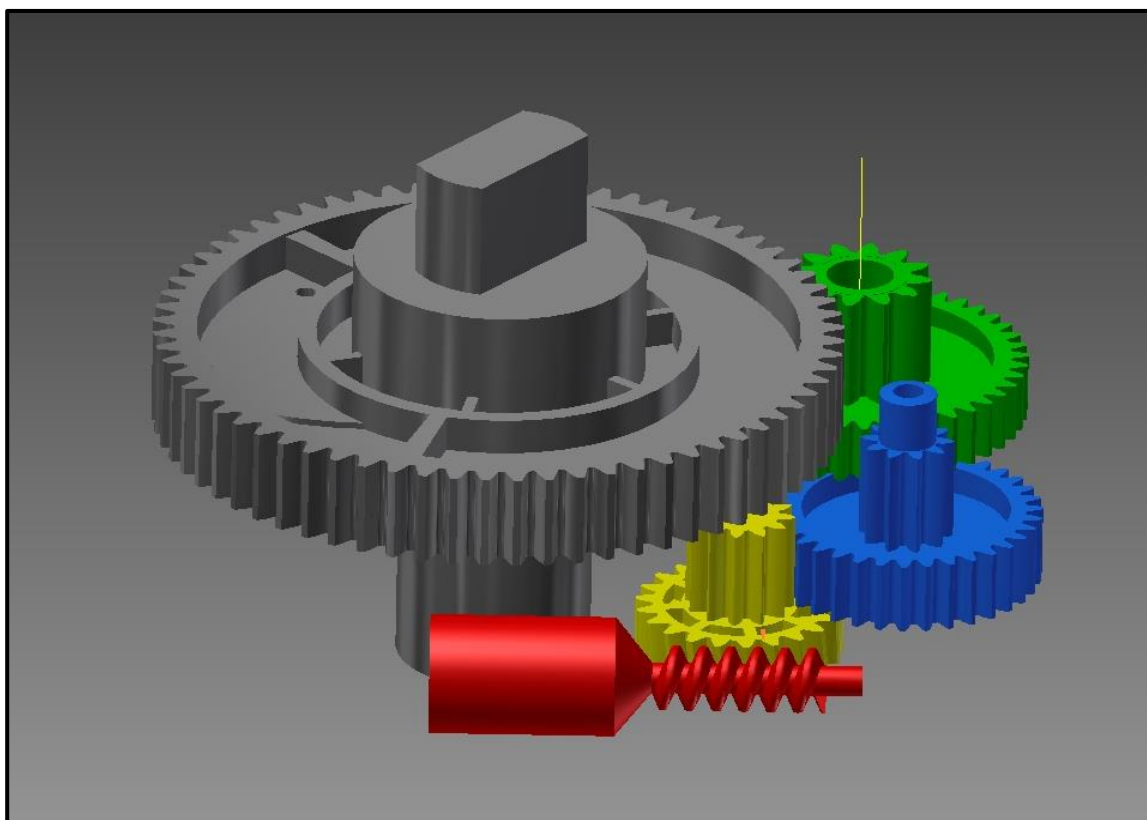


FIG. 3.8 Sistema di trasmissione globale

Autodesk Inventor offre, inoltre, la diretta esportazione geometrica in ANSYS. Il collegamento diretto tra i due software consente di avere un aggiornamento diretto del modello FEM a seguito di modifiche del modello CAD, senza perdere le impostazioni dell'analisi, l'applicazione di eventuali vincoli e carichi, le impostazioni di mesh precedentemente definite.

Al fine di semplificare la simulazione numerica, l'assemblaggio del modello CAD viene realizzato tenendo conto della reale cinematica del sistema, in particolare si considera il caso in cui i denti di ogni coppia di ruote siano in presa (*no separation contact condition*).

2. Scelta del tipo di analisi

È necessario selezionare il tipo di "Analysis System Project" ossia il tipo di analisi con cui studiare il modello (static structural, transient etc..).

Tra le varie possibilità offerte dal software ANSYS si è scelto di effettuare sul modello un'analisi strutturale di tipo statico. Le simulazioni sono state, quindi, svolte sulla base della sezione "Static Structural".

In figura 3.9 viene mostrata la schermata iniziale del programma con la rappresentazione del diagramma di flusso. Sulla sinistra si trova la toolbox dove sono elencate le diverse tipologie di analisi che il programma consente di svolgere.

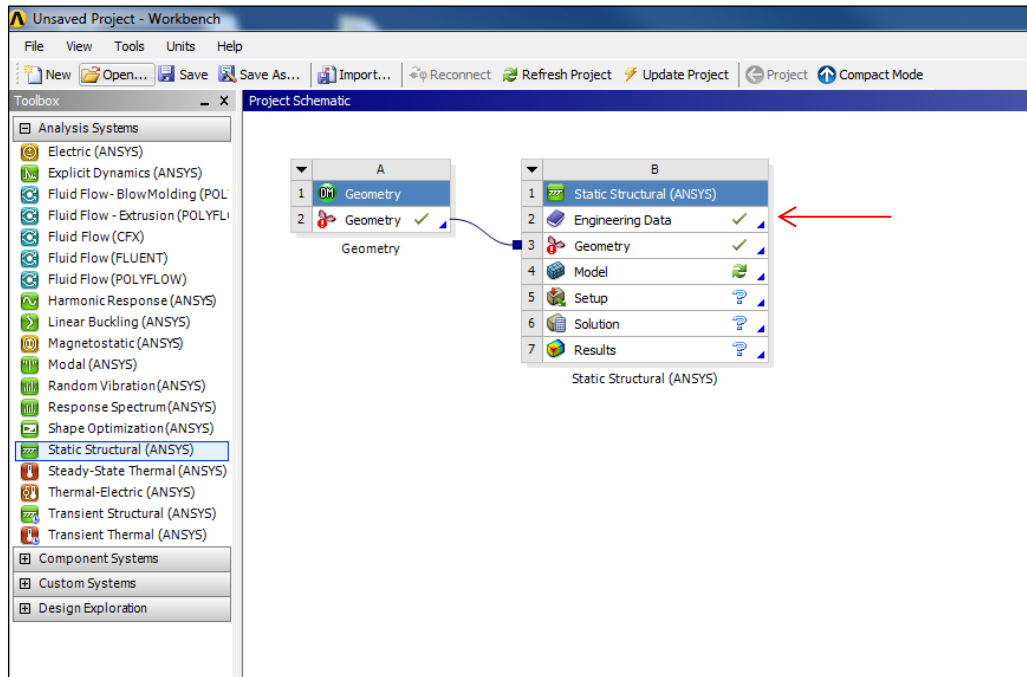


FIG. 3.9 Ansys flow chart

3. Impostazione delle proprietà meccaniche dei materiali

Nella sezione “Engineering Data” di ANSYS (vedi freccia rossa FIG. 3.9) è possibile inserire le proprietà dei materiali relativi alla geometria importata.

Di seguito si riportano le curve implementate. In particolare, in figura 3.10, sono riportate le curve di stress-strain per il POM (23°C, -20°C) e il PET (20°C); in figura 3.11 viene mostrato l’andamento dello shear modulus in funzione della temperatura per il POM. Per il PET non è stato necessario reperire in letteratura le informazioni relative al comportamento a -20°C, in quanto le simulazioni hanno evidenziato che la ruota in PET (FIG. 3.4) non subisce stati sollecitativi rilevanti, per cui, come verrà mostrato in seguito, è stata esclusa nella simulazione a -20°C.

Ansys disponendo delle curve stress-strain e dello shear-modulus, ricava tutte le proprietà necessarie alla simulazione (si è assunta costante la densità).

Tali curve, mostrate in figura 3.10e 3.11, vengono ricavate tramite le seguenti relazioni:

$$\nu(T) = \frac{E(T)}{2G(T)} - 1 \quad [10]$$

$$E = \frac{d\sigma(\varepsilon)}{d\varepsilon} \quad [11]$$

dove

$\nu(T)$ = Coefficiente di Poisson

$E(T)$ = Modulo di Young

$G(T)$ = Modulo di taglio (shear modulus)

$\sigma(\epsilon)$ = Sforzo

ϵ = Deformazione

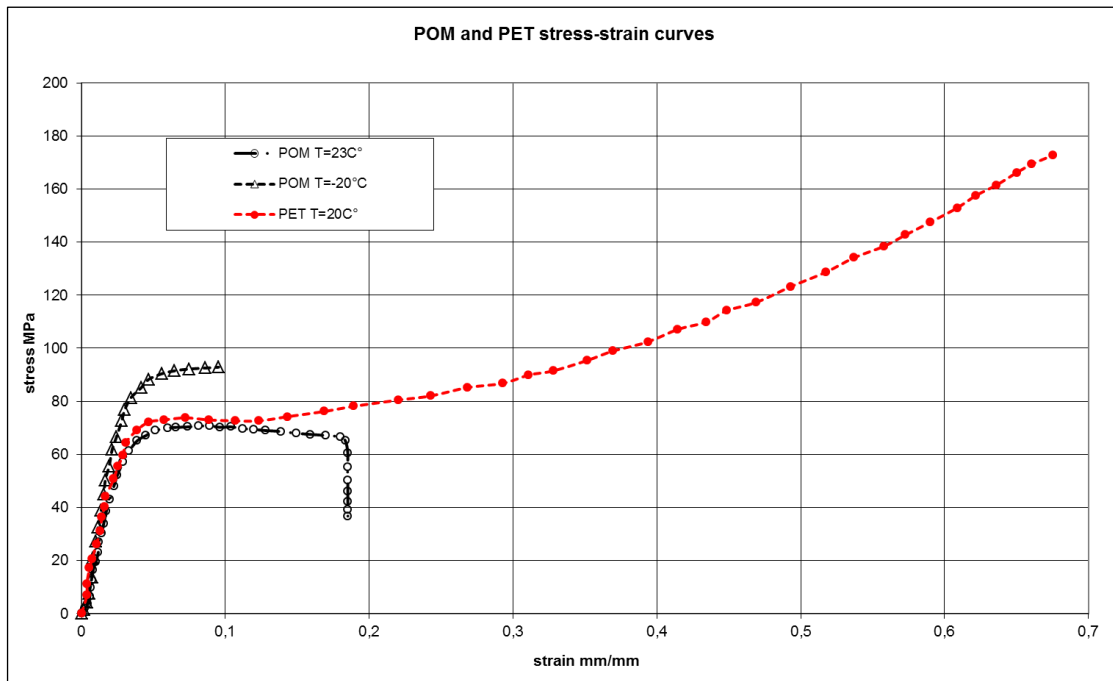


FIG. 3.10 Curve sforzo - deformazione POM a $T = 23^{\circ}\text{C}$ e $T = -20^{\circ}\text{C}$; PET a $T = 20^{\circ}\text{C}$

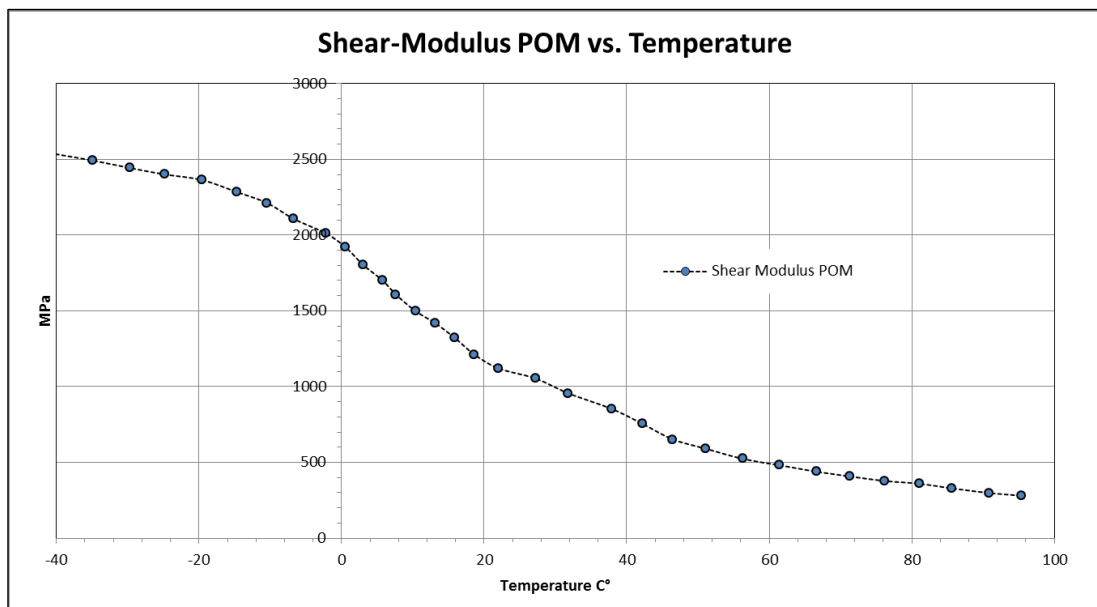


FIG. 3.11 Andamento Shear Modulus (POM) in funzione della temperatura

A seconda della tipologia di simulazione e dei dati noti il programma consente di scegliere e di inserire le proprietà dei materiali importanti ai fini dell'analisi (la sezione specifica è mostrata in figura 3.12); una simulazione dettagliata del comportamento del materiale, sia in campo elastico che in campo plastico, richiede l'importazione dei files excel contenenti le curve di sforzo-deformazione e di modulo di taglio (FIG. 3.10 e FIG. 3.11).

Nella nostra trattazione si è assunto che tutti i materiali si comportassero in modo perfettamente isotropo e fossero omogenei.

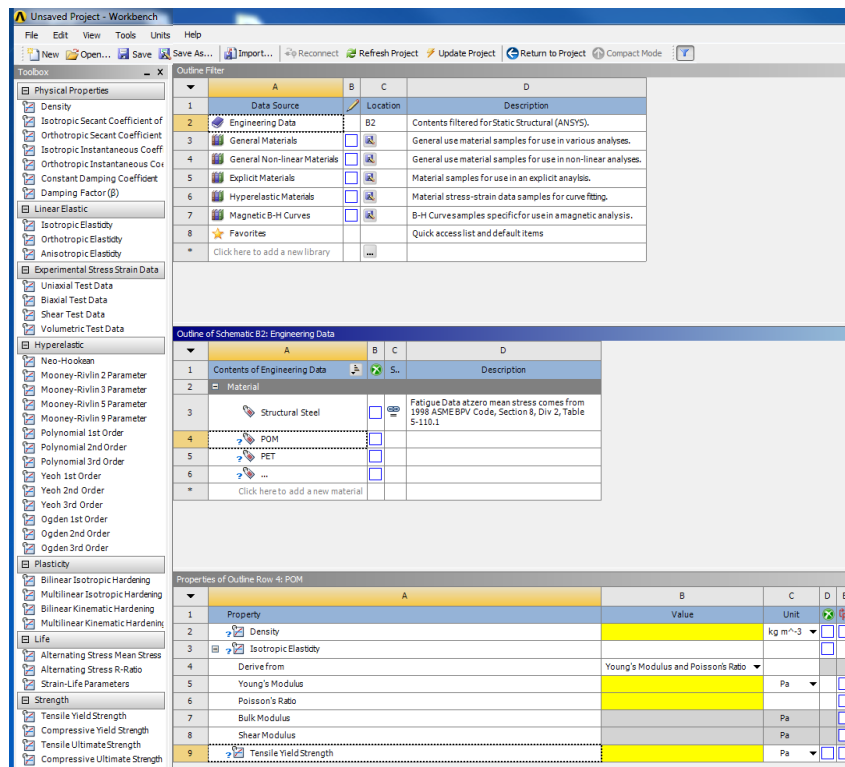


FIG. 3.12 Sezione Ansys per la scelta e l'inserimento delle proprietà dei materiali

Nelle tabelle 3.4a e 3.4b vengono riportate le informazioni relative a densità, modulo di Young, coefficiente di Poisson e tensione di snervamento dei materiali presenti all'interno del sistema di trasmissione. Per le analisi a 20 °C esse sono state, infatti, assunte costanti e pari ai valori presenti in tabella.

POM	
E	3100 MPa
ν	0,35
σ_{YIELD}	68 MPa
ρ	1,41 g/cm ³

TAB. 3.4a Proprietà POM valutate a T=20°C

PET	
E	3000 MPa
ν	0,35
σ_{YIELD}	85 MPa
ρ	1,38 g/m ³

TAB. 3.4b Proprietà PET valutate a T=20°

4. *Analisi dei contatti*

Nelle analisi di componenti meccanico-strutturali è, inoltre, necessario dover considerare che due o più corpi possano entrare in contatto a causa delle forze che li sollecitano, o che le condizioni di contatto siano alterate in seguito all'applicazione dei carichi.

Dopo aver verificato le aree di contatto, generate automaticamente dal software, si è ipotizzato di avere corpi perfettamente accoppiati, in modo che le rispettive superfici non potessero separarsi ma potessero scorrere le une sulle altre, compatibilmente con le piccole deformazioni ammesse nelle analisi.

Ansys denota questa tipologia di contatto come *"no separation"*.

5. *Generazione della mesh*

In una simulazione numerica la discretizzazione, nello spazio o nel tempo, consente di passare da un numero infinito di gradi di libertà (condizione propria del "continuo") ad un modello discreto caratterizzato da un numero finito di gradi di libertà.

Nella realizzazione del reticolo discretizzante, si utilizzano elementi di forma e dimensioni diverse, infittendo la suddivisione del corpo da analizzare dove si stima che il gradiente di sforzo sia più elevato. Nelle zone dove il gradiente di sforzo è presumibilmente basso, si eviterà invece un inutile aumento delle incognite nodali lasciando la griglia molto più rada e di dimensione uniforme. Bisogna, infatti, considerare che un maggior numero di elementi richiederà, in generale, molte più risorse computazionali sia in termini di memoria, che in termini di tempo di calcolo.

È inoltre opportuno dimensionare la griglia in modo tale che elementi adiacenti non siano eccessivamente "distorti"; si deve cioè fare in modo che il loro rapporto di forma "dimensione massima/dimensione minima" non sia troppo diverso da uno per evitare errori di approssimazione, legati al cattivo condizionamento del sistema risolvente.

Al fine di produrre risultati attendibili e di ottenere un'accurata descrizione dello stato di sforzo è stata, quindi, realizzata una griglia disuniforme, caratterizzata da una differenziazione nel livello di dettaglio a seconda delle porzioni del modello.

Come primo passo è stata generata una griglia uniforme sull'intero modello ricorrendo all'opzione di meshatura automatica e scegliendo una dimensione degli elementi adeguata alla descrizione del problema.

Successivamente è stato previsto un infittimento del reticolo discretizzante in corrispondenza delle zone di contatto tra denti in presa, dove si presume uno stato tensionale significativo. Il raffinamento localizzato della griglia è possibile grazie all'inserimento di "sfere di influenza" (FIG. 3.13), apposito tool di mesh che centra la zona di infittimento (raggio della sfera) nella regione di interesse.

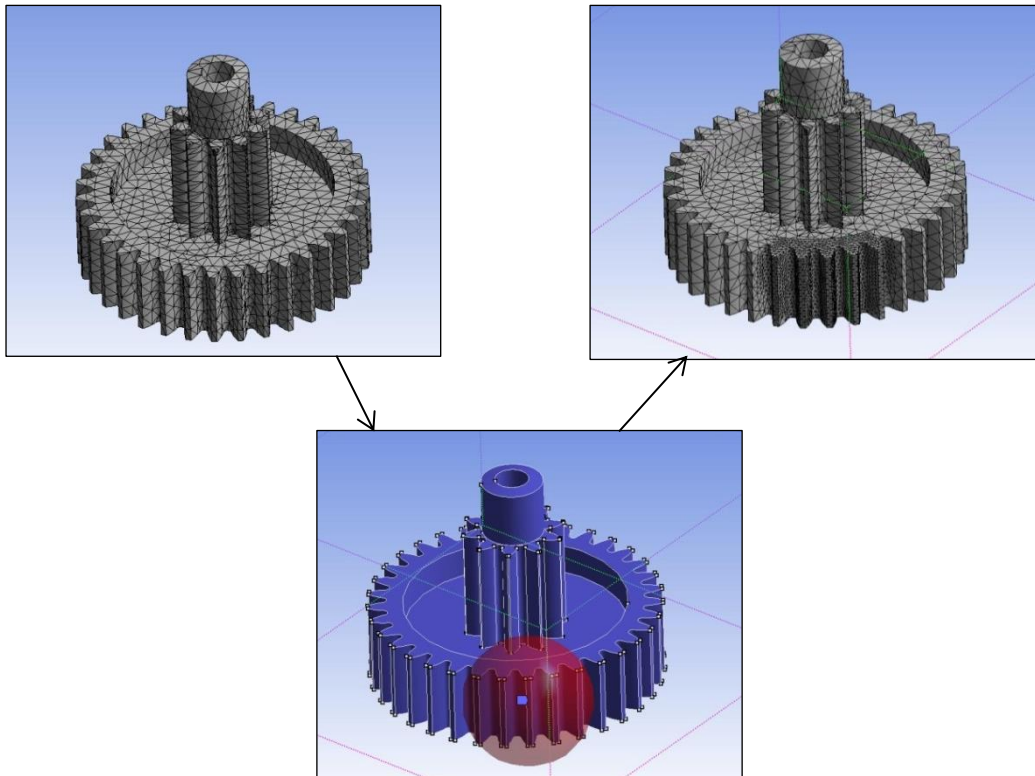


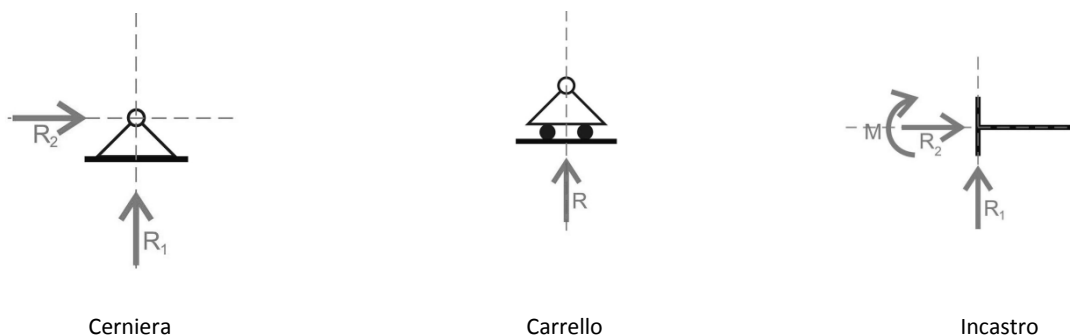
FIG. 3.13 Processo di affinamento localizzato della griglia mediante *sfere di influenza*

6. Applicazione dei carichi e definizione delle condizioni di vincolo

L'analisi statica strutturale prevede che la struttura sia equilibrata, caratterizzata quindi da uno schema di vincoli che la renda isostatica oppure iperstatica.

Le tipologie di vincoli applicati al sistema sono i seguenti:

- *Vincolo cilindrico* ("Cylindrical Support") o cerniera. La presenza della cerniera permette all'oggetto vincolato soltanto rotazioni, eliminando ogni possibile traslazione del corpo.
- *Vincolo "senza attrito"* ("Frictionless Support") detto anche carrello; esso rappresenta un vincolo bilatero che, pur permettendo all'oggetto vincolato la rotazione e la traslazione lungo l'asse parallelo al piano, ne impedisce la traslazione lungo l'asse perpendicolare al piano (detta normale).
- *Vincolo fisso* ("Fixed support"), meglio noto come incastro. Si tratta di un vincolo triplo che impone tre equazioni di vincolo ed elimina tutti e tre i gradi di libertà. Usato per rappresentare la condizione di blocco del sistema.



La verifica statica è stata effettuata applicando un momento torcente sulla ruota a camma (vedi FIG 3.1), il cui scopo è quello di trasferire la coppia fornita dal motore alla vaschetta per la produzione dei cubetti di ghiaccio. Le condizioni di carico sono state espone all'inizio del paragrafo.

7. Soluzione

Il processo risolutivo, consiste nella effettiva determinazione e soluzione del sistema matriciale esposto nell'appendice C con le opportune condizioni di convergenza, comportanti un re-meshing automatico del modello.

8. Visualizzazione e analisi dei risultati

I contour di sforzo e di deformazione consentono di monitorare come le coppie di denti in presa si ripartiscono il carico durante l'ingranamento.

Si analizzano e si confrontano i risultati delle simulazioni, nelle diverse condizioni di carico, relativi agli spostamenti, alle tensioni che si generano all'interno dei singoli corpi, alla deformazione globale che essi subiscono; si ricava, infine, l'andamento del coefficiente di sicurezza.

In particolare, per quanto riguarda le tensioni, si è valutato l'andamento della tensione equivalente di Von Mises che consente di stabilire se lo stato tensionale è tale da provocare lo snervamento del sistema.

Nella pratica le strutture sono progettate affinché le tensioni massime agenti si mantengano sufficientemente al di sotto dei valori limite di snervamento, in corrispondenza dei quali i materiali iniziano a deformarsi plasticamente, passando da un comportamento elastico reversibile ad un comportamento plastico.

Si verifica quindi che:

$$\sigma_{amm} < \frac{\sigma_s}{\eta} \quad [12]$$

dove η rappresenta il coefficiente di sicurezza.

Il criterio di resistenza di von Mises afferma che lo snervamento del materiale si verifica quando l'energia elastica di deformazione immagazzinata raggiunge un valore critico; tale valore può essere determinato con la prova di trazione ed è pari all'energia di deformazione relativa alla tensione monoassiale di snervamento.

Il criterio è basato sul calcolo del lavoro di distorsione U_d come differenza tra il lavoro totale U e quello che provoca una variazione di volume U_v .

$$U_d = U - U_v \quad [13]$$

dove il lavoro per unità di volume, compiuto dalle tensioni principali, è dato da:

$$U_i = \frac{\sigma_i \varepsilon_i}{2} \quad i = 1,2,3 \quad [14]$$

Sostituendo ε mediante la legge di Hooke, l'energia totale di deformazione è:

$$U = U_1 + U_2 + U_3 = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad [15]$$

La sollecitazione agente sul cubetto unitario in ciascuna direzione principale può essere considerata come la somma di una *tensione media* σ_m (che provoca una variazione di volume dell'elemento) e della tensione σ'_i ($i = 1,2,3$), detta *tensione ridotta* data dalla differenza tra la tensione effettivamente agente e la tensione media stessa (produce distorsione di forma del cubetto).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad [16]$$

$$\sigma'_i = \sigma_i - \sigma_m \quad [17]$$

L'energia di deformazione dovuta alla sola variazione di volume si ottiene sostituendo al posto delle tre tensioni principali la componente media:

$$U_v = \frac{1}{2E} [3\sigma_m^2 - 6\nu\sigma_m^2] = \frac{(1-2\nu)}{2E} 3\sigma_m^2 = \frac{(1-2\nu)}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \quad [18]$$

che diventa:

$$U_v = \frac{(1 - 2\nu)}{6E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad [19]$$

L'energia di distorsione vale quindi:

$$U_d = U - U_v = \frac{(1 + \nu)}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad [20]$$

La condizione limite allo snervamento è:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)} \quad [21]$$

È così possibile definire la tensione equivalente di Von Mises per lo stato di tensione triassiale da confrontare con quella ammissibile:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \quad [22]$$

9. Verifica della convergenza

Una volta identificata l'area maggiormente sollecitata si definisce per essa una condizione di convergenza modificando opportunamente il modello al fine di ridurre l'errore entro limiti prefissati. A questo scopo il software ANSYS opera secondo due metodologie differenti, raffinando progressivamente la mesh nelle zone in cui si hanno gradienti di sforzo più elevati oppure innalzando il grado delle funzioni di forma, lasciando inalterate le dimensioni di griglia.

Nella pratica il solver di ANSYS procede nel seguente modo:

1. Grid refinement (in alternativa aumento del grado del polinomio interpolante);
2. Valutazione dello stato sollecitativo, nella nuova griglia di calcolo;
3. Confronto con lo stato sollecitativo prima del grid refinement e stima dell'errore ε associato alla grandezza di interesse (stress, deformazione, energia...).
4. Se $\varepsilon < \varepsilon_{\text{limite}}$ la condizione di convergenza risulta soddisfatta; diversamente si torna al passo.

4. Risultati delle analisi numeriche e confronto con la metodologia tradizionale di Lewis

Nel presente capitolo vengono mostrati e commentati i risultati delle analisi FEM condotte sul sistema; si valuta il comportamento del sistema nelle differenti condizioni di carico e di esercizio esposte nel capitolo precedente.

I valori ottenuti attraverso le simulazioni numeriche, vengono, infine, confrontati con i calcoli derivanti dall'applicazione della metodologia tradizionale di Lewis per la verifica a fatica.

4.1 Sistema di trasmissione globale

Di seguito vengono presentati i risultati dell'analisi statica effettuata sull'intero sistema di trasmissione. Si stima lo stato tensionale del modello globale in condizioni di carico nominale (4 Nm) al fine di identificare i componenti critici (massimi valori della tensione equivalente di Von Mises).

I valori riportati nella legenda, a lato dell'immagine, rappresentano l'intensità delle grandezze valutate nelle simulazione; su di essa vengono evidenziati i valori massimi e minimi raggiunti dalla struttura.

Generazione della mesh

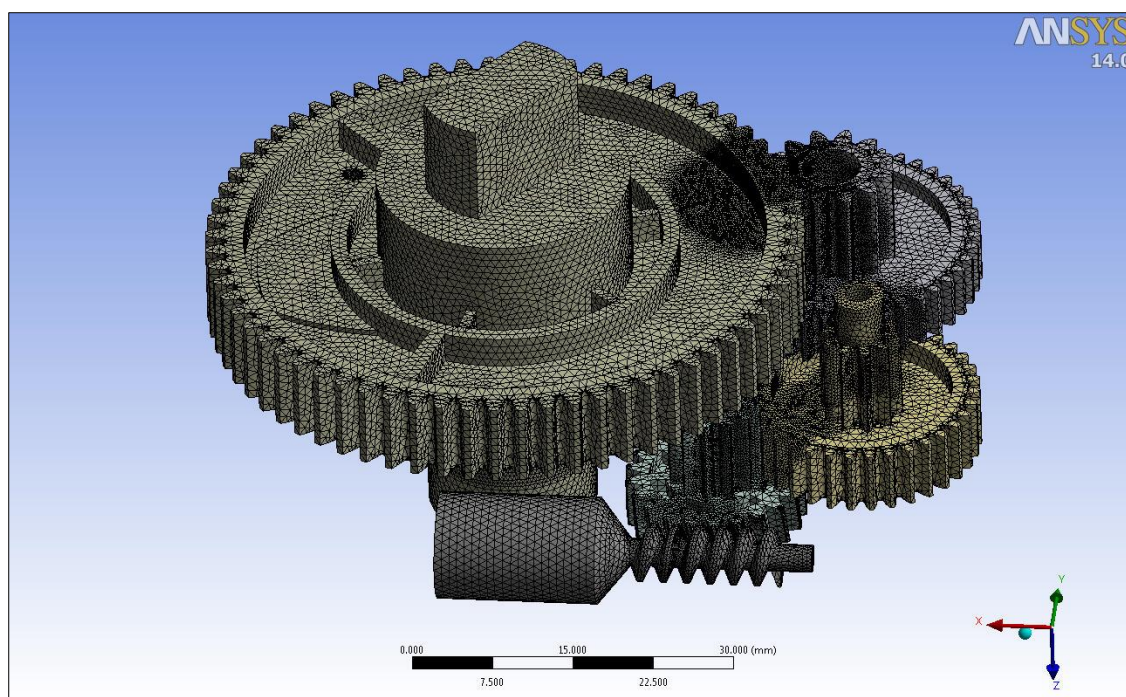


FIG. 4.1 Mesh - Sistema di trasmissione globale

Sul modello globale è stata generata inizialmente una griglia uniforme, più o meno fitta a seconda delle dimensioni dei corpi. Per la vite senza fine e il primo riduttore è stata realizzata una mesh con

elementi di dimensione 0,8 mm; per le ruote successive, di dimensioni leggermente maggiori, si è passati a elementi di 1mm.

È stato previsto un infittimento della griglia, tramite sfere di influenza (R=raggio; d=dimensione elementi), in corrispondenza delle zone di contatto.

- Sfera di influenza vite senza fine/ruota a denti elicoidali: R =6mm ; d = 0,3mm
- Sfera di influenza ruota a denti dritti 3/ruota a denti dritti 4: R =7mm ; d = 0,3mm
- Sfera di influenza ruota a denti dritti 5/ruota a denti dritti 6: R =7mm ; d = 0,3mm
- Sfera di influenza ruota a denti dritti 7/ruota a denti dritti 8: R =10mm ; d = 0,3mm

Applicazione dei carichi e definizione delle condizioni di vincolo

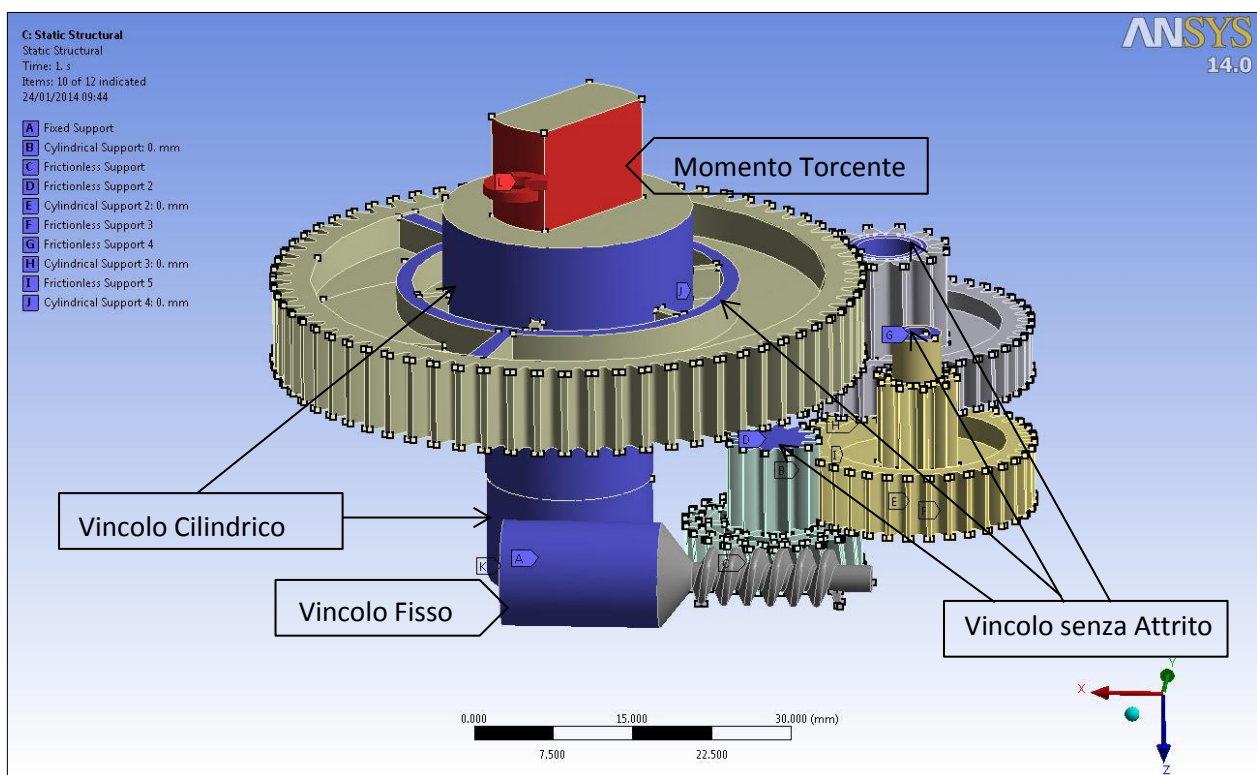


FIG. 4.2 Carichi e vincoli sistema di trasmissione globale (vista superiore)

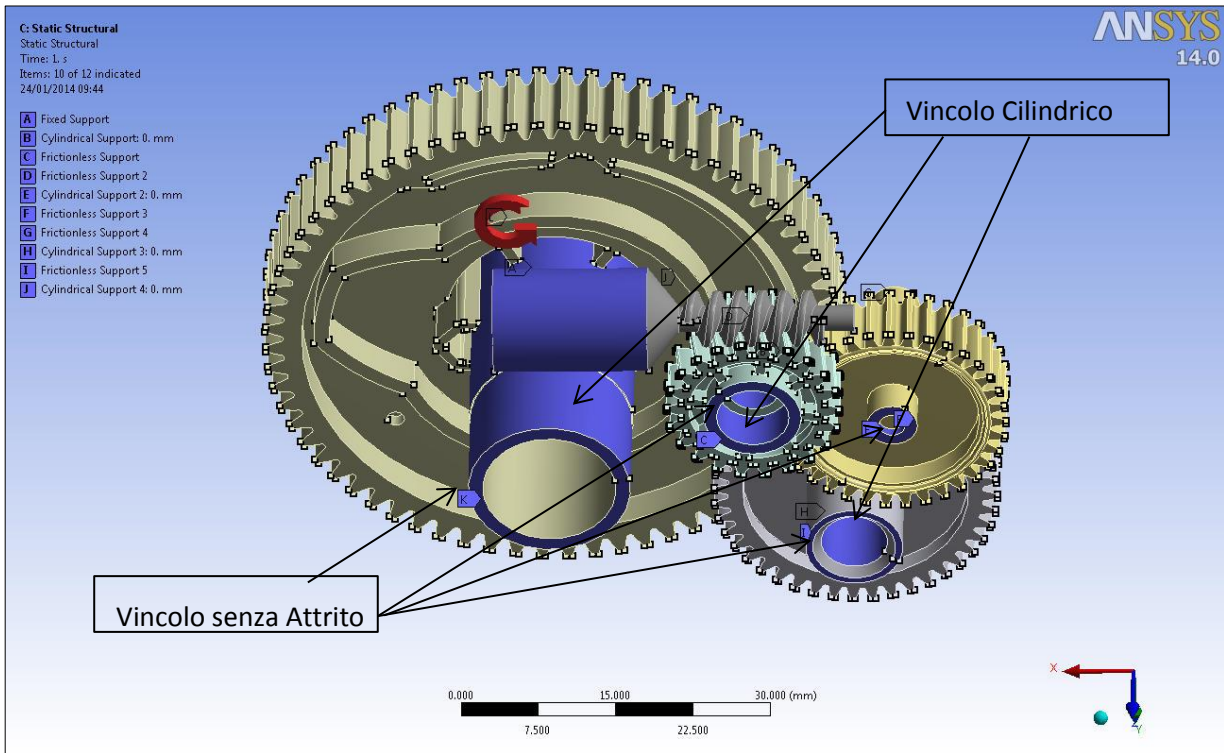


FIG. 4.3 Carichi e vincoli sistema di trasmissione globale (vista inferiore)

Sforzo equivalente Von Mises

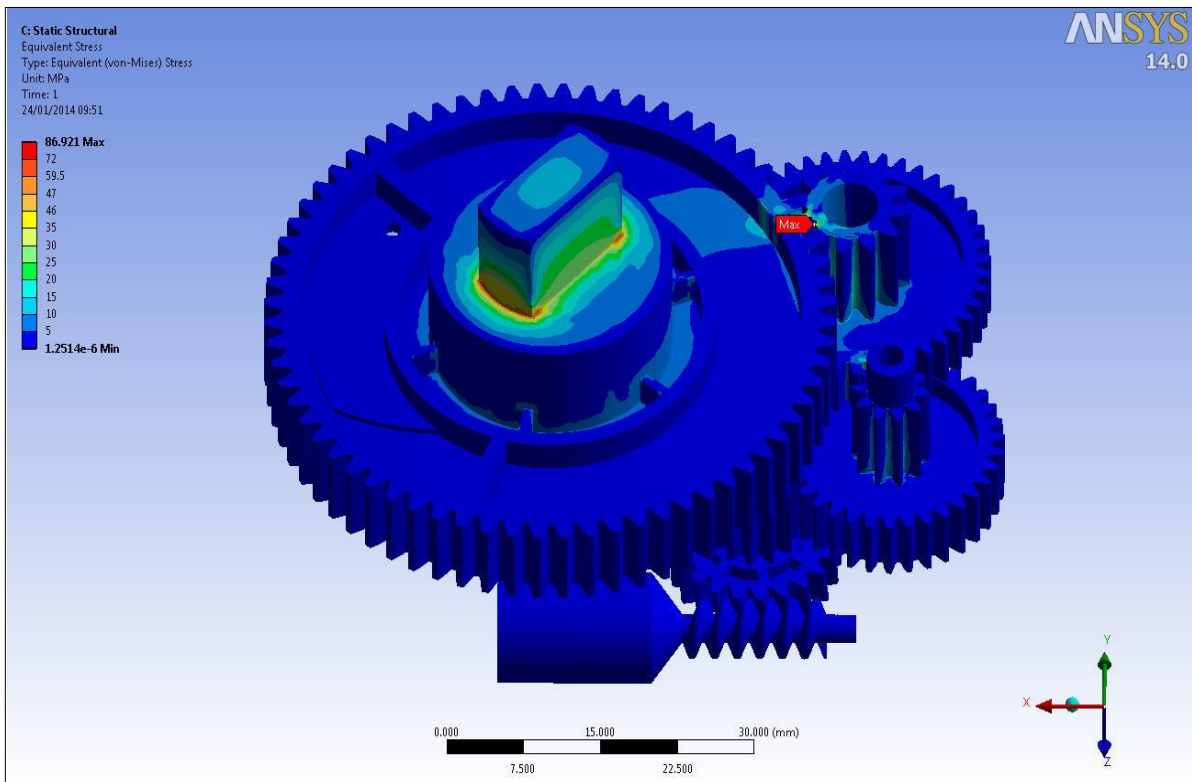


FIG. 4.4 Sforzo di Von Mises – Sistema di trasmissione globale

Come si può notare dalla figura 4.4, il momento torcente applicato sulla ruota a camma 8 genera uno sforzo che porta alla deformazione plastica del sistema. Le tensioni massime, infatti, assumono valori superiori al carico di snervamento del materiale (68MPa) con valore di picco di 86,921MPa localizzato in corrispondenza della zona di ingranamento tra le ultime due ruote e in particolare sulla superficie di un dente della ruota 7.

L'intensificazione degli sforzi alla base dell'albero della ruota a camma 8 è conseguenza diretta dell'applicazione del carico.

Coefficiente di sicurezza

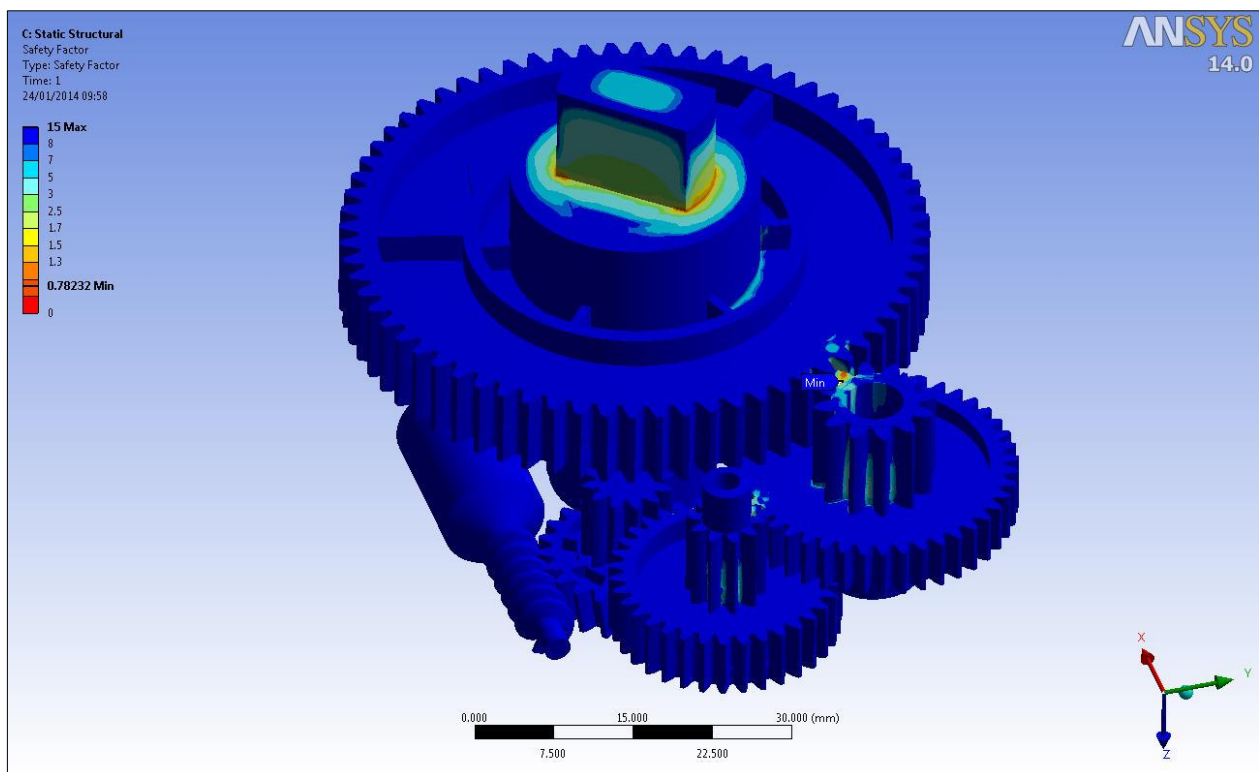


FIG. 4.5 Coefficiente di sicurezza – Sistema di trasmissione globale

La figura 4.5 mostra l'andamento del coefficiente di sicurezza. Poiché i valori massimi di sforzo superano il valore della tensione di snervamento del materiale in corrispondenza delle zone maggiormente sollecitate si ottengono coefficienti di sicurezza inferiori all'unità.

Il coefficiente di sicurezza assume il valore minimo di 0,78232 nel punto in cui si ha sforzo massimo ossia sulla superficie del dente nella ruota 7.

La simulazione del completo sistema di trasmissione ha portato ad evidenziare la sequenza di ruote dove lo stato tensionale risulta eccedere lo snervamento. Senza perdere in accuratezza è quindi possibile isolare le suddette porzioni del modello e procedere sia con un infittimento della griglia base che all'imposizione della condizione di convergenza.

4.2 Coppia di ruote dentate maggiormente sollecitata

In questa fase del lavoro è stata considerata la coppia di ruote dentate in corrispondenza della quale sono concentrati i picchi degli sforzi. Per essa si studia il comportamento nelle due differenti condizioni di carico (4 Nm e 2Nm) e nelle due differenti condizioni di temperatura ambiente ($T = 20^{\circ}\text{C}$ e $T = -20^{\circ}\text{C}$) esposte in precedenza, valutando la risposta del sistema in condizione di reale funzionamento.

Di seguito vengono riassunte le caratteristiche delle singole ruote e i parametri che ne descrivono l'ingranamento:

Ruota a denti dritti 7		
Diametro esterno	11,749	Mm
Diametro interno	7,53	Mm
Diametro perimetrale	9,519	Mm
Numero denti	12	

TAB. 4.1a Dimensioni *Ruota a denti dritti 7*

Ruota a camma 8		
Diametro esterno	55,934	Mm
Diametro interno	52,33	Mm
Diametro perimetrale	53,941	Mm
Numero denti	68	

TAB. 4.1b Dimensioni *Ruota a camma 8*

- Modulo: $m = 0,793 \text{ mm}$
- Angolo di pressione: $\phi = 20^{\circ}$
- Interasse: $c = 32,29 \text{ mm}$
- Rapporto di trasmissione: $\tau = 5,667 \text{ mm}$

4.2.1 Coppia di ruote dentate maggiormente sollecitata T =20°C

- **Momento torcente nominale – 4 Nm**

Generazione della mesh

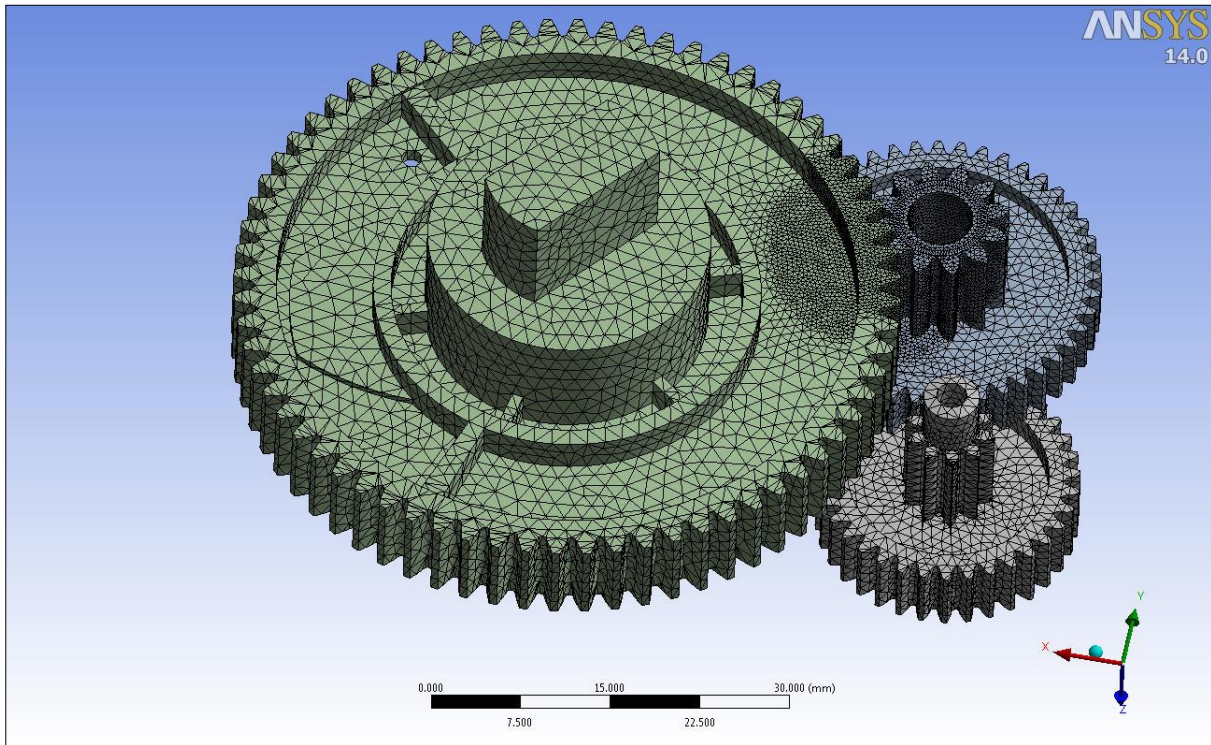


FIG. 4.6 Mesh - Sistema di trasmissione globale

Nella prima fase di realizzazione della mesh si è fatto affidamento all'opzione automatica creando una griglia uniforme con elementi di dimensione pari a 1,5 mm sulla ruota a camma, 1 mm sugli altri due corpi. La sfera di influenza nella zona di contatto ha raggio 10 mm e elementi di dimensione 0,2mm.

Terminata la creazione della mesh si è passati alla definizione dei carichi e dei vincoli.

Applicazione dei carichi e definizione delle condizioni di vincolo

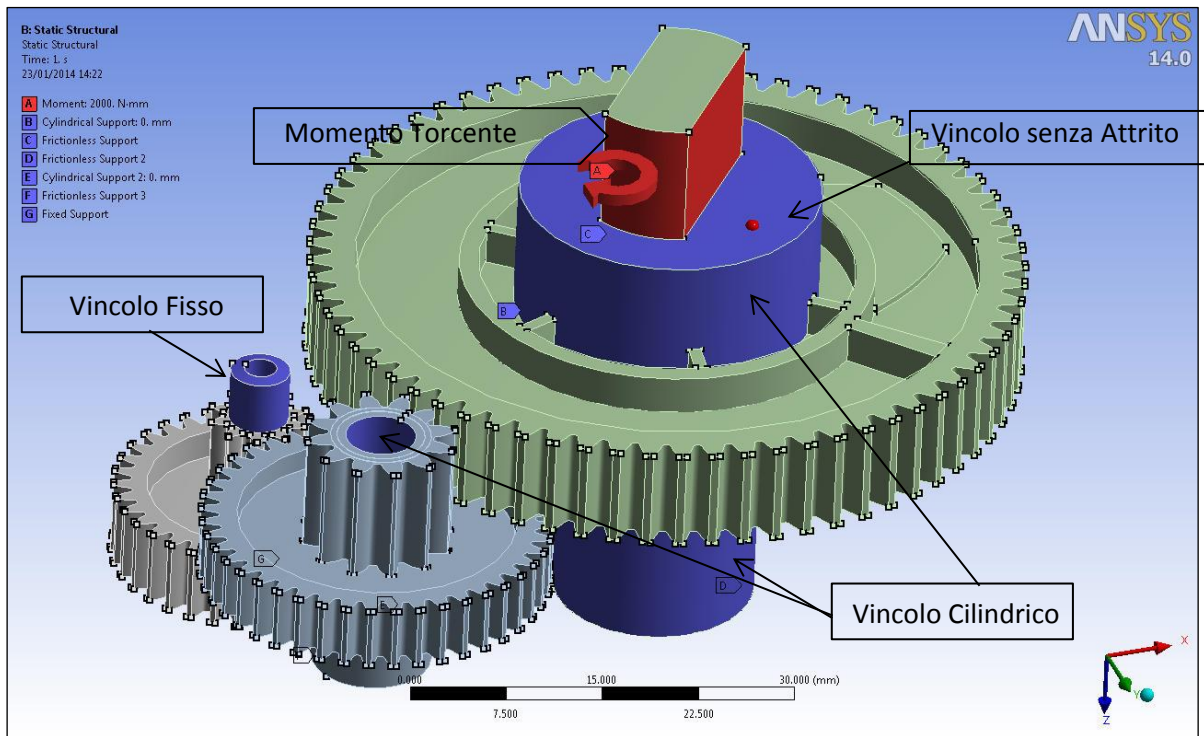


FIG. 4.7 Carichi e vincoli coppia di ruote maggiormente sollecitata (vista superiore)

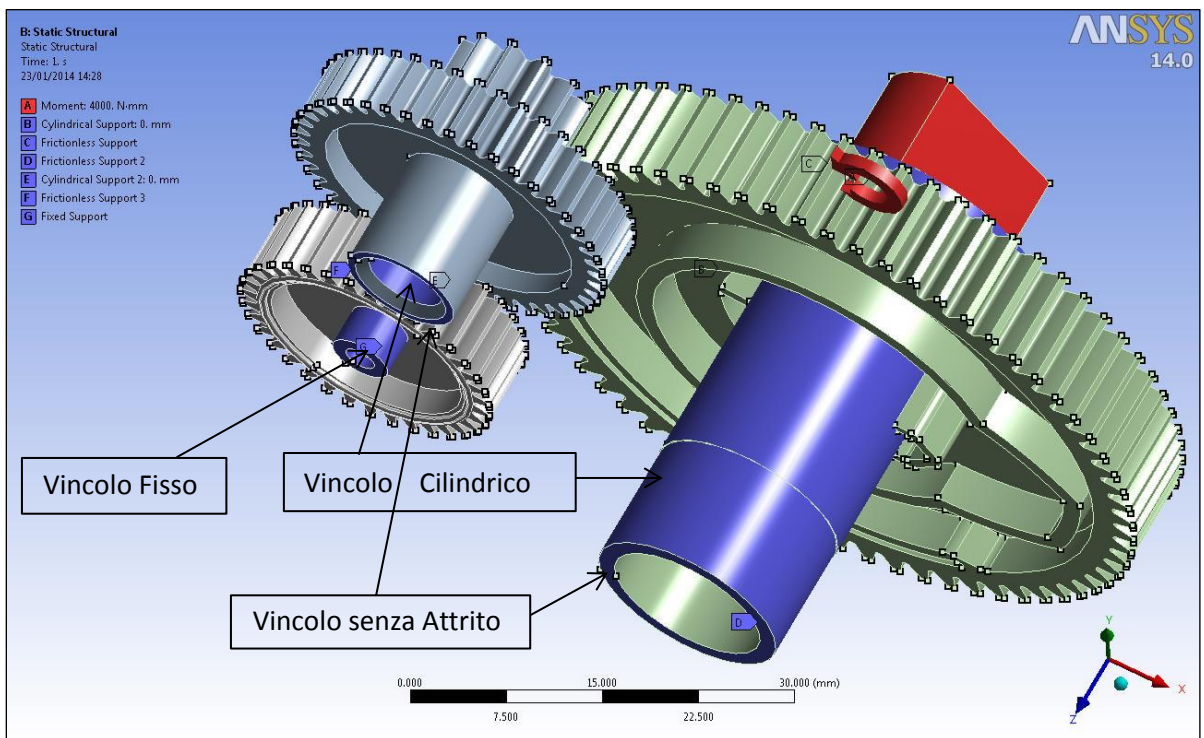


FIG. 4.8 Carichi e vincoli coppia di ruote maggiormente sollecitata (vista inferiore)

Sforzo equivalente di Von Mises

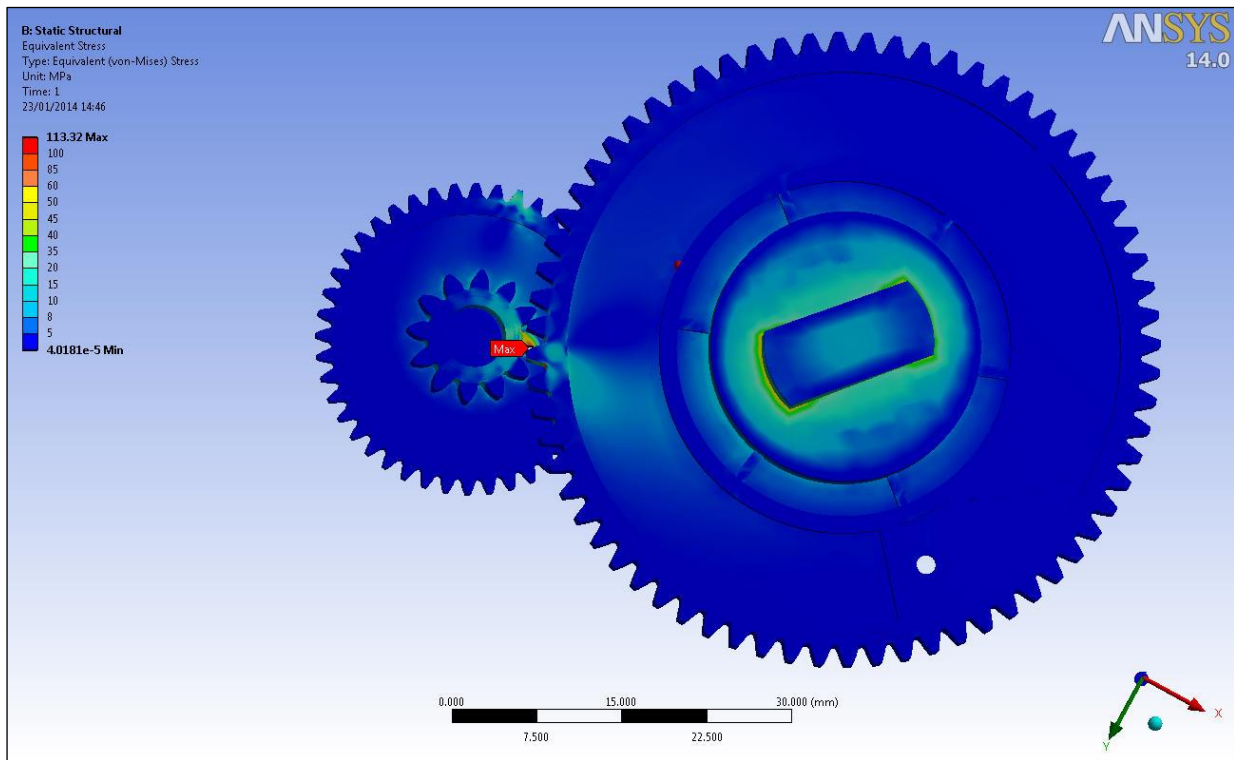


FIG. 4.9 Sforzo equivalente Von Mises coppia di ruote maggiormente sollecitata (T=20°C; 4 Nm)

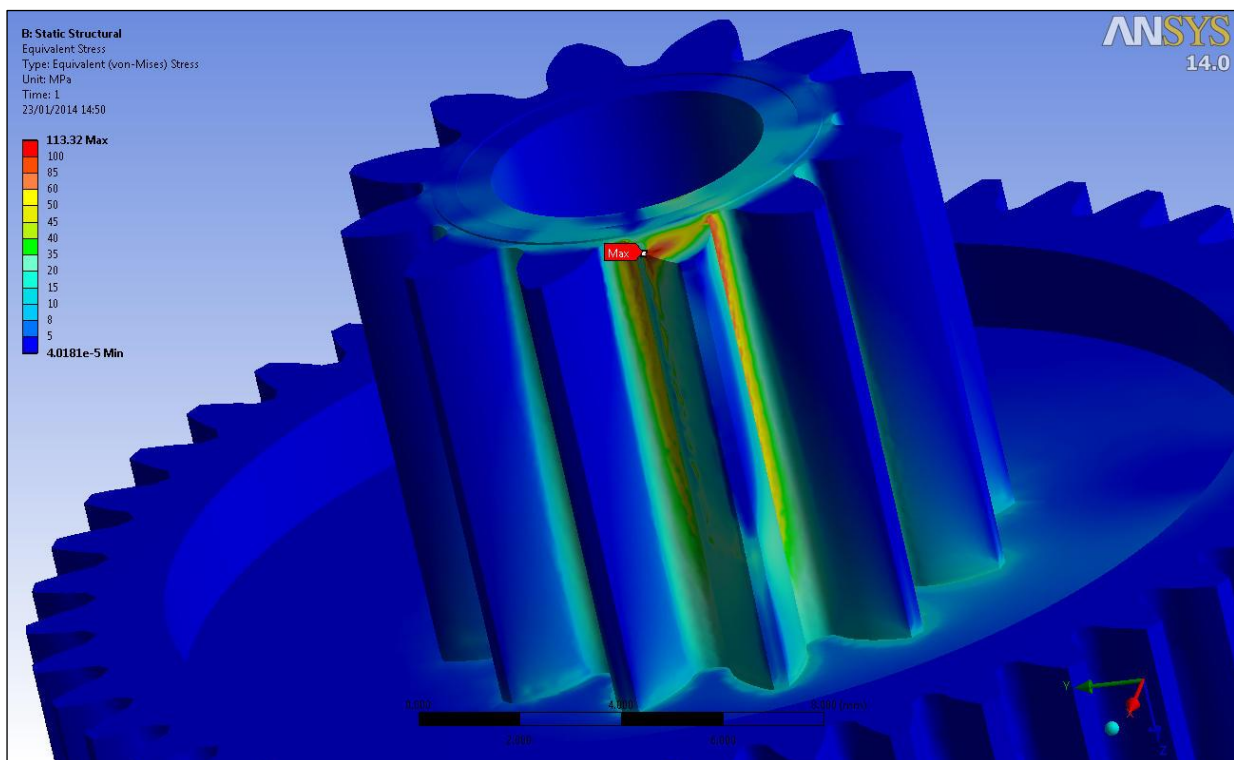


FIG. 4.10 Sforzo equivalente Von Mises - Ruota a denti dritti 7 (T=20°C; 4 Nm)

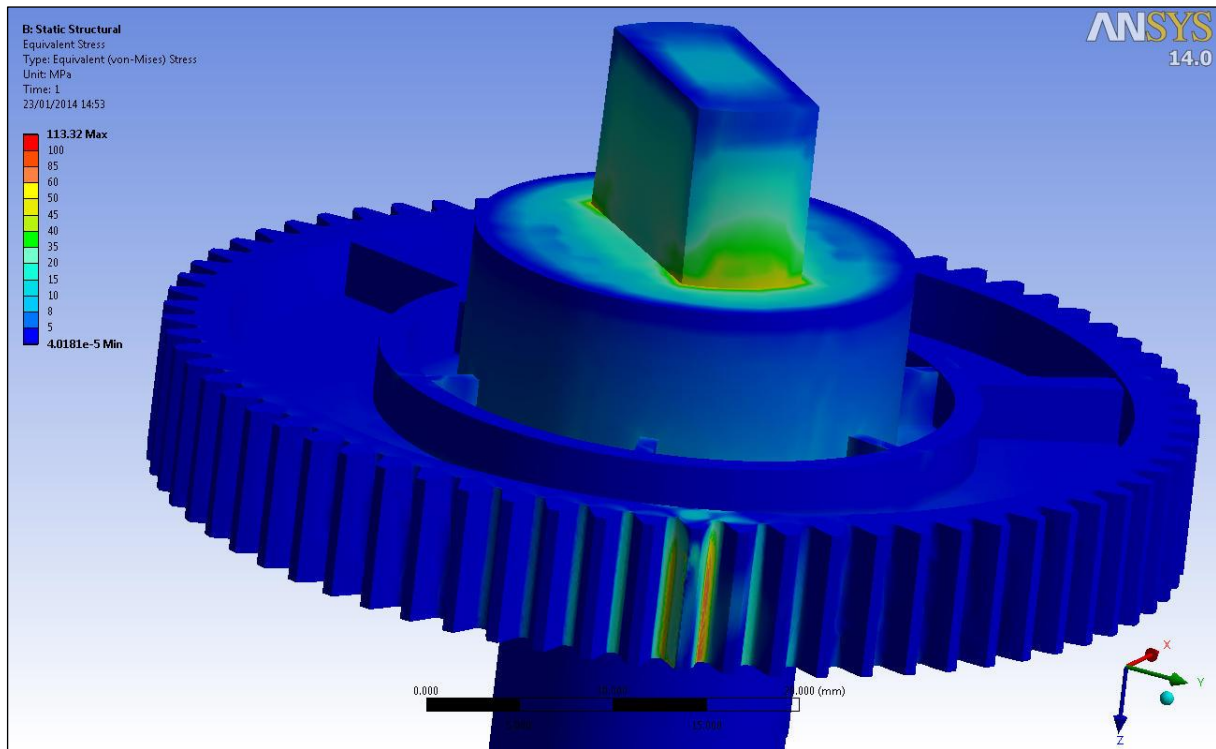


FIG. 4.11 Sforzo equivalente Von Mises - *Ruota a camma 8* (T=20°C; 4 Nm)

In figura 4.9 viene mostrato l'andamento delle tensioni nei due componenti maggiormente sollecitati.

Il raffinamento della griglia ha portato alla convergenza del sistema lasciando inalterata la distribuzione dello stato di sforzo rispetto al caso precedente. Si evidenzia un incremento nei valori di tensione massimi, localizzati anche in questo caso alla base dell'albero della ruota a camma e in corrispondenza della zona di contatto.

Il valore di picco (FIG. 4.10) di 113,32 MPa, causato dall'applicazione del momento torcente, si ha nel medesimo punto stimato per il sistema globale, ossia sulla ruota a denti dritti 7.

Nelle figure 4.10 e 4.11 viene presentato in dettaglio l'andamento dello sforzo sulle singole ruote, con un ingrandimento sulla zona di contatto.

Coefficiente di sicurezza

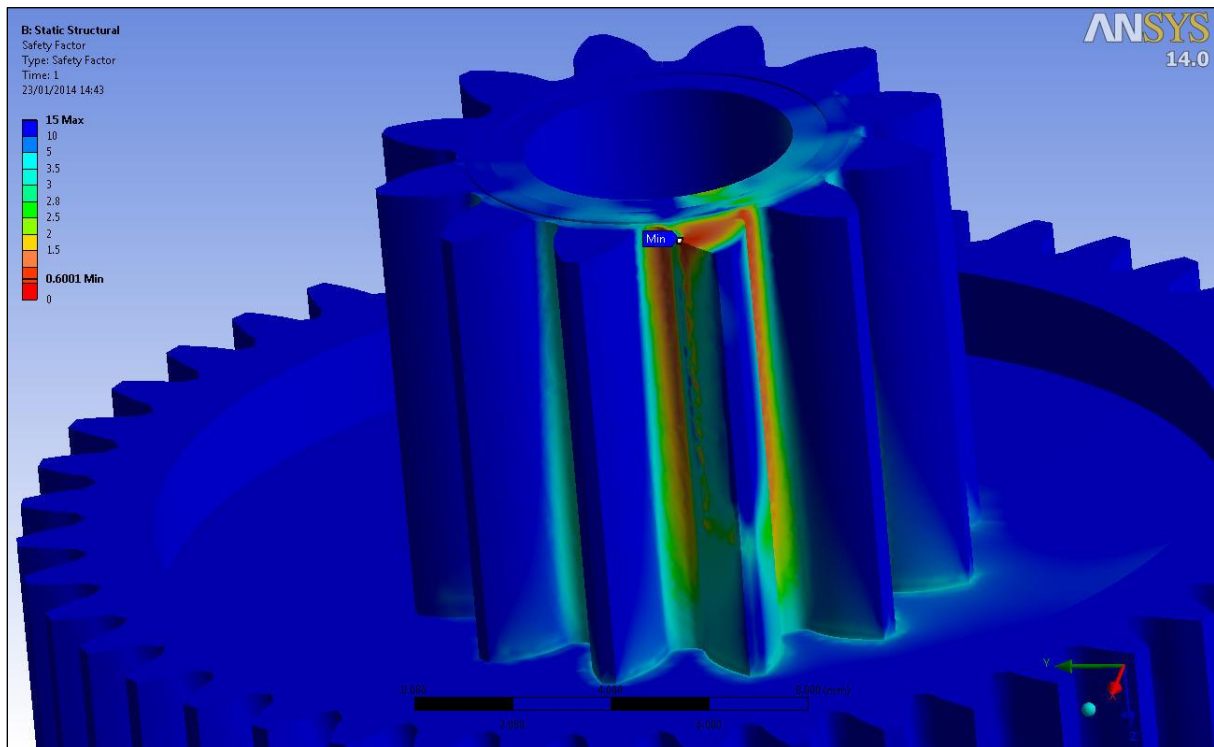


FIG. 4.12 Coefficiente di sicurezza – Ruota a denti dritti 7 (T=20°C; 4 Nm)

In figura 4.12 è rappresentato l'andamento del coefficiente di sicurezza per il componente maggiormente sollecitato.

Osserviamo che in condizioni di carico nominale il coefficiente di sicurezza assume valori piuttosto bassi con un valore minimo di 0,6001 in corrispondenza delle zone dove lo sforzo risulta massimo.

Le aree localizzate alla base del dente, caratterizzate da un valore del coefficiente di sicurezza inferiore all'unità, saranno soggette al fenomeno di cedimento per fatica.

▪ Momento torcente stimato per l'effettiva rotazione della vaschetta – 2 Nm

Per la presente analisi sono state mantenute le impostazioni di griglia, di vincolo e di carico scelte per il caso precedente (FIG. 4.6; FIG. 4.7; FIG. 4.8); si inserisce, quindi, il nuovo valore del momento torcente e si sviluppa una nuova soluzione.

Sforzo equivalente di Von Mises

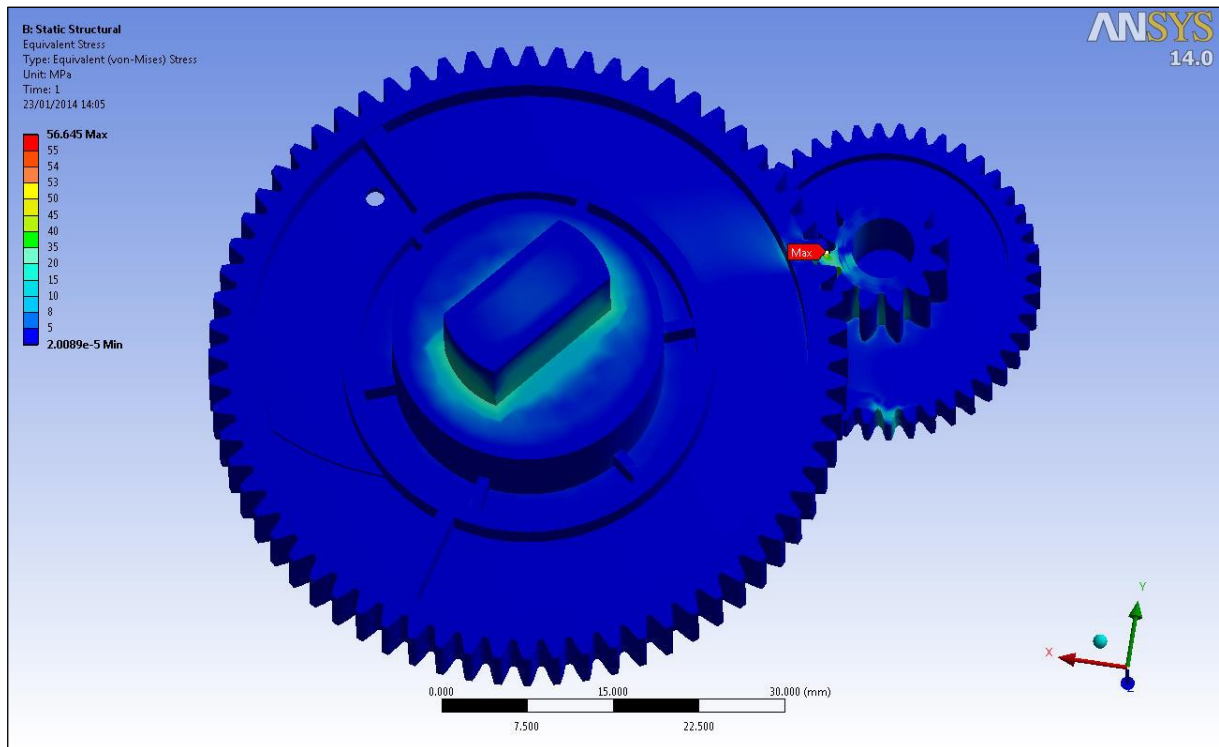


FIG. 4.13 Sforzo equivalente Von Mises coppia di ruote maggiormente sollecitata (T=20°C; 2 Nm)

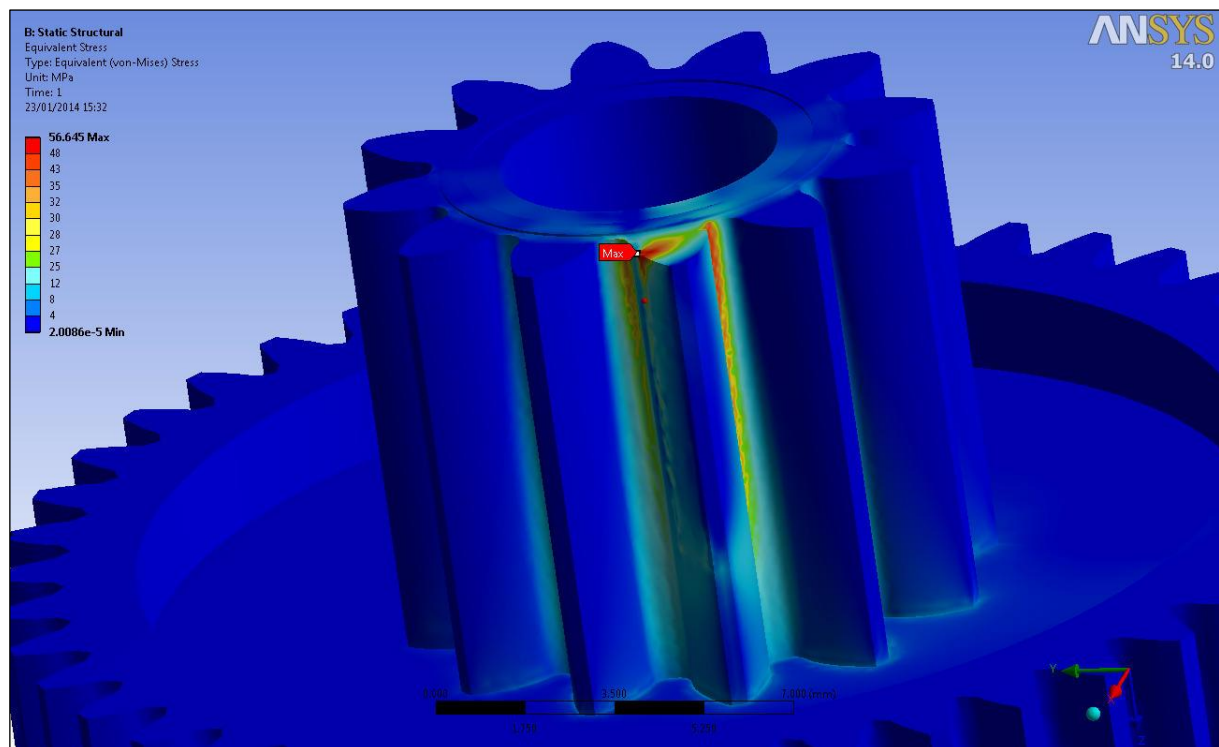


FIG. 4.14 Sforzo equivalente Von Mises - Ruota a denti dritti 7 (T=20°C; 2 Nm)

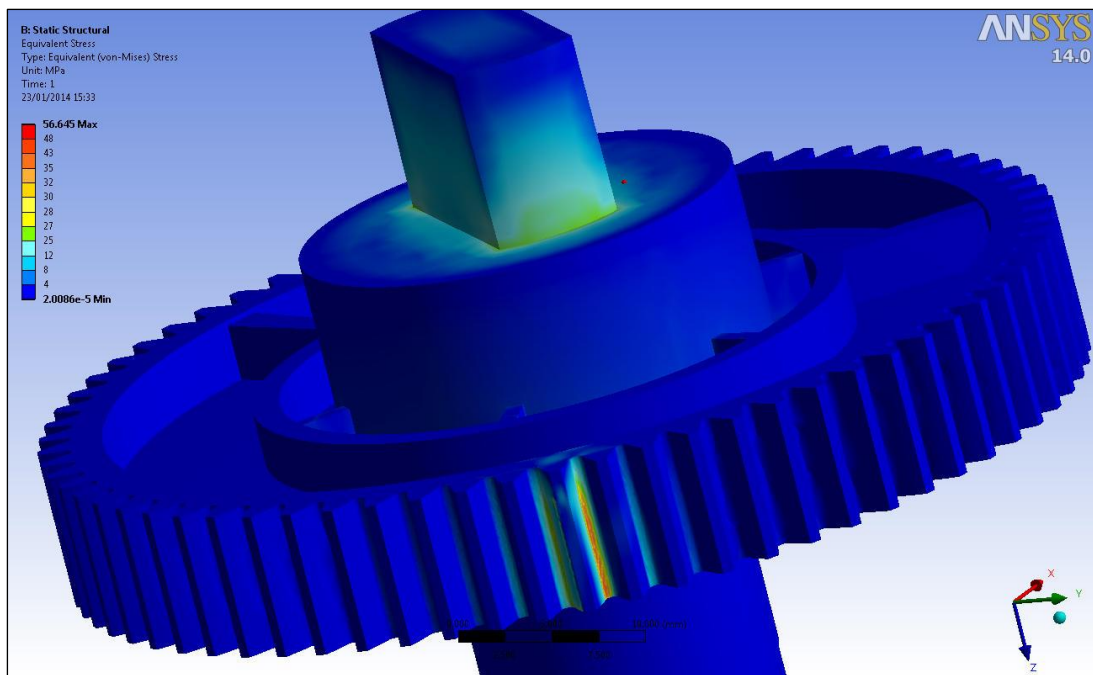


FIG. 4.15 Sforzo equivalente Von Mises - Ruota a camma 8 (T=20°C; 2 Nm)

Il valore massimo di tensione equivalente raggiunto dalla struttura è inferiore al limite di snervamento del materiale per cui un valore di picco di 56,645 MPa non comporta la deformabilità permanente del componente.

Come previsto, il dimezzamento del carico ha comportato una riduzione degli sforzi del 50%.

Coefficiente di sicurezza

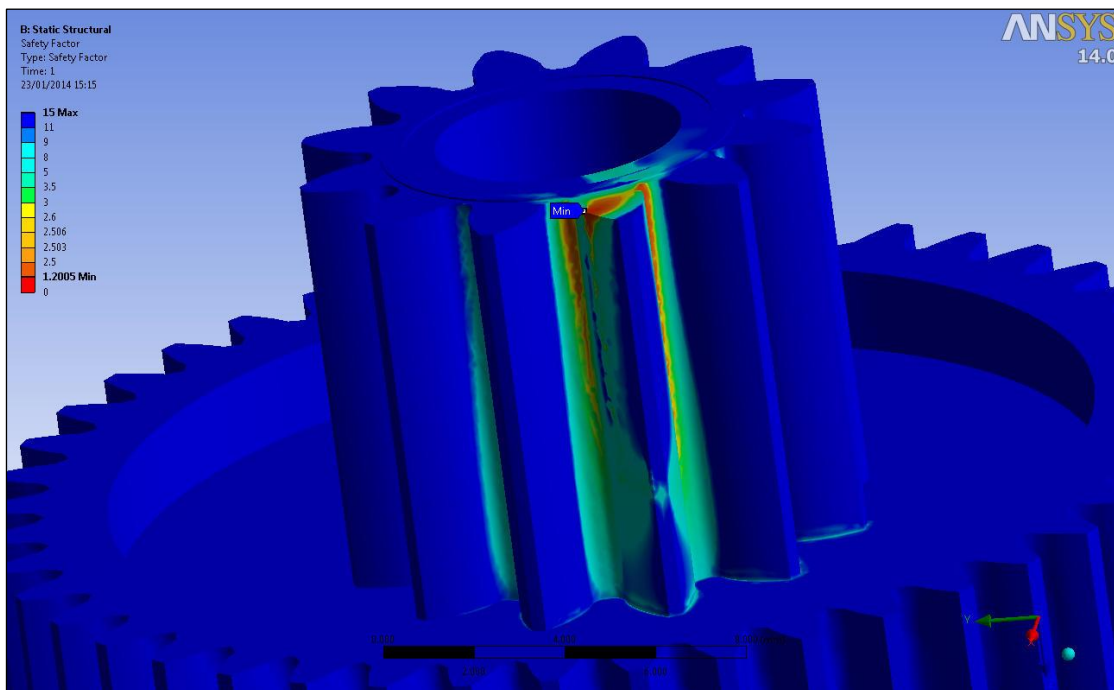


FIG. 4.16 Coefficiente di sicurezza – Ruota a denti dritti 7 (T=20°C; 2 Nm)

Dimezzando il carico, in condizione di reale funzionamento, si verifica un aumento del valore del coefficiente di sicurezza pari al doppio del valore ricavato per le condizioni di carico nominale con un valore minimo di 1,2005.

Si può affermare che, a carico ridotto, il sistema si comporta in modo sicuro (coefficiente di sicurezza superiore all'unità).

4.2.2 Coppia di ruote dentate maggiormente sollecitata T = - 20°C

Anche in questa fase si mantengono le impostazioni di mesh, di carico e le tipologie di vincolo stabilite per le precedenti simulazioni (FIG. 4.6; FIG. 4.7; FIG. 4.8). Si importano in ANSYS le curve di strain-stress e di shear modulus, presentate nel capitolo 3 all'interno della sezione riguardante le proprietà dei materiali. Sulla base dei grafici e delle relazioni [10] e [11], si stimano i valori del modulo di Young, del coefficiente di Poisson e della tensione di snervamento ($\sigma_{yield} = 92\text{MPa}$) alla temperatura di esercizio di -20°C . Si sviluppa, quindi, una nuova soluzione, prima in condizioni di carico nominale, successivamente a carico dimezzato.

I picchi massimi di tensione si verificano, anche in questo caso, nelle medesime zone evidenziate dalle precedenti simulazioni. Si riportano, quindi, gli andamenti dello sforzo di Von Mises e del coefficiente di sicurezza relativi al solo componente maggiormente sollecitato, rappresentato dalla ruota a denti dritti 7.

- **Momento torcente nominale – 4 Nm**

Sforzo di Von Mises

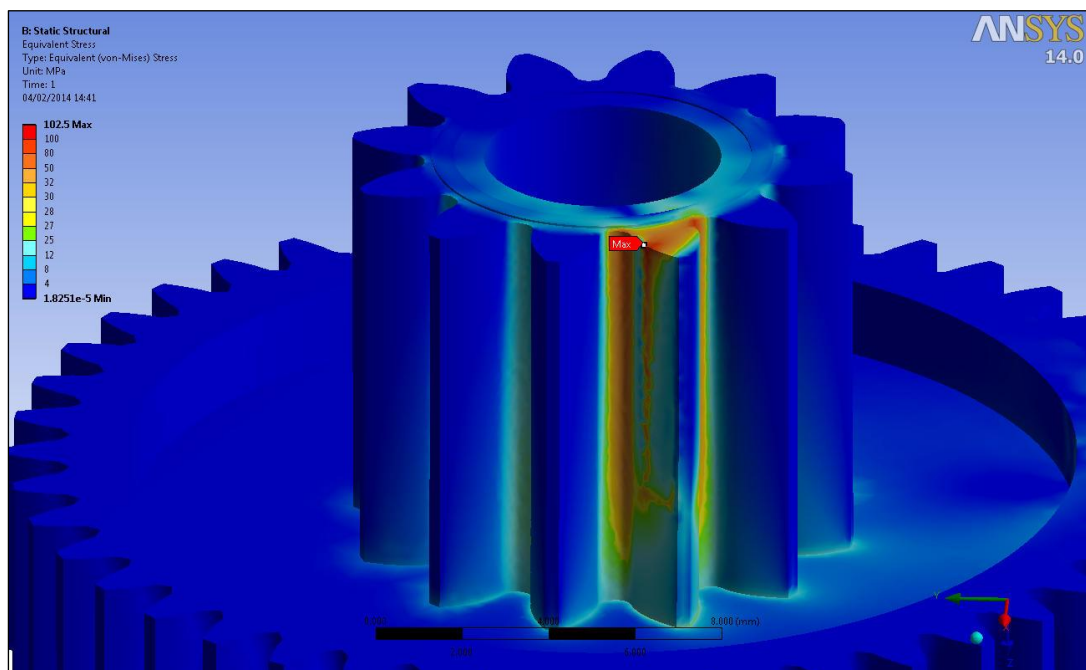


FIG. 4.17 Sforzo equivalente Von Mises - Ruota a denti dritti 7 (T=-20°C; 4 Nm)

Facendo riferimento alla figura FIG 4.17, si può notare che la riduzione della temperatura di esercizio comporta una leggera attenuazione dello stato sollecitativo all'interno del sistema. Il valore massimo della tensione equivalente è, infatti, passato da 113,32 MPa ($T=20^{\circ}\text{C}$) a 102,5 MPa con una riduzione del 9,5%.

Anche in questo caso, la sollecitazione del sistema a carico nominale determina la deformazione plastica del sistema. I picchi massimi degli sforzi, localizzati nella zona di ingranamento tra la ruota a denti dritti 7 e la ruota a camma, assumono, infatti, valori superiori alla tensione di snervamento dei materiali ($\sigma_{\text{yield}} = 92\text{MPa}$).

Coefficiente di sicurezza

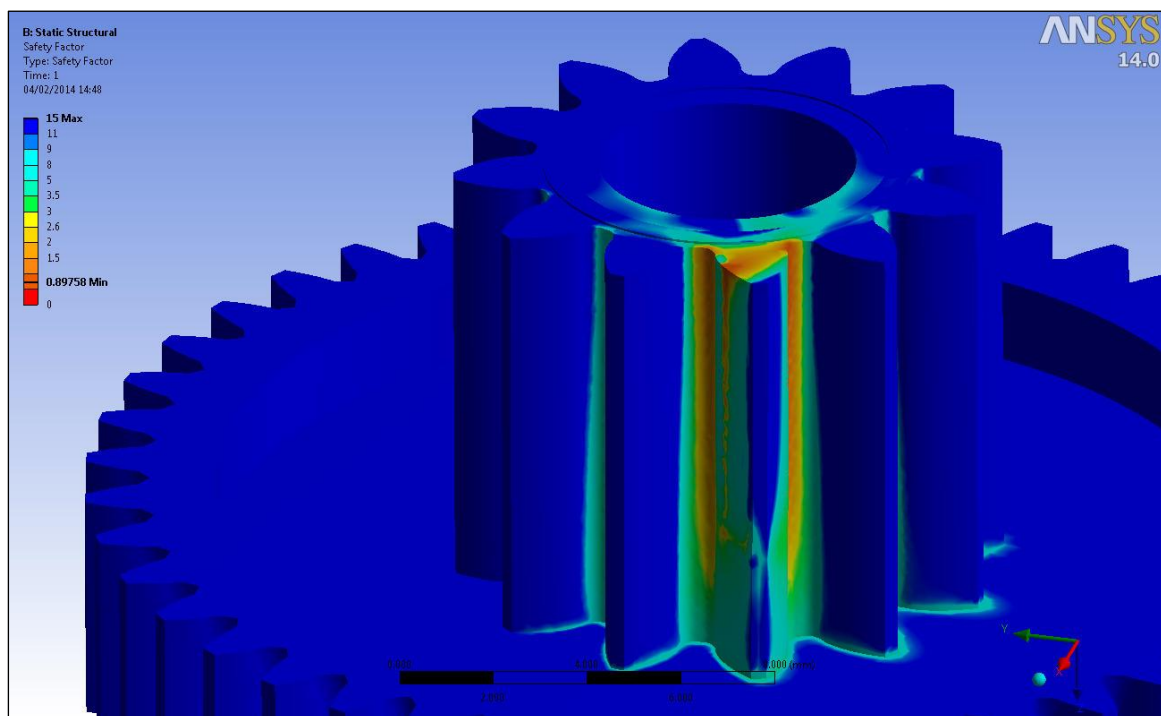


FIG. 4.18 Coefficiente di sicurezza – Ruota a denti dritti 7 ($T=-20^{\circ}\text{C}$; 4 Nm)

A fronte della diminuzione dei valori massimi di tensione, il coefficiente di sicurezza del sistema di trasmissione aumenta in modo significativo, raggiungendo il valore minimo di 0,89758.

La simulazione del comportamento del sistema nelle reali condizioni ambiente ($T=-20^{\circ}\text{C}$) e a carico nominale ha mostrato un aumento del 49,5% del coefficiente di sicurezza e, anche in questo caso, i valori minimi stimati risultano inferiori all'unità.

- **Momento torcente stimato per l'effettiva rotazione della vaschetta - 2Nm**

Sforzo di Von Mises

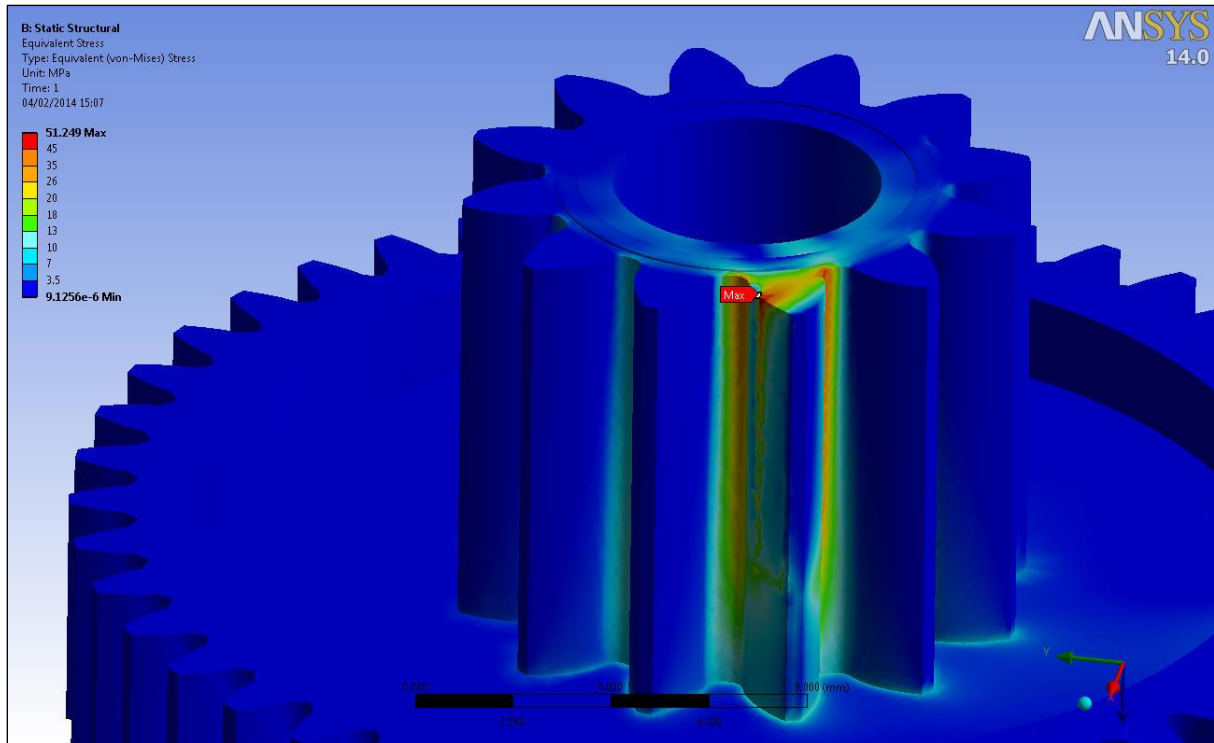


FIG. 4.19 Sforzo equivalente Von Mises - Ruota a denti dritti 7 (T=-20°C; 2 Nm)

Come previsto, confrontando i valori di sforzo mostrati in figura 4.19 con i valori ricavati in condizione di carico nominale (FIG. 4.17), si verifica la riduzione dei picchi degli sforzi del 50 % con un valore massimo di tensione equivalente di Von Mises di 51,249 MPa, inferiore alle condizioni di snervamento per il materiale.

In condizioni di reale funzionamento, ossia a carico ridotto 2 Nm e alla temperatura di esercizio effettiva del vano frigorifero, si ha una riduzione del 10,5% dei valori massimi di tensione rispetto al caso in cui il sistema sia soggetto alla stessa intensità di sollecitazione ma a una temperatura ambiente di 20°C.

Coefficiente di sicurezza

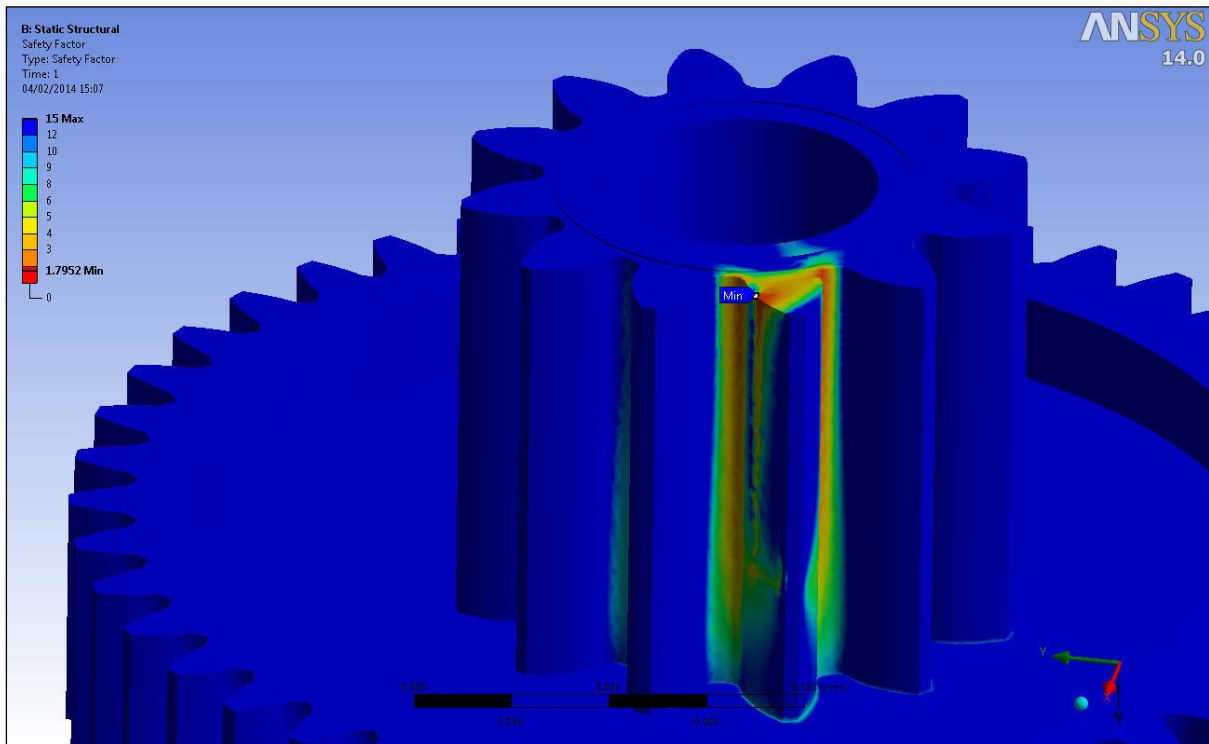


FIG. 4.20 Coefficiente di sicurezza – Ruota a denti dritti 7 (T=-20°C; 2 Nm)

In figura 4.20 viene evidenziato l'andamento del coefficiente di sicurezza. Analogamente ai risultati ricavati in condizione di carico nominale, i valori dei coefficienti di sicurezza aumentano del 49,5% rispetto al caso in cui la temperatura operativa sia di 20°C passando da un valore di 1,2005 a valori prossimi a 1,8 e, precisamente, 1,7952 come valore minimo

4.3 Metodologia classica per il dimensionamento di sistemi di trasmissione a ruote dentate

Nel seguente paragrafo viene proposta la verifica a fatica, per la sola coppia di ruote dentate maggiormente sollecitate, basata sul metodo di Lewis per il calcolo delle tensioni di flessione nel dente di una ruota dentata.

I risultati delle simulazioni vengono, infine, confrontati con i valori ottenuti applicando la formula convenzionale di Lewis per il calcolo delle tensioni di flessione nel dente di una ruota dentata.

4.3.1 Metodo di Lewis

L'impostazione della verifica a fatica, basata sul procedimento introdotto da Lewis nel 1892, considera il dente come una trave a sezione variabile, incastrata ad una estremità e sollecitata a flessione dalla forza massima applicata nella condizione più sfavorevole ossia all'atto dell'impegno.

Il dimensionamento di un ingranaggio si effettua a flessione considerando la sollecitazione statica; la tensione massima calcolata si ottiene considerando le forze massime scambiate dall'ingranaggio, ossia quelle che possono generare rottura nel dente.

Nel caso di dimensionamento statico viene confrontata la tensione di flessione, calcolata tramite la formula di Lewis, con una tensione ammissibile nel materiale. Il rapporto tra queste due grandezze rappresenta il coefficiente di sicurezza.

La teoria di Lewis, per il calcolo della tensione di flessione che si genera nel dente di una ruota, è basata sulle seguenti ipotesi semplificative:

- Il dente è sollecitato dalla forza complessiva agente sulla sommità del dente stesso (momento flettente massimo);
- Si considera la situazione più sfavorevole, ossia il caso in cui all'interno del segmento dei contatti sia presente una sola coppia di denti in presa;
- La componente tangenziale della forza W_t che determina la flessione sul dente è l'unica considerata;
- La componente della forza che determina uno sforzo di compressione sul dente è trascurata ed è pensata uniformemente distribuita sulla larghezza del dente;
- Effetto di taglio trascurabile;
- Forza d'attrito trascurabile.

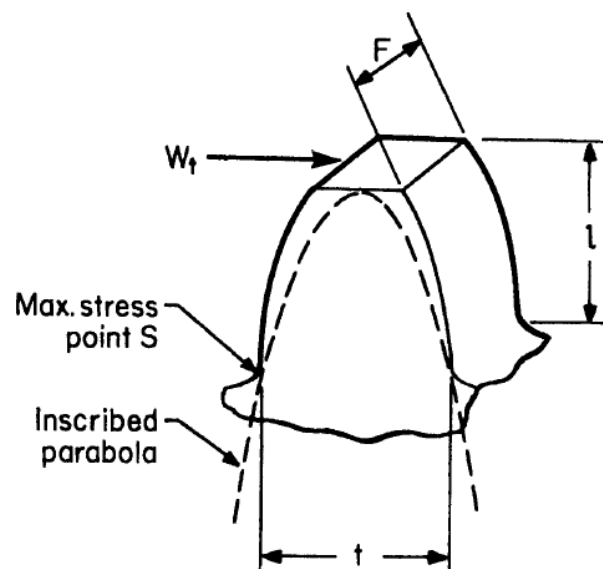


FIG. 4.21 Rappresentazione della parabola di Lewis

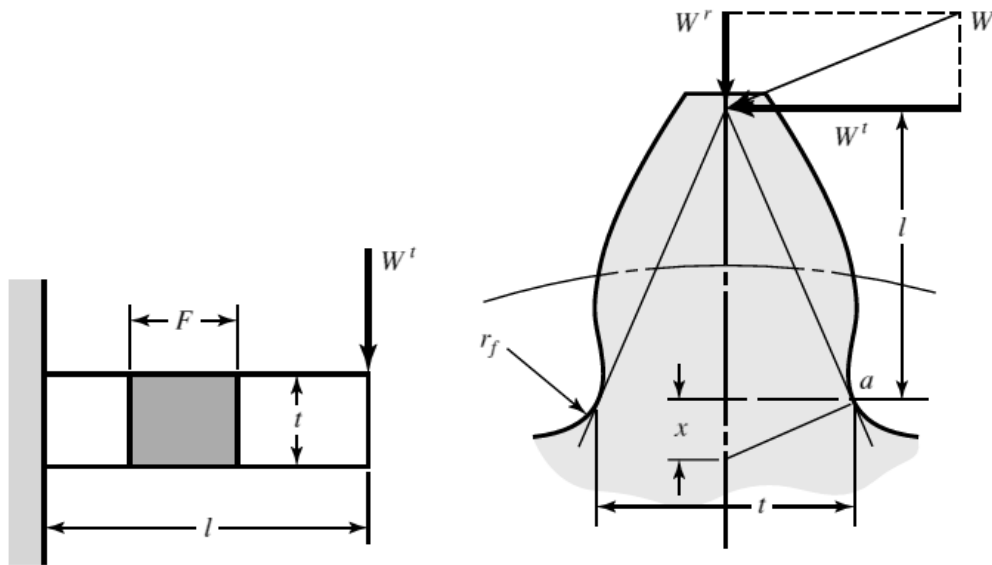


FIG. 4.22 Grandezze significative e applicazione delle forze

I valori dello spessore e dell'altezza del dente che si hanno in corrispondenza della sezione critica sono ricavati inscrivendo una parabola all'interno del dente (FIG. 4.21), tangente al raccordo di fondo, con il vertice in corrispondenza del punto in cui è applicato il carico.

Facendo riferimento alla figura 4.22 si assume che la tensione massima nominale $\sigma_{\max,L}$ dovuta al contributo del solo momento flettente si verifica alla base del dente (punto a) ed è data da:

$$\sigma_{L,\max} = \frac{M \cdot \frac{t}{2}}{I} = \frac{(W_t l) \cdot \frac{t}{2}}{\frac{1}{12} F t^3} = \frac{6 W_t l}{F t^2} \quad [23]$$

Ricorrendo ai criteri di similitudine per i triangoli rettangoli si ha che:

$$\frac{t/2}{x} = \frac{l}{t/2} \quad \text{o} \quad x = \frac{t^2}{4l} \quad [24]$$

Riarrangiando l'equazione [23] si ottiene la seguente espressione:

$$\sigma_{L,\max} = \frac{6 W_t l}{F t^2} = \frac{W_t}{F} \frac{1}{t^2/6l} = \frac{W_t}{F} \frac{1}{t^2/4l} \frac{6}{4} \quad [25]$$

Se ora si sostituisce il valore di x [24] nell'equazione [25] e si moltiplica il numeratore e il denominatore per il passo diametrale $P = p/\pi = 1/m$, si trova

$$\sigma_{L,max} = \frac{W_t P}{\left(\frac{2}{3}\right) x P} \quad [26]$$

Si definisce il *fattore di forma adimensionale di Lewis* Y , tabulato per un valore dell'angolo di pressione pari a 20° e variabile in relazione al numero di denti della ruota (FIG. 4.23):

$$Y = \frac{2xP}{3} = \frac{t^2 P}{6l} \quad [27]$$

Number of Teeth	Y	Number of Teeth	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

FIG. 4.23 Valori del fattore di forma di Lewis (Questi valori sono ricavati per un angolo di pressione di 20°)

La tensione di flessione massima calcolata secondo il metodo semplificato di Lewis è, quindi, espressa dalla relazione seguente:

$$\sigma_{L,max} = \frac{W_t P}{F Y} = \frac{W_t}{F m Y} \quad [28]$$

Adottando opportuni coefficienti correttivi (stimati tramite tabelle e grafici), il valore di tensione flessionale valutato nella zona critica, alla base del dente risulta pari a:

$$\sigma_{L,max} = \begin{cases} \frac{W_t P K_a K_s K_m}{F J K_v} & \left(\frac{lb_f}{in^2} \right) \\ \frac{W_t 1 K_a K_s K_m}{J F m K_v} & (MPa) \end{cases} \quad [29]$$

dove:

W_t indica la componente tangenziale (lb_f/N);

P è il passo diametrale (in);

F è la larghezza del dente (in/mm);

m è il modulo della ruota (mm);

I coefficienti correttivi K hanno lo scopo di quantificare le possibili variazioni del carico applicato. Nel calcolo della massima tensione ammissibile appaiono i seguenti fattori:

K_v è il fattore di velocità (funzione della velocità periferica e dipendente dalla precisione delle lavorazioni, dalla rigidità dei denti, degli errori del profilo e dell'inerzia e rigidità delle parti rotanti). In questa applicazione il coefficiente K_v , che considera la variazione del carico dovuta agli effetti dinamici, assume valore unitario in quanto le velocità di rotazione del sistema risultano relativamente basse;

K_a è il fattore di sovraccarico (valutato da tabelle in base al tipo di potenza in gioco e dal modo in cui avviene il contatto tra i denti);

K_m valuta gli effetti generati da un'eventuale distribuzione non omogenea del carico, causa principale di disallineamenti e picchi degli sforzi;

K_s è il coefficiente correttivo dimensionale (riflette l'influenza della non omogeneità dei materiali e per ruote dentate cilindriche a denti dritti e a denti elicoidali è generalmente assunto pari a uno);

J è il fattore geometrico che tiene conto del fattore di concentrazione di tensione alla base del dente;

Le norme di riferimento forniscono un fattore di Lewis modificato, indicato con J , che tiene conto delle reali sollecitazioni agenti (effetto della componente compressiva del carico) e della concentrazione di tensione alla base del dente K_f , dovuta alla variazione di sezione.

Il fattore geometrico J è fornito in forma di grafici in funzione del numero di denti della ruota oppure è calcolabile attraverso le formule seguenti:

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad [30]$$

dove:

Y è il modulo di Lewis (tabulato in funzione del numero di denti con $\Phi=20^\circ$);

ϕ è l'angolo di pressione assunto pari a 20° ;

K_f è il fattore di concentrazione di tensione alla base del dente;

m_N è il rapporto di suddivisione del carico (per ruote dentate a denti dritti si assume $m_N=1$);

$$K_f = H + \left(\frac{t}{r}\right)^L * \left(\frac{t}{h}\right)^M \quad [31]$$

$$H = 0,331 - 0,436 \phi \quad [32]$$

$$L = 0,324 - 0,492 \phi \quad [33]$$

$$M = 0,261 + 0,545 \phi \quad [34]$$

dove

r = raggio di base

t = lunghezza del dente

h = altezza del dente.

4.3.2 Presentazione dei risultati e confronto con le simulazioni numeriche

Nel presente paragrafo vengono presentati i valori del coefficiente di sicurezza e del fattore geometrico J ottenuti applicando il procedimento di Lewis precedentemente descritto.

La stima dei coefficienti correttivi K è stata effettuata facendo riferimento alle seguenti tabelle (i valori considerati sono stati riquadrati in rosso).

Power source	Load on driven machine		
	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

*For speed increasing drives of spur and bevel gears (but not helical and herringbone gears). add $0.01(N_2/N_1)^2$ to the factors where N_1 = number of teeth in pinion, N_2 = number of teeth in gear.

Source: AGMA

FIG. 4.24 Valori del fattore di sovraccarico K_a

Condition of support	Face width							
	2-in face and under		6-in face		9-in face		16-in face and over	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing clearances, minimum elastic deflection, precision gears	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7	2.0	2.0
Accuracy and mounting such that less than full face contact exists			Over 2.0					

Source: AGMA

FIG. 4.25 Valori del fattore di distribuzione del carico K_m

Il fattore di sovraccarico K_a è stato assunto pari a 1, avendo considerato potenza e carico uniformi. Per la scelta del coefficiente K_m , invece, si è ipotizzato di avere precisione elevata nella realizzazione delle ruote, montaggio accurato, bassi giochi e deflessione elastica minima. In questo caso l'effetto della distribuzione del carico aumenta il valore dello sforzo massimo del 30% ($K_m=1,3$). Come precedentemente accennato, ai coefficienti K_v e K_s è stato attribuito valore unitario (essi non influenzano in alcun modo lo stato di sforzo).

Il grafico sottostante (FIG. 4.26) consente, invece, di ricavare graficamente il fattore geometrico J in relazione al numero di denti della ruota. Esso è valido esclusivamente per ruote dentate cilindriche a denti dritti con angolo di pressione pari a 20° .

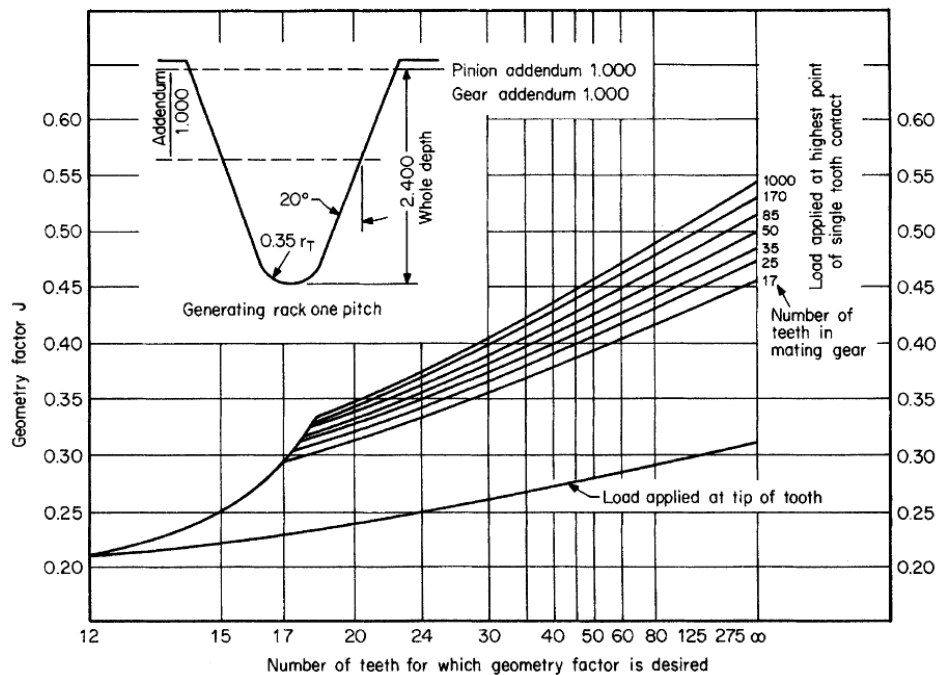


FIG. 4.26 Fattore geometrico J per ruote dentate a denti dritti con angolo di pressione 20° (AGMA 218.01, Dicembre 1982)

Nel nostro caso, si è scelto di calcolare J analiticamente, applicando la formula proposta nel paragrafo precedente. L'analisi risulta, infatti, più accurata e consente di ottenere risultati più precisi, confrontabili con i valori delle simulazioni.

I valori del coefficiente di sicurezza, ottenuti applicando la formula di Lewis alla coppia di ruote più stressate sono raccolti nelle seguenti tabelle (importate dal foglio di calcolo excel). Si ricorda che entrambe le ruote sono realizzate in poliacetato ($\sigma_{\text{yield}_T=20^\circ\text{C}} = 68 \text{ MPa}$).

▪ **Momento torcente nominale - 4 Nm**

Ruota a camma 8

Coefficiente di Sicurezza	
M_t (Nm)	4
R_e (m)	0,028
W_t (N)	134,4
F (mm)	8
m (mm)	0,79
J	0,304
K_a	1
K_s	1
K_m	1,3
K_v	1
σ (MPa)	90,71
η	0,75

TAB. 4.2a Calcolo del coefficiente di sicurezza *Ruota a camma 8*

Fattore geometrico J	
t	1,8
r	0,63
h	1,61
H	0,179
L	0,152
M	0,451
K_f	1,412
N	68
Y	0,429
J	0,304

TAB. 4.2b Calcolo del fattore geometrico J *Ruota a camma 8*

Ruota a denti dritti 7

Coefficiente di Sicurezza	
M_t (Nm)	4
τ	0,18
R_e (m)	0,006
W_t (N)	112,9
F (mm)	9,4
m (mm)	0,79
J	0,17
K_a	1
K_s	1
K_m	1,3
K_v	1
σ (MPa)	115,85
η	0,59

TAB. 4.3a Calcolo del coefficiente di sicurezza *Ruota a denti dritti 7*

Fattore geometrico J	
t	1,582
r	0,294
h	1,665
H	0,179
L	0,152
M	0,451
K_f	1,44
N	12
Y	0,245
J	0,17

TAB. 4.3b Calcolo del fattore geometrico J *Ruota a denti dritti 7*

▪ **Momento torcente stimato per l'effettiva rotazione della vaschetta - 2Nm**

Ruota a camma 8

Coefficiente di Sicurezza	
M_t (Nm)	2
R_e (m)	0,028
W_t (N)	67,2
F (mm)	8
m (mm)	0,79
J	0,304
K_a	1
K_s	1
K_m	1,3
K_v	1
σ (MPa)	90,71
η	1,5

TAB. 4.4 Calcolo del coefficiente di sicurezza *Ruota a camma 8*

Ruota a denti dritti 7

Coefficiente di Sicurezza	
M_t (Nm)	2
R_e (m)	0,006
W_t (N)	5
F (mm)	9,4
m (mm)	0,79
J	0,17
K_a	1
K_s	1
K_m	1,3
K_v	1
σ (MPa)	90,71
η	1,17

TAB. 4.5 Calcolo del coefficiente di sicurezza *Ruota a denti dritti 7*

I valori dei coefficienti di sicurezza valutati applicando la formula di Lewis sono in accordo con i risultati delle simulazioni numeriche. Osserviamo, infatti, che lo stato di sollecitazione massimo e la probabilità di cedimento del sistema si verifica in entrambi i casi nella ruota dentata a denti dritti numero 7.

Nelle tabelle sopra riportate vengono evidenziati in rosso i valori dei coefficienti di sicurezza per la ruota maggiormente sollecitata. A carico nominale si ottiene un valore del coefficiente di sicurezza pari a 0,59, valore inferiore all'unità e prossimo al coefficiente di sicurezza ricavato dalle simulazioni pari 0,6001.

In condizioni di reale funzionamento del sistema, e quindi dimezzando il carico, si può verificare il raddoppio del coefficiente di sicurezza ($\eta=1,17$) e la corrispondenza con i valori ottenuti dall'applicazione del metodo agli elementi finiti dove η è risultato pari a 1,2005.

In questo caso lo stato di tensione che si genera all'interno del sistema in seguito all'applicazione del carico non è tale da provocare lo snervamento e quindi la rottura del sistema.

4.4 Conclusioni

Le analisi statiche condotte in condizioni di carico nominale hanno evidenziato la presenza, all'interno del sistema di trasmissione, di uno stato di tensione di intensità significativa, caratterizzato dal superamento del limite di snervamento dei materiali. Valori del coefficiente di sicurezza inferiori all'unità indicano la probabilità di incorrere nella frattura del sistema che risulta, in questi casi, molto elevata.

La sollecitazione che si genera, invece, a carico dimezzato (condizione di reale funzionamento) non è tale, invece, da provocare la deformazione permanente del sistema.

Inoltre, facendo riferimento ai materiali plastici di cui è composto il sistema di trasmissione, i risultati ottenuti dalle simulazioni dello stato di sforzo hanno confermato la significativa sensibilità delle proprietà meccaniche con la temperatura. La riduzione della temperatura ambiente, fino alle condizioni di esercizio tipiche delle applicazioni di refrigerazione domestica, ha evidenziato, infatti, l'aumento della resistenza meccanica dei componenti per valori di sforzo inferiori al limite di snervamento, riducendo notevolmente il rischio di un'eventuale rottura del sistema (il valore del coefficiente di sicurezza aumenta del 49,5%).

Dalle curve di sforzo-deformazione presentate in figura 3.10 si può affermare, infatti, che la riduzione di temperatura a -20°C comporta un incremento, a pari valore di sforzo, del modulo di Young, a fronte di una riduzione nell'intensità delle deformazioni che limita in modo significativo il fenomeno di disingaggio tra i denti in presa rendendo la trasmissione più affidabile.

L'utilizzo del calcolatore ha permesso dapprima di automatizzare le procedure di calcolo tradizionali, basate su modelli analitici, che costituiscono la base delle più diffuse normative tecniche. I codici di calcolo che implementano questo tipo di approccio rappresentano, infatti, lo strumento attualmente più utilizzato per la progettazione degli ingranaggi.

L'avvento dei metodi numerici, in particolare del metodo degli elementi finiti, non ha però soppiantato l'approccio tradizionale di Lewis, anche a causa della difficoltà di modellazione dell'ingranamento e dei tempi di calcolo richiesti.

In questo lavoro sono stati sviluppati e messi a confronto entrambi gli approcci.

I risultati della simulazione statica strutturale confermano i valori calcolati analiticamente: questo dimostra che l'impostazione del calcolo è corretta e che il metodo sviluppato consente di studiare in modo sufficientemente preciso il funzionamento di un sistema di trasmissione a ingranaggi.

Dai risultati si può desumere che, data la rapida evoluzione dello stato dell'arte in questo ambito, l'utilizzo di codici di calcolo avanzati diventerà sempre più comune. Essi, infatti, a differenza dei metodi analitici tradizionali, consentono di stimare lo stato tensionale globale senza limitare la valutazione degli sforzi alle zone di ingranamento e alle superfici dei denti.

5. Presentazione del nuovo sistema EMZ

5.1 Introduzione al sistema

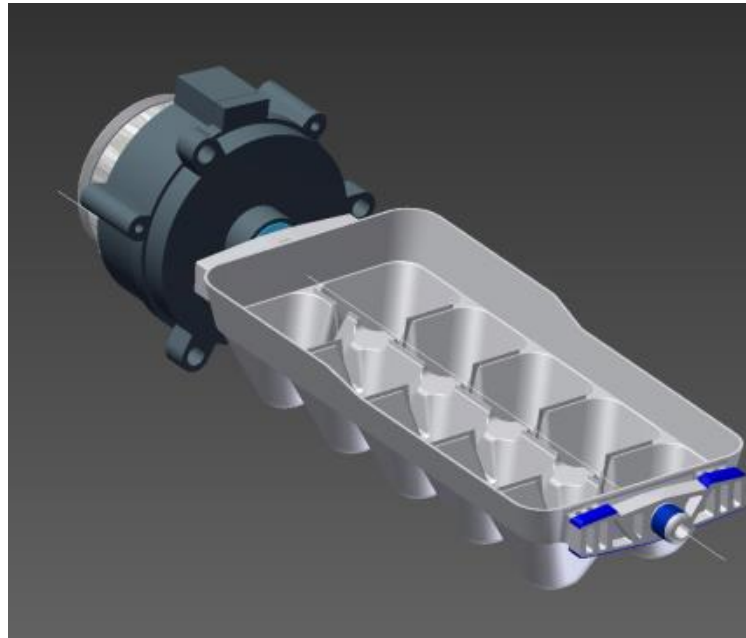


FIG. 5.1 Nuova gearbox EMZ (vista esterna)

Per la progettazione del nuovo sistema di trasmissione si è partiti dalla scelta del motore.

È stato utilizzato un motore sincrono a rotore a magnete permanente a 8 poli, (la velocità di rotazione risulta proporzionale alla frequenza elettrica di alimentazione) in grado di fornire una coppia massima di 1,2 Nm. Questa tipologia di motori non ha un verso di rotazione prefissato e, di conseguenza, risulta necessario introdurre un blocco meccanico per consentire il controllo del verso di rotazione.



FIG.5.2 Motore a magneti permanenti, sorgente di moto del sistema di trasmissione (disegno CAD e vista interna)

Esso, attualmente presente in una delle applicazioni frigorifere sviluppate dall'azienda, ha dimostrato elevata affidabilità a temperature inferiori a -20°C.

La particolare configurazione del motore e l'elevata coppia generata consentono di vincolare direttamente sull'albero motore la prima ruota dentata evitando di ricorrere a una vite senza fine e, di conseguenza, eliminando la probabilità di infrangere i vincoli brevettuali esistenti sulle direzioni di sviluppo della trasmissione.

L'utilizzo di questa tipologia di motore, infatti, segna il passaggio da un sistema (trasmissione Sankyo Nidec) che prevede albero motore e asse di rotazione della ruota a camma giacenti su piani perpendicolari a una nuova configurazione che vede gli assi di rotazione di ogni singolo componente (motore e sequenza di ruote dentate) disposti su piani paralleli.

Si ricorda, infatti, che il sistema Sankyo Nidec prevede albero motore e asse di rotazione della ruota a camma giacenti su piani perpendicolari.

Il trasferimento della coppia motrice lungo l'asse della vaschetta per la produzione dei cubetti di ghiaccio viene realizzato grazie alla presenza di un sistema di trasmissione a ruote dentate. I parametri da considerare per il dimensionamento delle ruote dentate sono numerosi e concorrono in modo diverso alla definizione della geometria, oltre che ad assicurare la resistenza dell'intero sistema. Nel nostro caso bisogna, inoltre, considerare le specifiche di funzionamento che caratterizzano il sistema attualmente presente sul mercato, al fine di sviluppare una tecnologia che, mantenendo o migliorando le performance, consenta di aggirare eventuali patent infringement.

La sequenza e la dimensione delle ruote viene stabilita sulla base del momento torcente massimo richiesto per avere la rimozione dei cubetti di ghiaccio dall'apposita vaschetta. Dalla trattazione effettuata al capitolo 2 è noto che, in condizioni di carico nominale, il momento torcente necessario a ruotare il contenitore di 148° (overtwisting compreso) è di 4 Nm.

Sulla base della coppia fornita dal motore (1,2 Nm) si decide di sviluppare un sistema di trasmissione costituito da quattro ruote dentate (FIG. 5.3) che garantisca un rapporto di trasmissione globale di $\frac{1}{4}$, permettendo il raggiungimento di una torsione sufficiente in corrispondenza dell'ultima ruota.

Il leggero sovradimensionamento della trasmissione implica la possibilità di utilizzare un motore più piccolo, in grado di fornire una coppia di 0,8 Nm.

La geometria delle ruote e la configurazione della gearbox sviluppata per completare l'ice and water dispenser EMZ vengono mostrati in figura 5.3.

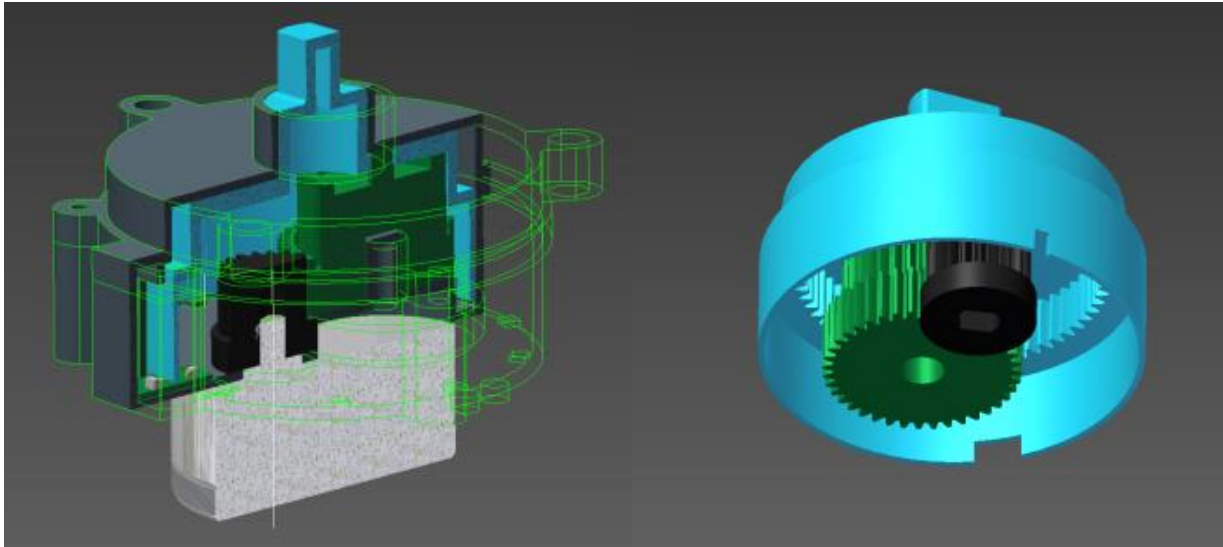


FIG. 5.3 Sezione e assemblaggio completo del sistema di trasmissione

I parametri che definiscono la geometria di una ruota dentata sono il modulo m , il numero di denti z , l'angolo di pressione Φ e un fattore di correzione x . Il tool CAD per la realizzazione di ingranaggi, come accennato in precedenza, elabora tali grandezze realizzando coppie di ruote dentate perfettamente accoppiabili e valutando per esse alcuni parametri di funzionamento come il coefficiente di sicurezza (stimato in relazione alle condizioni di carico che vengono imposte). Vengono, quindi, scelti modulo, sulla base dei valori che caratterizzano le trasmissioni Sankyo Nldec, numero di denti, considerando che ogni coppia di ruote deve realizzare un rapporto di trasmissione di $1/2$; l'angolo di pressione viene assunto pari a 20° e i fattori di correzione, insieme al modulo vengono ripetutamente variati in modo tale da avere un coefficiente di sicurezza minimo sulla singola trasmissione di 1,5.

L'interasse, e quindi la distanza fra i centri, è uno dei parametri fondamentali da tenere in considerazione durante il dimensionamento di ruote dentate; esso, infatti, si riduce notevolmente nel caso di ingranamento interno. Questo è uno dei motivi fondamentali per cui è stata privilegiata la configurazione interna, normalmente utilizzata nelle applicazioni in cui, spazi limitati, richiedono la realizzazione di sistemi compatti.

Anche per quanto riguarda l'ingranamento interno tra ruote cilindriche a denti dritti la trasmissione del moto avviene tra assi paralleli. La progettazione di ruote dentate interne è assimilabile a quella che si effettua per gli ingranaggi esterni fatta eccezione per alcuni parametri e alcune grandezze che vengono definite in modo diverso.

Le definizioni di diametro esterno e interno risultano invertite. Per ruote interne l'addendum, infatti, è interno alla primitiva mentre il dedendum cade esternamente ad essa.

Si ha che:

- *Diametro primitivo:*

$$d = m \cdot z \quad [35]$$

- *Diametro esterno:*

$$d_e = d \pm 2m = m(z \pm 2) \quad [36]$$

- *Diametro interno:*

$$d_i = d_e \pm 2,25m \quad [37]$$

- *Interasse:*

$$i = m \frac{z_1 \pm z_2}{2} \quad [38]$$

I segni negativi nelle formule vengono usati nel caso di ingranamento interno, le somme per ingranaggi esterni.

I parametri, inseriti ed elaborati dal software, che descrivono il sistema di trasmissione realizzato vengono riassunti nelle tabelle seguenti (TAB. 5.1 e TAB. 5.2). Vengono inoltre riportate le immagini che mostrano, nel dettaglio, l'ingranamento tra le singole coppie di ruote, realizzate in POM, per il quale sono note le proprietà meccaniche al variare della temperatura (FIG. 3.10 e FIG. 3.11 Capitolo 3).

RUOTA 1		RUOTA 2	
Diametro Esterno	16,72 mm	Diametro Esterno	31,92 mm
Diametro Interno	13,3 mm	Diametro Interno	28,5 mm
Diametro Perimetrale	15,2 mm	Diametro Perimetrale	30,4 mm
Numero di Denti	20	Numero di Denti	40
Ampiezza Faccia	10 mm	Ampiezza Faccia	9 mm
Materiale	POM	Materiale	POM
TRASMISSIONE RUOTA 1/RUOTA 2			
Modulo	0,76		
Angolo di Pressione	20°		
Rapporto di Trasmissione	2		
Interasse	22,8 mm		
Correzione Ruota 1	0		
Correzione Totale	0		

TAB. 5.1 Grandezze significative ruota 1 e ruota 2 e parametri descrittivi il loro ingranamento (ingranamento esterno)

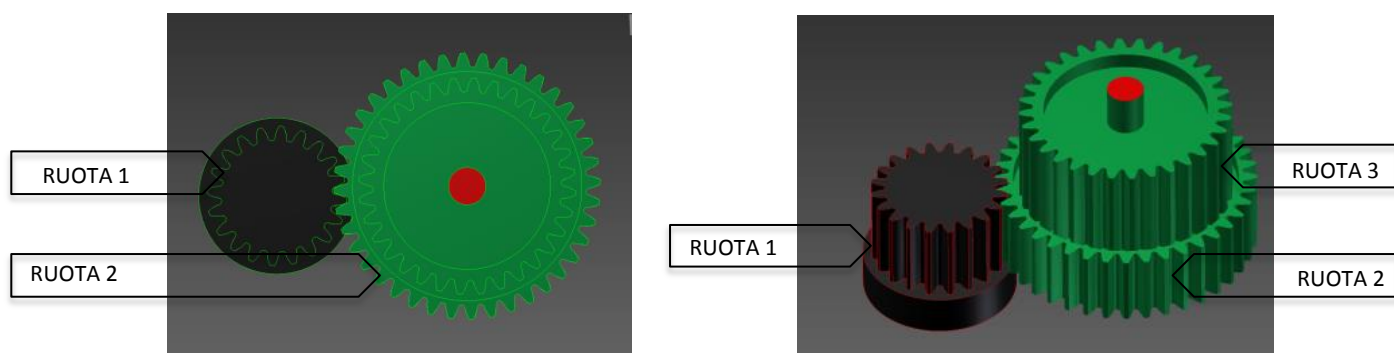


FIG. 5.4 Modello CAD ruota 1 e ruota 2 - vista in pianta e vista 3D relativa alle prime tre ruote

RUOTA 3		RUOTA 4	
Diametro Esterno	26,319 mm	Diametro Esterno	47,879 mm
Diametro Interno	24,64 mm	Diametro Interno	49,28 mm
Diametro Perimetrale	22,854 mm	Diametro Perimetrale	51,34 mm
Numero di Denti	32	Numero di Denti	64
Ampiezza Faccia	13 mm	Ampiezza Faccia	9 mm
Materiale	POM	Materiale	POM
TRASMISSIONE INTERNA RUOTA 3/RUOTA 4			
Modulo	0,77		
Angolo di Pressione	20°		
Rapporto di Trasmissione	2		
Interasse	12,32 mm		
Correzione Ruota 1	0,09		
Correzione Totale	0		

TAB. 5.2 Grandezze significative ruota 3 e ruota 4 e parametri descrittivi il loro ingranamento (ingranamento interno)

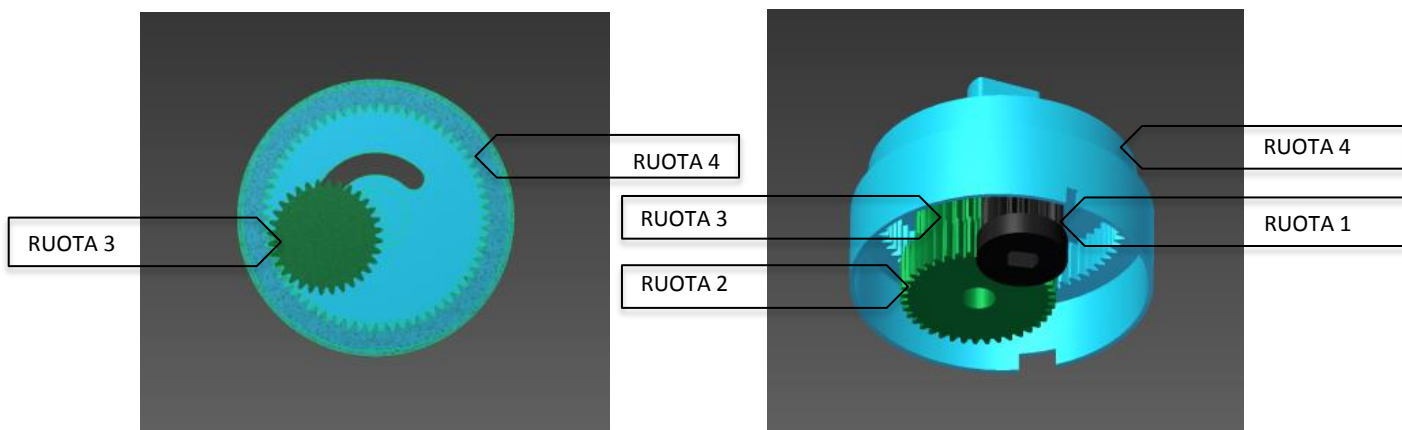


FIG. 5.5 Modello CAD ruota 3 e ruota 4 – vista in pianta e vista 3D del sistema di trasmissione globale

5.2 Punti di blocco

La scelta di un motore a magneti permanenti e la necessità di invertire il verso di rotazione dell'albero motore al termine di ogni ciclo di rilascio dei cubetti di ghiaccio al fine di riportare la vaschetta nella sua posizione iniziale richiede la presenza di "stopping points" o punti di blocco. Essi rappresentano un vero e proprio ostacolo alla rotazione del sistema e, se incontrati, provocano l'inversione del verso di rotazione dell'albero motore. Il singolo punto di blocco viene pensato e dimensionato sulla base delle funzioni che esso deve assolvere.

Il sistema di stopping points è stato concepito come la combinazione di un incavatura, ricavata sulla superficie superiore della ruota 4, e di un "pin" (cerchio rosso in FIG. 5.6), che scorre all'interno di essa, e il cui percorso risulta, quindi, vincolato dalla configurazione dell'incavatura stessa. Il sistema di trasmissione viene assemblato in modo tale che il "pin" si trovi a occupare la posizione iniziale mostrata in figura che identifica l'istante in cui ha inizio il ciclo di rotazione dell'ice tray e, quindi, l'avvio del motore. Il primo stopping point (FIG. 5.6) è stato concepito, in questo caso, per controllare la direzione di rotazione iniziale dell'albero motore. In presenza di un motore a magneti permanenti, infatti, non è possibile conoscere a priori il verso di rotazione dell'albero motore poiché la coppia viene generata a seconda della posizione reciproca tra i magneti. L'asimmetria del campo magnetico dovuta al posizionamento dei magneti stabilisce infatti una direzione di rotazione privilegiata che può essere opposta a quella richiesta per ruotare la vaschetta. In tal caso il pin risulterà bloccato nel suo tragitto e il motore invertirà la direzione di rotazione del proprio albero per iniziare, così, il ciclo normale di rilascio del ghiaccio.

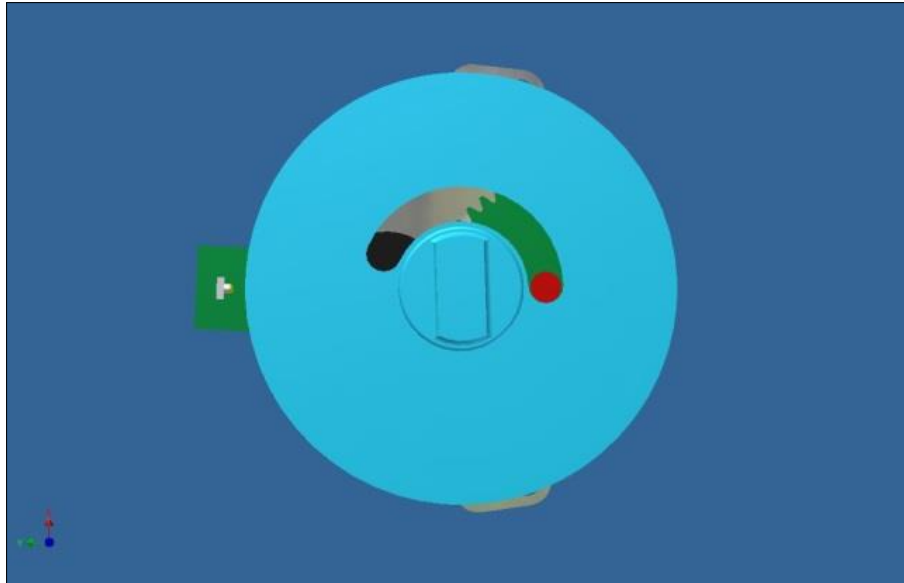


FIG. 5.6 Primo stopping point e vista in pianta dell'incavatura

Il corretto funzionamento dell'intero sistema viene garantito grazie alla presenza di un secondo punto di blocco (FIG. 5.7), realizzato per limitare l'owertwisting. Esso è stato progettato in modo tale invertire la direzione di rotazione del sistema di trasmissione a ciclo terminato e di riportare, quindi, l'ice tray nella posizione orizzontale originaria per realizzare il caricamento dell'acqua.

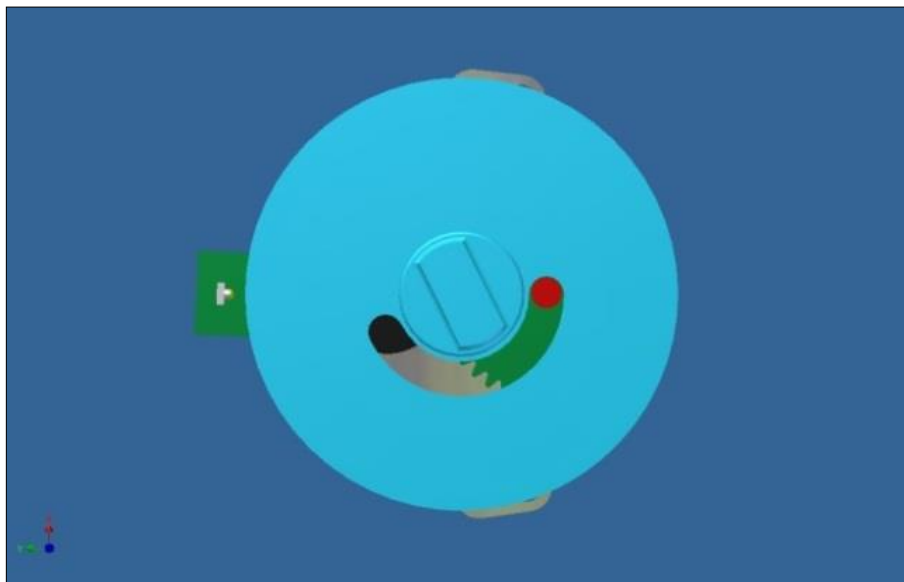


FIG. 5.7 Secondo stopping point e vista in pianta dell'incavatura

Ricordando che il distacco dei cubetti dall'apposito contenitore si verifica a vaschetta ruotata, e precisamente 120° dalla posizione orizzontale fino ai punti di blocco seguiti da 28° per realizzare l'overwisting (responsabile della deformazione), si può intuire la particolare forma pensata per l'incavatura e, di conseguenza, per i punti di blocco indispensabili al cambio di rotazione del sistema.

L'incavatura è stata progettata in modo tale che il pin, ricavato sulla superficie superiore della ruota 3, percorra un arco di circonferenza di 154° , prevedendo un piccolo margine sui 148° realmente necessari a realizzare il rilascio dei cubetti.

Nelle immagini 5.6 e 5.7 vengono evidenziate nel dettaglio la posizione iniziale e finale del pin, indentificanti rispettivamente il controllo sulla direzione di rotazione iniziale del motore e l'inversione di rotazione da operare a fine ciclo.

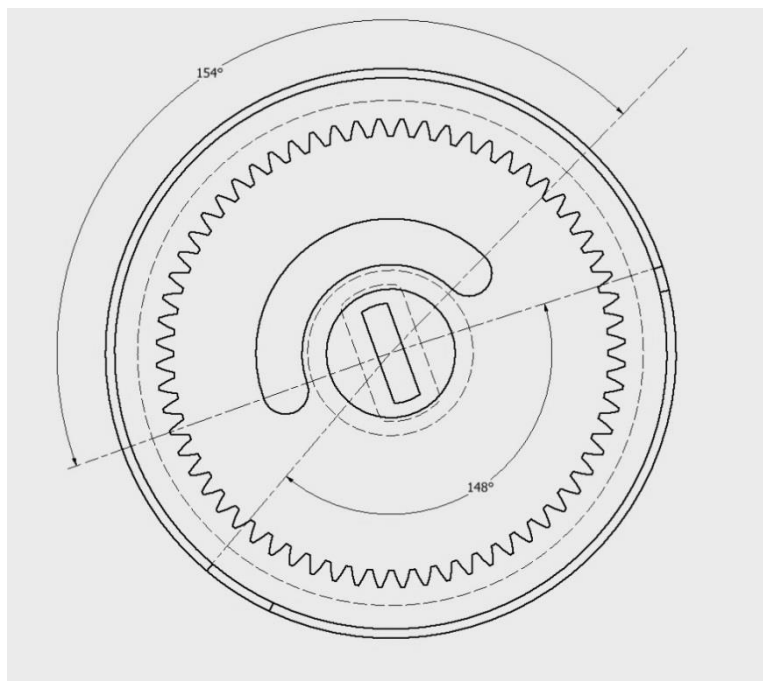


FIG. 5.8 Dettaglio angoli di circonferenza caratterizzanti l'ampiezza dell'incavatura e la distanza tra le due fessure per il controllo ottico

In figura 5.8 vengono mostrate le ampiezze degli archi di circonferenza che caratterizzano l'incavatura del sistema di blocco e la distanza tra le due fessure per realizzare il controllo ottico sulla posizione della vaschetta.

Si può, infatti, affermare l'esistenza di una diretta corrispondenza tra il funzionamento degli stopping points (posizione del pin) e del controllo ottico (posizione emettitore, ricevitore rispetto alle due fessure) che può essere chiarita leggendo i dettagli relativi al controllo sulla posizione della vaschetta.

5.3 Controllo ottico sulla posizione della vaschetta

In merito al controllo e all'identificazione della posizione dell'ice tray durante il ciclo di rilascio dei cubetti di ghiaccio, la ricerca brevettuale ha evidenziato la presenza di molteplici diritti che blindano l'utilizzo di sistemi di controllo di tipo meccanico, basati sul movimento combinato di camme e leverismi.

Per evitare di incorrere nel "patent infringement" si è scelto di studiare e sviluppare un sistema di controllo di tipo ottico per identificare con precisione la posizione della vaschetta durante l'intero ciclo di funzionamento.

Il controllo ottico, mostrato in figura 5.10, è realizzato disponendo opportunamente un emettitore IR e un ricevitore; l'impulso ricevuto dal ricevitore risulta legato in termini temporali alla posizione della camma di trasmissione essendo legato alla disposizione relativa delle cave sulla camma (vedi figura 5.10).

La soluzione ottica sviluppata segna il passaggio da un controllo a tre segnali, previsti nel sistema Sankyo Nidec e generati dal moto del pressing member lungo la camma, ad un controllo a due segnali, identificanti le posizioni fondamentali occupate dall'ice tray durante il processo di rotazione e rilascio dei cubetti di ghiaccio. La semplificazione del sistema di controllo risulta possibile poiché il segnale associato alla misura del livello di ghiaccio presente all'interno del contenitore di raccolta risulta, nel nuovo sistema EMZ, connesso all'attivazione di uno switch dedicato e posizionato sulla parete interna del contenitore stesso (per i dettagli vedi paragrafo relativo al controllo della quantità di ghiaccio).

Facendo riferimento alla figura 5.9 si può notare come la posizione della vaschetta viene controllata grazie alla presenza di due fessure (indicate in figura dalle frecce), ricavate sulla circonferenza esterna della ruota 4, progettate in modo tale da avere due dimensioni diverse e quindi in modo tale da generare due segnali di tempo diversi.

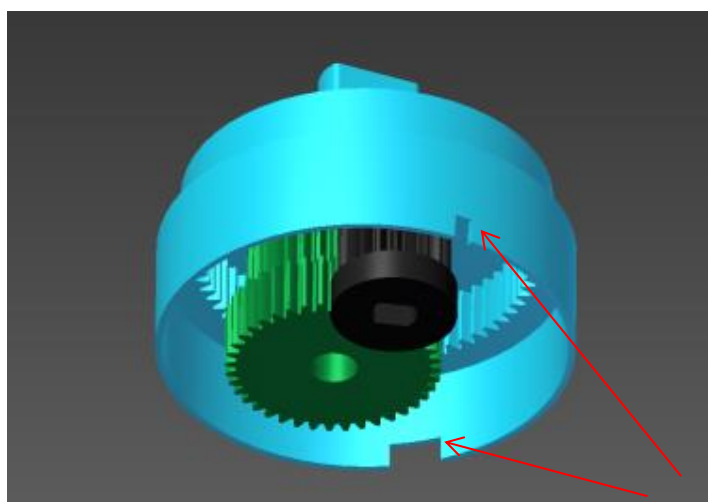


FIG. 5.9 Fessure lungo la corona esterna della ruota 4 responsabili del controllo ottico sulla posizione dell'ice-tray

La fessura più lunga (FIG.5.11), generando un segnale di tempo lungo, individua la posizione iniziale orizzontale della vaschetta che essa assume all'inizio del ciclo di rilascio dei cubetti di ghiaccio identificando, così, il termine del processo di formazione del ghiaccio.

La fessura più corta (FIG.5.12) realizza, invece, un segnale breve ed è posizionata a 148° dalla fessura grande identificando così la posizione ruotata di 148° che si raggiunge a vaschetta deformata.

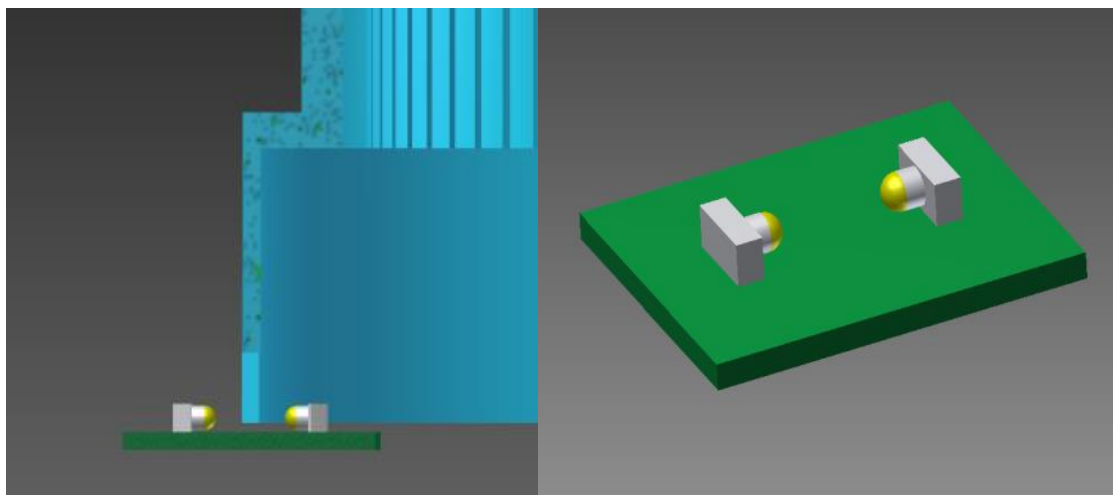


FIG. 5.10 Posizionamento controllo ottico rispetto alla ruota 4 e dettaglio scheda di controllo con emettitore e ricevitore

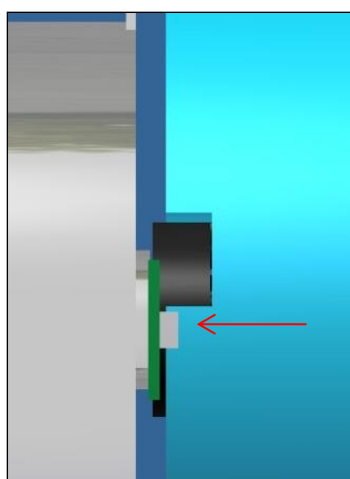


FIG. 5.11 Posizione iniziale del controllo ottico rispetto alla ruota 4 (fessura grande); identifica la posizione iniziale orizzontale dell'ice tray

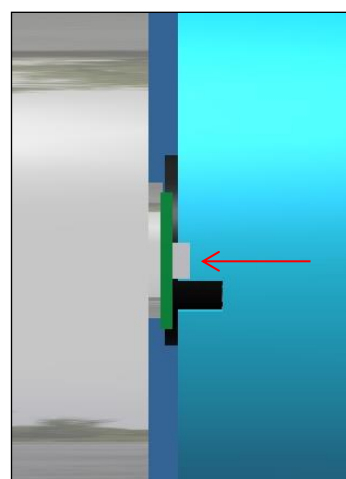


FIG. 5.12 Posizione finale del controllo ottico rispetto alla ruota 4 (fessura piccola); identifica la posizione finale riversa di 148° dell'ice tray

Nella figura 5.13 viene mostrato l'andamento dei segnali temporali di controllo che caratterizza un normale ciclo di funzionamento.

Il normale ciclo di funzionamento risulta suddiviso in due fasi, andata e ritorno; il passaggio tra andata e ritorno è segnato dal cambio di rotazione dell'albero motore.

La fase di andata, descritta da una rotazione di 148°, risulta caratterizzata da un primo segnale lungo con vaschetta in posizione orizzontale, una fase priva di segnale lungo la quale l'ice tray ruota fino a generare il secondo segnale breve identificante l'avvenuta fase di separazione del ghiaccio. A questo punto, nel processo di rotazione della vaschetta, interviene il secondo punto di blocco che, opponendosi al moto del sistema, causa l'inversione del verso di rotazione dell'albero motore. Si passa così alla fase di ritorno, descritta anch'essa da una rotazione di 148° ma in verso opposto rispetto alla fase di andata, il cui scopo principale è quello di riportare la vaschetta alla sua posizione iniziale. La logica di controllo e l'andamento dei segnali risulta in questo caso speculare. La lettura dell'secondo segnale lungo rappresenterà quindi la fine dell'intero ciclo di rilascio dei cubetti di ghiaccio; l'ice tray, in posizione orizzontale, può essere quindi nuovamente caricato con la quantità di acqua necessaria all'avvio di un nuovo ciclo di formazione e rilascio del ghiaccio.

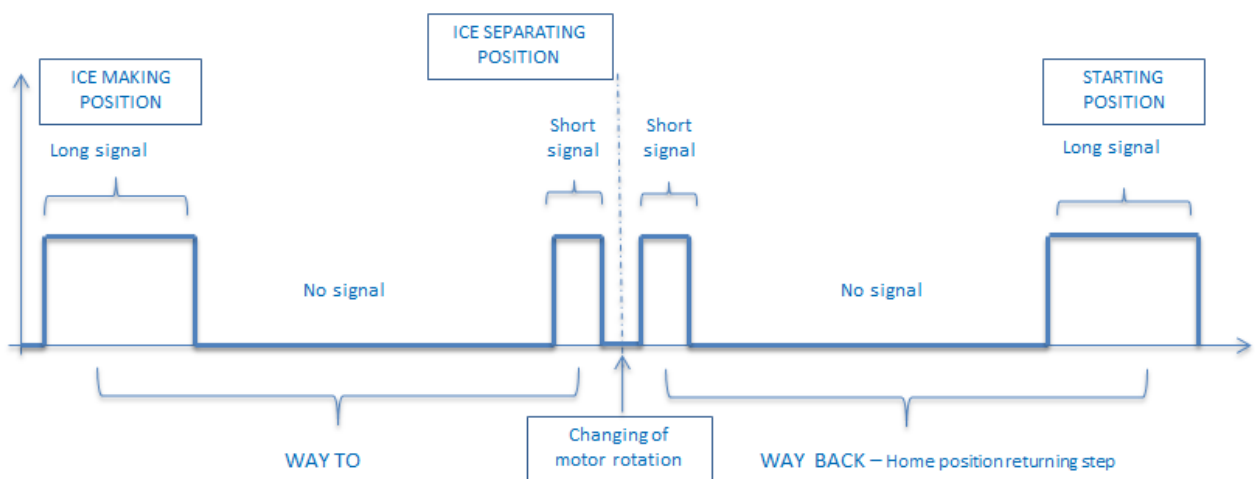


FIG. 5.13 Ciclo di controllo della posizione della vaschetta

Sono stati, inoltre, identificati due possibili cicli anomali per i quali deve essere previsto un ulteriore controllo da parte del sistema.

In figura 5.14 viene rappresentata la risposta del sistema di controllo di fronte alla prima anomalia che può essere generata dalla presenza di ghiaccio all'interno della trasmissione oppure dall'eccessiva quantità di ghiaccio stoccata all'interno del contenitore impedendo così la rotazione completa della vaschetta. In entrambi i casi, dopo il primo segnale lungo, l'ice tray inizia a ruotare fino a incontrare il punto di blocco "ideale" generato da uno dei motivi precedentemente esposto. L'effetto di tale resistenza può portare all'inversione della direzione di rotazione dell'albero motore portando la vaschetta ad occupare di nuovo la posizione iniziale in modo tale da iniziare un nuovo ciclo di rilascio. Nel caso in cui si abbia la formazione di

ghiaccio sulla trasmissione si può verificare che la resistenza esercitata dal sistema che continua a trasmettere momento torcente porti alla rottura del ghiaccio formatosi completando il ciclo di rilascio.

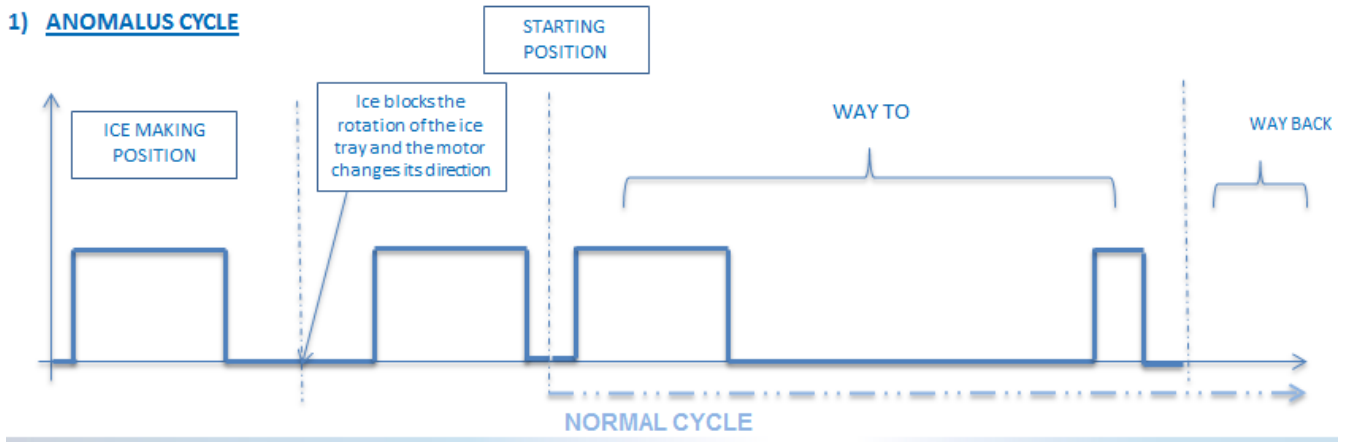


FIG. 5.14 Primo ciclo anomalo previsto durante il controllo della posizione della vaschetta

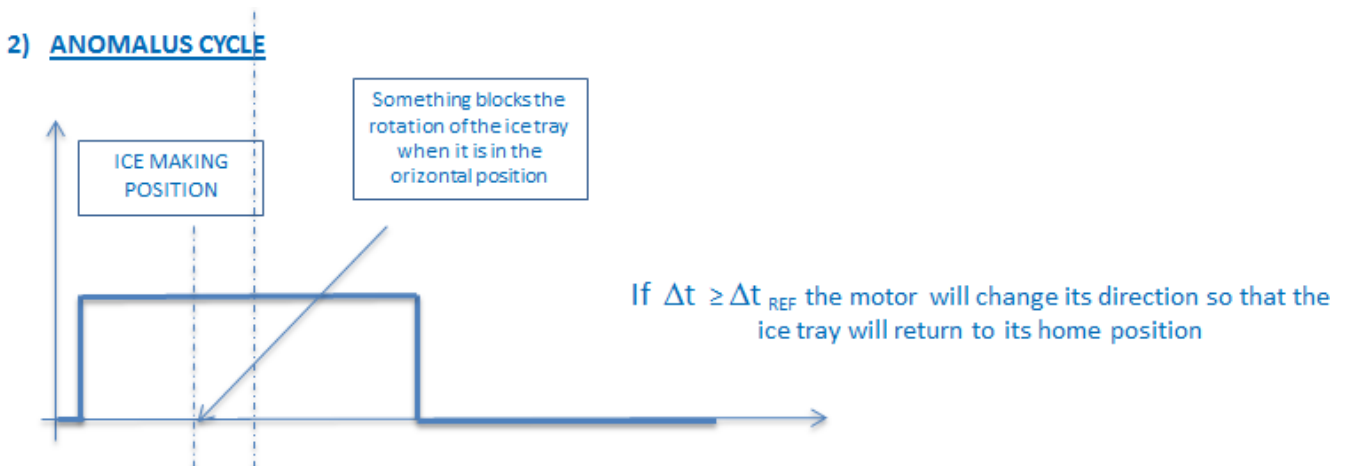


FIG. 5.15 Secondo ciclo anomalo previsto durante il controllo della posizione della vaschetta

La seconda anomalia (FIG. 5.15) che può essere riscontrata durante il funzionamento, si presenta nel caso in cui l'ostacolo alla rotazione dell'ice-tray si verifica durante la generazione di uno dei due segnali, ossia nel momento in cui emettitore e ricevitore si trovano all'interno di una delle due fessure.

In tale situazione, il controllo risulta efficiente solo nel caso in cui venga fissato un intervallo di tempo di riferimento specifico per ognuno dei due segnali, lungo e breve. Se il tempo di generazione del segnale da parte di emettitore e ricevitore supera l'intervallo di tempo di riferimento il controllo opererà l'inversione della direzione di rotazione dell'albero motore per riportare l'ice-tray nella posizione originaria salvaguardando così il funzionamento dell'intero sistema

5.4 Controllo della quantità di ghiaccio stoccata

Al fine di semplificare il più possibile l'intero sistema e di ridurre la probabilità di incorrere in un patent infringement di natura meccanica, il meccanismo di controllo della quantità di ghiaccio stoccata all'interno del contenitore, attualmente affidato alla leva e al relativo albero leva attivato dal movimento di esso lungo la superficie esterna della camma (posti in rotazione dallo scorrimento lungo la nervatura interna della ruota a camma), è stato posizionato esternamente alla gear box. Si ricorda l'estrema importanza di tale controllo, pensato per arrestare il funzionamento del sistema di trasmissione nel caso in cui il contenitore per la raccolta dei cubetti risulti pieno. La presenza di ghiaccio immediatamente sotto l'ice tray potrebbe, infatti, impedire la rotazione completa della vaschetta che, ancora in movimento, causerebbe la rottura del sistema.

Il controllo del livello del ghiaccio viene realizzato, anche in questo caso, grazie alla presenza di una leva, fissata su una delle pareti del contenitore di raccolta e inclinata verso il centro di esso, concepita in modo tale da essere progressivamente spinta verso la parete dalla quantità di ghiaccio che, ciclo dopo ciclo, si accumula nel contenitore.

Il controllo viene effettuato grazie alla presenza di uno switch, posizionato anch'esso sulla parete interna del contenitore, localizzato in corrispondenza della leva e attivato una volta che quest'ultima si trova forzata dall'eccessiva quantità di ghiaccio lungo la parete. L'attivazione dello switch comporta l'invio di un segnale alla stazione di controllo nel caso in cui il contenitore di raccolta risulti pieno.

5.5 Progettazione del contenitore

Dopo aver dimensionato tutti i componenti interni del sistema di trasmissione e del sistema ottico di controllo della posizione della vaschetta, viene eseguito uno studio del contenitore esterno sulla base delle dimensioni e delle geometrie degli elementi che esso deve contenere. Si pone, inoltre, particolare attenzione agli spessori, i quali vengono mantenuti il più possibile uniformi e circa pari a 1,5 mm, in modo tale da evitare la presenza di zone massive, principali responsabili della disuniformità nel processo di solidificazione dei materiali plastici.

Vengono definite, quindi, le posizioni degli assi del motore e delle singole ruote dentate, l'alloggiamento della scheda di controllo e gli spazi necessari a contenere le singole ruote. Infine si studia il fissaggio del contenitore sulla cornice esterna del sistema e il collegamento che esso ha con il motore e con la vaschetta per la formazione del ghiaccio.

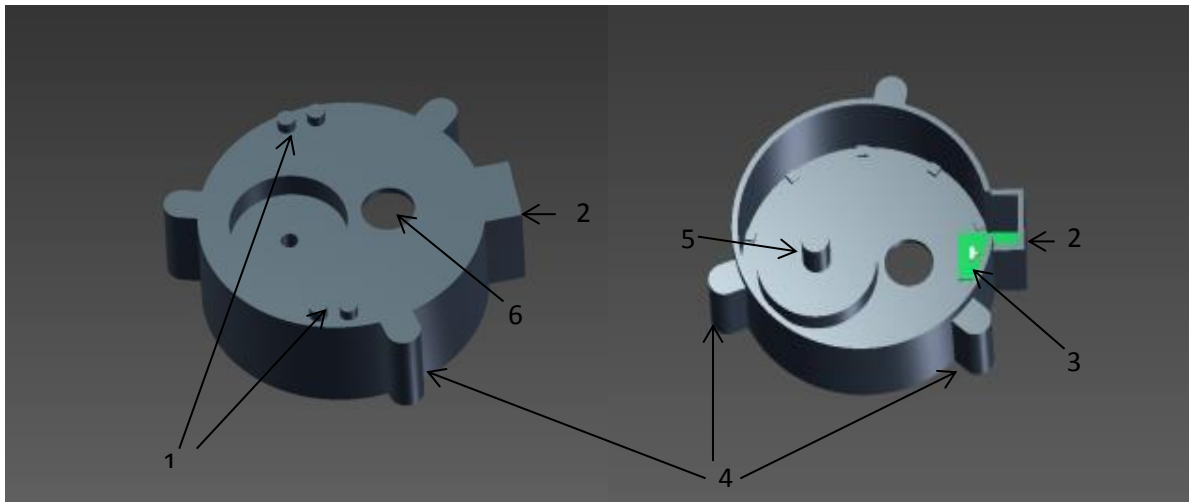


FIG. 5.16 Porzione inferiore del contenitore (Vista esterna e vista interna): 1. Punti di fissaggio del motore sul contenitore; 2. Sede PCB; 3. PCB; 4. Poppette per la chiusura della due porzioni del contenitore

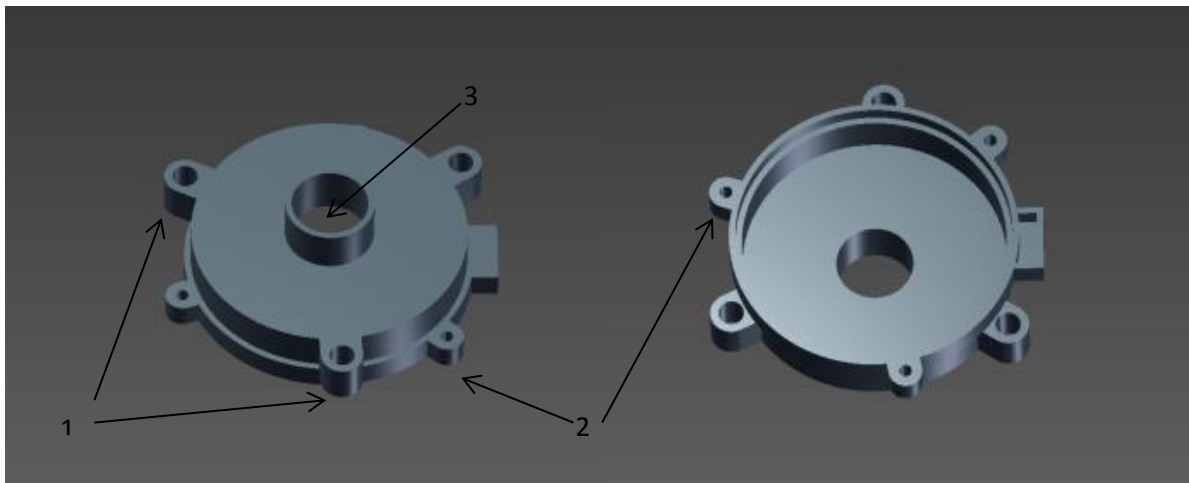


FIG. 5.17 Porzione superiore del contenitore (vista esterna e vista interna): 1. Poppette di fissaggio del contenitore sulla cornice esterna; 2. Poppette per la chiusura della due porzioni del contenitore; 3. Foro per la fuoriuscita dell'albero della ruota 4

La scatola esterna è costituita da due parti (FIG. 5.16 e FIG. 5.17), perfettamente accoppiate, che si uniscono su un piano perpendicolare agli assi di rotazione delle ruote. La forma cilindrica è stata realizzata in modo tale da seguire il profilo esterno della ruota 4, minimizzando il più possibile gli ingombri; in corrispondenza della scheda di controllo, di forma rettangolare, è stato previsto un particolare adattamento del contenitore (FIG. 5.16) per l'alloggiamento e il fissaggio di tale elemento. Una serie di supporti perimetrali, su entrambe le porzioni del contenitore, consente il serraggio delle stesse per mezzo di viti e il fissaggio dell'intero sistema sulla cornice esterna. L'accoppiamento al motore prevede un fissaggio adeguato in corrispondenza dei quattro fori presenti sulle due flange laterali del motore (FIG. 5.2

motore e FIG. 5.16). Il collegamento con la vaschetta è reso possibile grazie alla presenza di un foro sulla parte superiore del contenitore per la fuoriuscita dell'albero della ruota 4 che si inserisce direttamente sull'ice-tray.

Bisogna, infine, garantire un sostegno adeguato delle singole ruote. E' stato previsto un supporto cilindrico sul contenitore in corrispondenza dell'asse del riduttore costituito dalla sovrapposizione della ruota 2 e della ruota 3 per garantire un sostegno sicuro e efficiente di tali componenti. La ruota 4, invece, durante la sua rotazione, risulta appoggiata a una serie di supporti mostrati in figura disposti lungo una circonferenza in corrispondenza della corona esterna della ruota 4.

5.6 Presentazione dei risultati delle simulazioni numeriche

Nella presente sezione vengono presentati i passi fondamentali e i risultati dell'analisi statica effettuata sul sistema di trasmissione pensato per completare l'ice and water dispenser EMZ.

La stima dei valori di intensificazione degli sforzi consente di identificare con precisione le zone in cui il sistema potrebbe rompersi e permette di adottare, di conseguenza, opportuni accorgimenti che permettano di migliorare la resistenza del sistema realizzando, quindi, una trasmissione più affidabile e performante di quella attualmente presente sul mercato, nel rispetto dei requisiti di funzionamento richiesti (il valore minimo del momento torcente nominale in corrispondenza della ruota terminale deve essere 4 Nm).

L'analisi è stata condotta considerando una temperatura operativa di -20°C al fine di simulare il comportamento del sistema nelle reali condizioni esistenti all'interno del vano frigorifero in cui viene posizionata la gear box.

Generazione della mesh

Sul modello globale è stata generata inizialmente una griglia uniforme, più o meno fitta a seconda delle dimensioni dei corpi. Per le prime tre ruote, di dimensioni relativamente piccole, è stata realizzata una mesh con elementi di dimensione 2 mm; per la ruota 4, invece, è stata impostata una griglia con elementi di dimensioni leggermente maggiori e pari a 2,5 mm.

È stato previsto un infittimento della griglia, tramite sfere di influenza (R =raggio; d =dimensione elementi), in corrispondenza delle zone di contatto.

- Sfera di influenza *ruota 1/ruota 2*: $R = 8\text{mm}$; $d = 0,5\text{mm}$
- Sfera di influenza *ruota 3*: $R = 6\text{mm}$; $d = 0,5\text{mm}$
- Sfera di influenza *ruota 4*: $R = 10\text{mm}$; $d = 0,5\text{mm}$

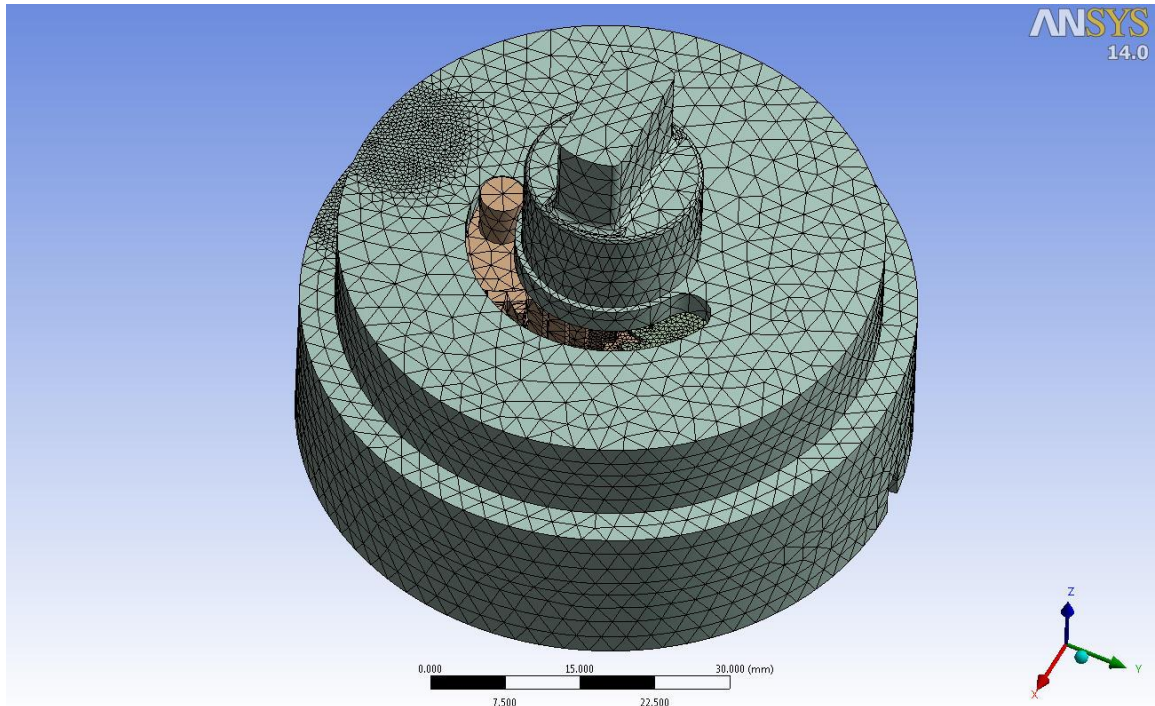


FIG. 5.18 Mesh con dettaglio relativo alla sfera di influenza ruota 4 (vista superiore)

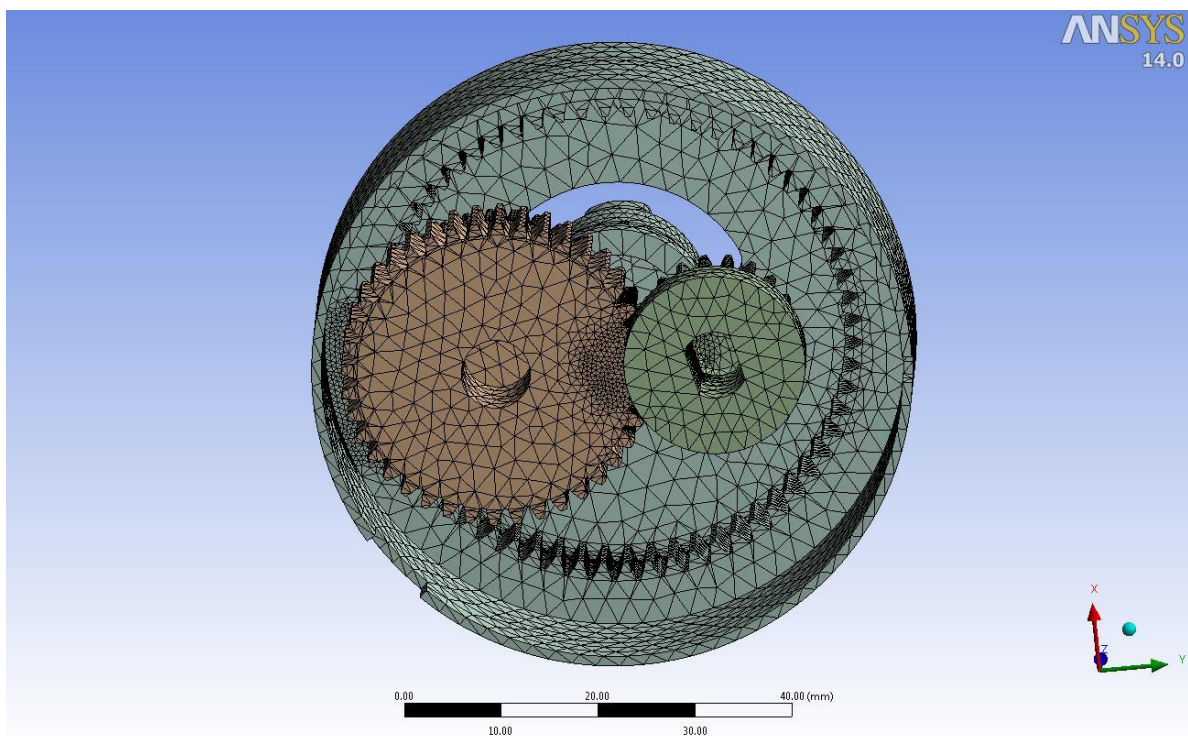


FIG. 5.19 Mesh con dettaglio relativo alla sfera di influenza ruota 1/ruota 2 (vista inferiore)

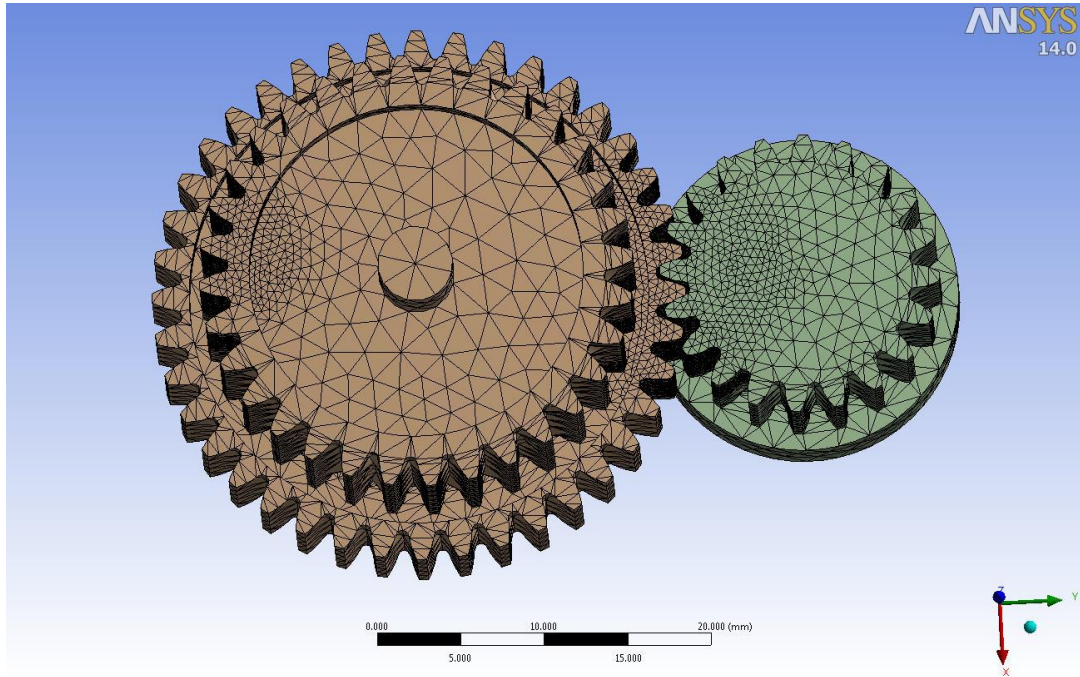


FIG. 5.20 Mesh con dettaglio alle sfere di influenza relative alla ruota 3 e alla coppia di ruote ruota 1 / ruota 2 (vista superiore)

Applicazione dei carichi e definizione delle condizioni di vincolo

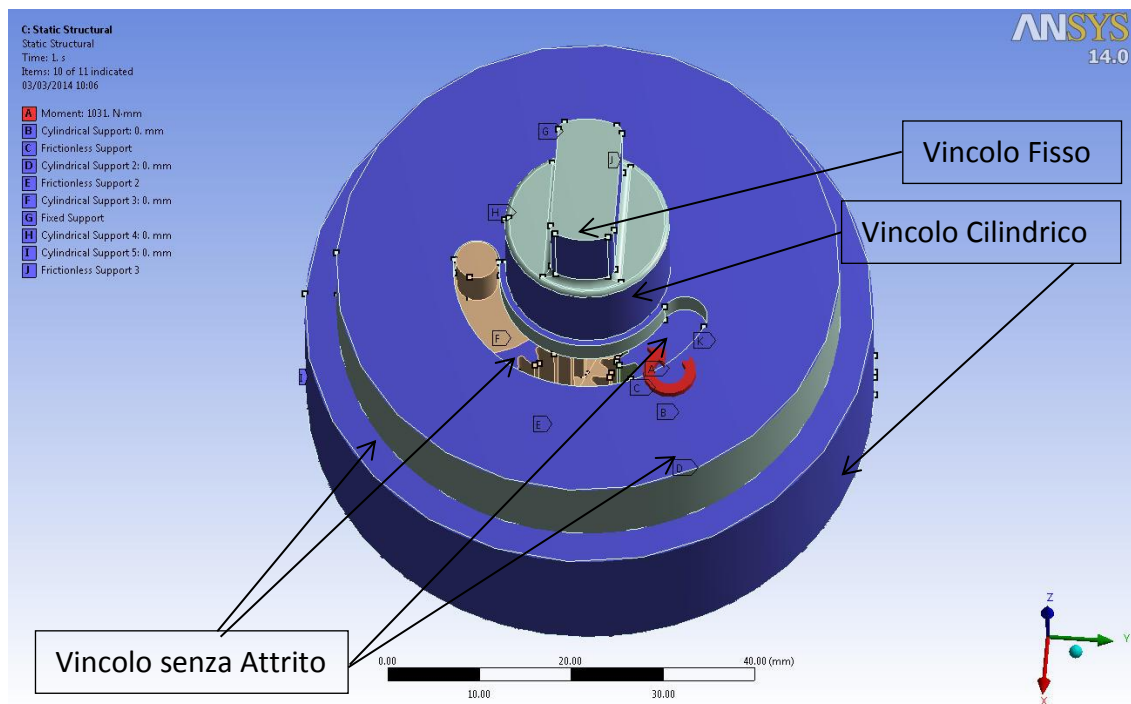


FIG. 5.21 Carichi e vincoli nuovo sistema di trasmissione (vista superiore)

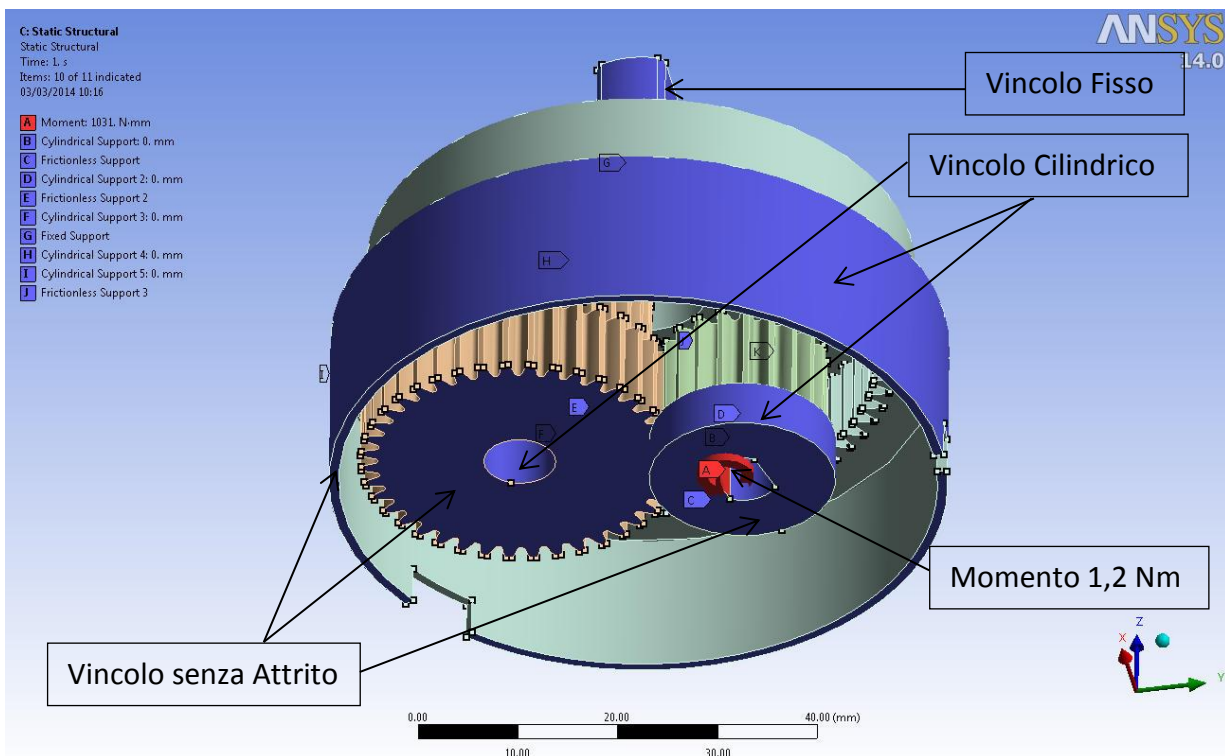


FIG. 5.22 Carichi e vincoli nuovo sistema di trasmissione (vista inferiore)

L'applicazione dei carichi e la definizione delle condizioni di vincolo consente di valutare il comportamento del sistema nella condizione più critica che, nel nostro caso, si verifica nella fase di overtwinning. Al termine della rotazione libera, infatti, la vaschetta si trova in posizione ruotata di 120° , forzata contro i punti di blocco presenti sulla cornice esterna e deformata dalla coppia fornita dal motore pari a 1,2 Nm che genera un'ulteriore rotazione di 28° per realizzare il distacco dei cubetti di ghiaccio dalla parete del contenitore.

Tale situazione viene rappresentata attraverso i vincoli presenti nelle figure 5.21 e 5.22 e in particolare, applicando un momento torcente di 1,2 Nm lungo l'asse della ruota 1 e un vincolo fisso in corrispondenza dell'albero della ruota 4 che risulta vincolato direttamente sull'ice-tray e, di conseguenza, soggetto all'azione dei punti di blocco.

Sforzo equivalente di Von Mises

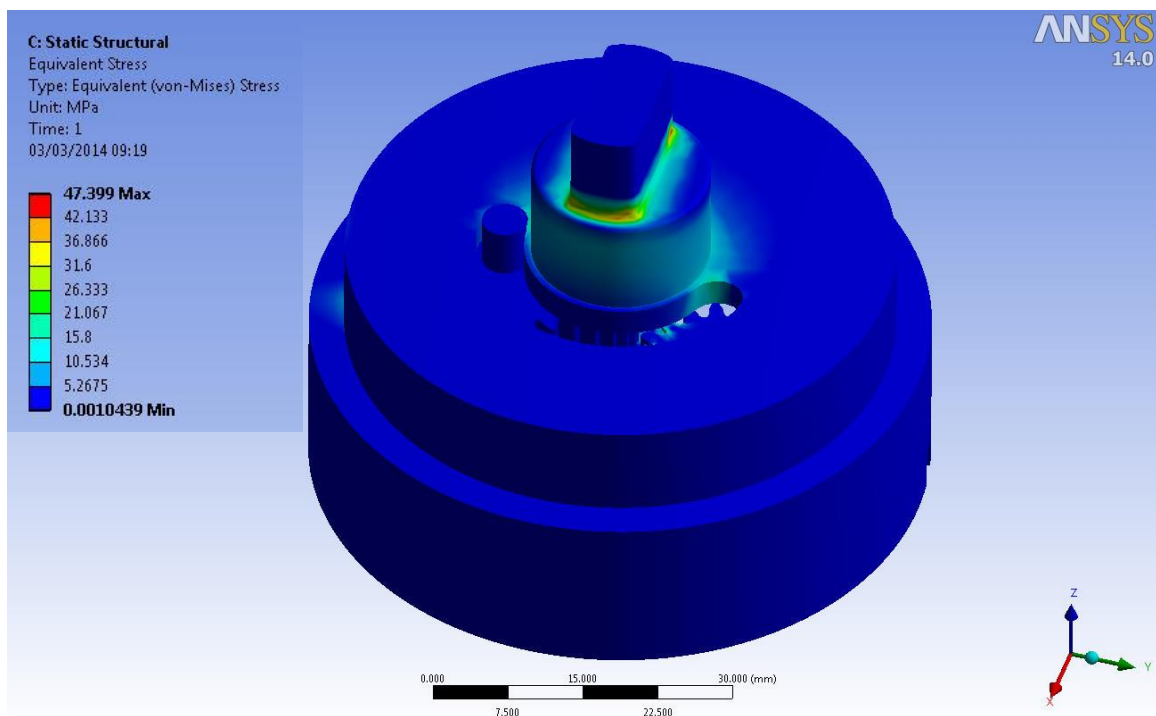


FIG. 5.23 Sforzo di Von Mises (vista isuperiore)

Il trasferimento del momento torcente dall'albero motore lungo l'intera trasmissione genera, all'interno del sistema, lo stato tensionale mostrato in figura 5.23 con un picco massimo di 47,399 MPa localizzato in corrispondenza dell'ingranamento tra la ruota 1 e la ruota 2 (FIG. 5.24).

Il dettaglio delle zone di contatto viene mostrato in figura 5.25 ; il valore massimo di tensione, localizzato alla base della ruota 2 lungo la superficie del dente, non è tale da provocare il superamento del limite di snervamento del materiale ($T=-20^{\circ}\text{C}$; $\sigma_{\text{yield}}=92\text{MPa}$) e, di conseguenza, da causare la rottura del sistema.

Come si può notare dalla figura 5.23 l'effetto dei punti di blocco genera valori di tensione significativi alla base dell'albero della ruota 4, opportunamente limitati grazie alla introduzione di un piccolo raccordo.

Si ricorda, infine, che il valore massimo di sforzo valutato per il sistema di trasmissione Sankyo Nidec nelle medesime condizioni operative risulta pari a 102,5 MPa.

Ricordando, infine, i valori massimi di sforzo raggiunti dal sistema di trasmissione Sankyo Nidec nelle medesime condizioni operative pari a 102,5 MPa si può affermare che la nuova configurazione realizzata per essere inserita all'interno dell'ice and water dispenser EMZ risulta essere più resistente e più affidabile del sistema attualmente presente sul mercato.

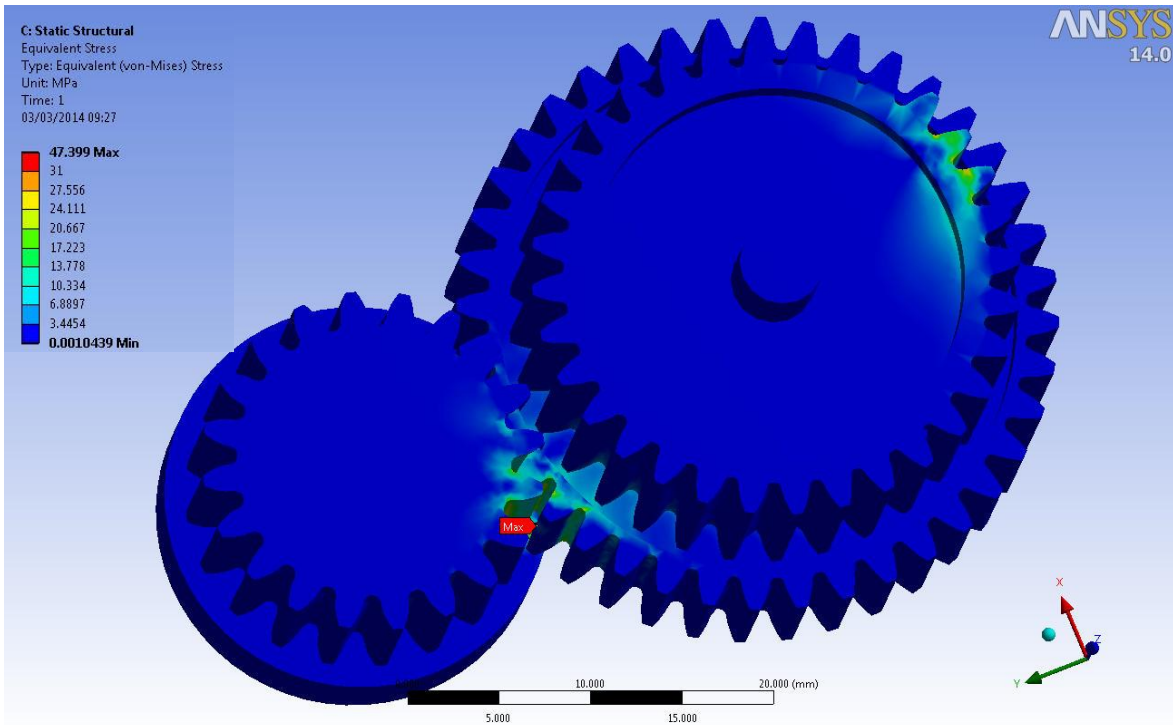


FIG. 5.24 Sforzo di Von Mises in corrispondenza dell'area maggiormente sollecitata rappresentata dall'ingranamento tra la ruota 1 e la ruota 2

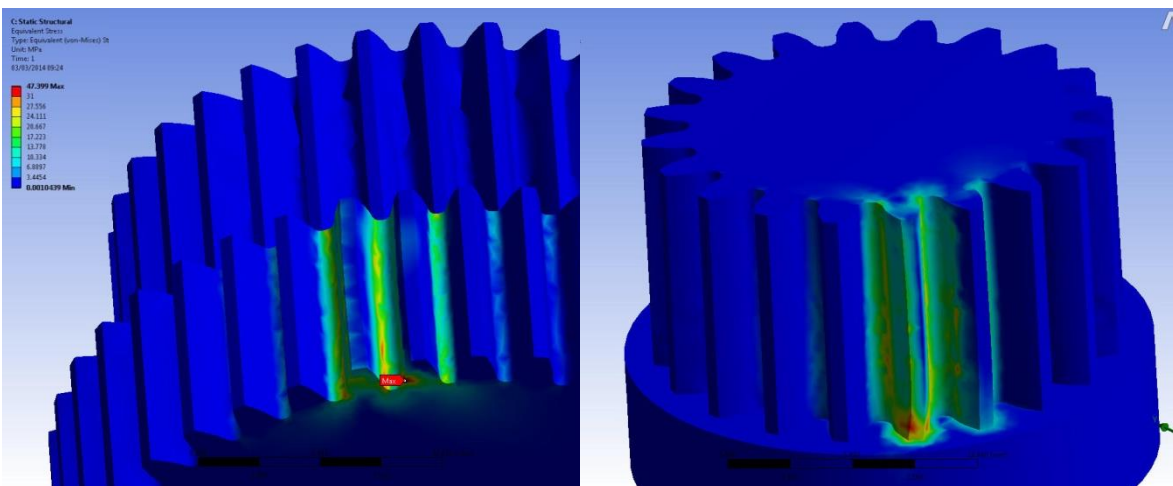


FIG. 5.25 Sforzo di Von Mises lungo le zone di contatto delle ruote 2 e 1

Coefficiente di sicurezza

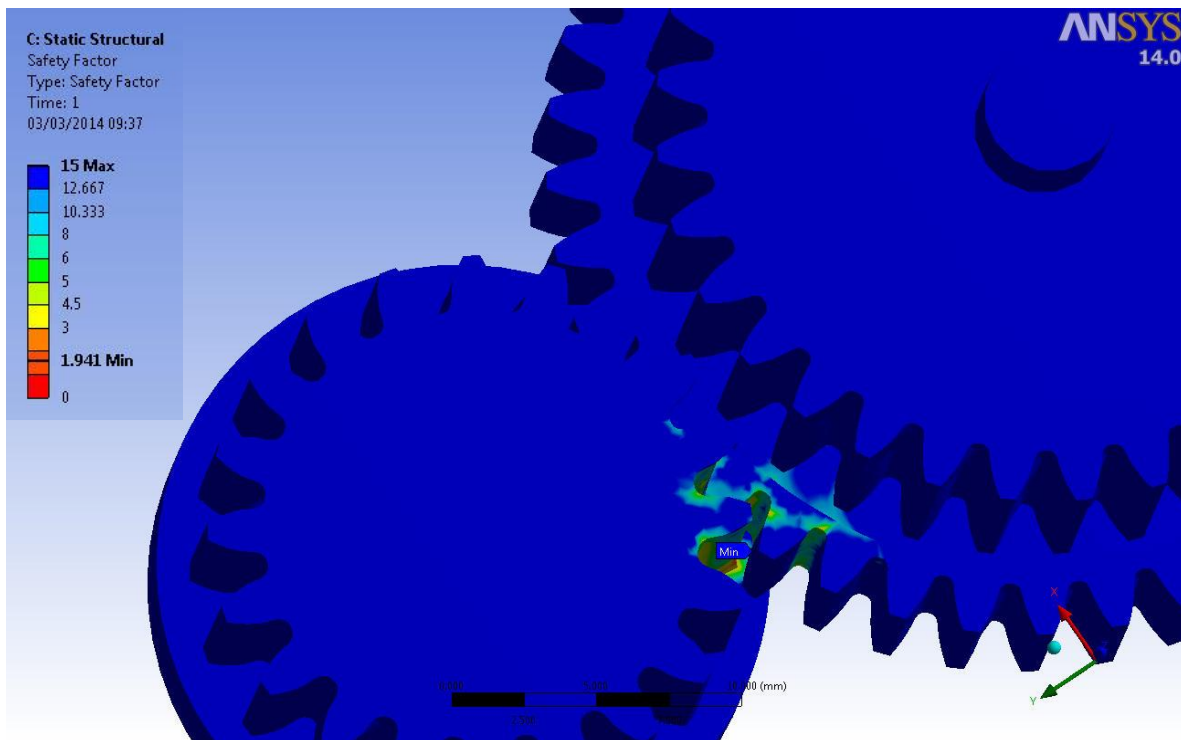


FIG. 5.26 Coefficiente di sicurezza valutato in corrispondenza dell'area maggiormente sollecitata rappresentata dall'ingranamento tra la ruota 1 e la ruota 2

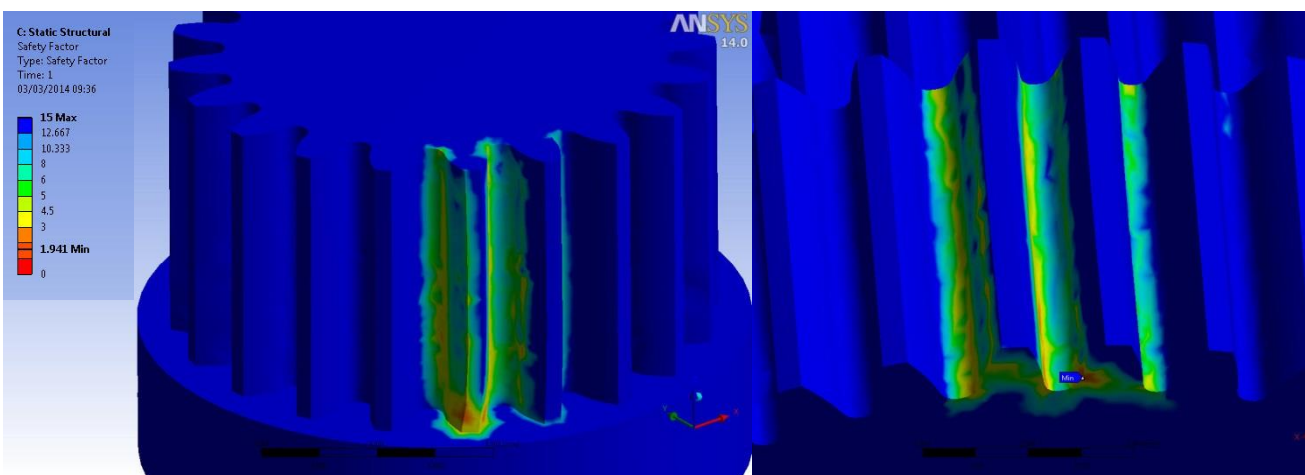


FIG. 5.27 Andamento del coefficiente di sicurezza lungo le zone di contatto delle ruote 1 e 2

Come previsto, il valore minimo del coefficiente di sicurezza raggiunto dall'intera struttura si riscontra in corrispondenza della zona in cui è localizzato il valore di sforzo massimo ossia alla base della ruota 2 e risulta pari a 1,941.

A differenza del sistema di trasmissione Sankyo Nidec, per il quale è stato ricavato un valore minimo del coefficiente di sicurezza inferiore all'unità e pari a 0,89, la nuova trasmissione presenta valori minimi di η molto prossimi a 2 a significare che la probabilità di deformazione permanente del sistema risulta molto bassa e si verifica solo in presenza di sforzi e, quindi, carichi molto elevati.

6. Analisi energetica del sistema ice-maker

In questo capitolo vengono analizzate le performance dell'ice maker secondo i due aspetti complementari di CFD e analisi sperimentale. In particolare la CFD (Computational Fluid Dynamics) è stata utilizzata per valutare le performance del sistema attualmente in produzione, in termini di efficacia dello scambio termico e ottimizzarlo mediante semplici modifiche di facile implementazione nella produzione corrente. Sperimentalmente è stata valutata l'efficacia effettiva delle modifiche introdotte in relazione allo stato attuale.

La CFD in questo studio rappresenta un supporto valutativo, in particolare si è ben lontani dallo scopo di introdurre nuovi modelli o approfondimenti letterari (aspetti tipici della ricerca di base). Si introdurranno quindi dei cenni di CFD, focalizzati ai modelli e alle semplificazioni utilizzati nel presente studio.

L'insieme dei risultati ottenuti via CFD e di seguito presentati, ha costituito la base qualitativa per l'introduzione di due modifiche sostanziali nel sistema, la cui efficacia è stata completamente validata dalle misure eseguite e presentate nell'ultima parte di questo capitolo.

6.1 Cenni di fluidodinamica computazionale

La fluidodinamica computazionale, CFD (Computational Fluid Dynamics), nella sua definizione più generale rappresenta l'insieme delle metodologie numeriche atte alla soluzione di problemi associati al moto di fluidi e ai conseguenti meccanismi di trasporto, massa, energia, etc.

Le equazioni di governo dei processi associati al moto di fluidi, sono ricavate dai seguenti principi di conservazione:

- Conservazione della massa
- Conservazione della quantità di moto
- Conservazione dell'energia

Di seguito viene riportata la loro forma tensoriale:

- **Conservazione della massa o Equazione di Continuità:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad [39]$$

- **Conservazione della Quantità di moto:**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad [40]$$

- **Conservazione dell'Energia:**

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{tot}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h_{tot} u_j) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i \tau_{ij} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad [41]$$

dove:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad [42]$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} u_i^2 \quad [43]$$

La soluzione in forma chiusa del sistema di equazioni differenziali rappresentanti le leggi di conservazione della fluidodinamica implica, in generale, per un continuo omogeneo la soluzione di un sistema di 5 equazioni differenziali (1 continuità; 1 energia; 3 quantità di moto) a 11 variabili (2 variabili termodinamiche, le altre sono ricavabili dalle equazioni di stato; 6 componenti del tensore degli sforzi viscosi; 3 componenti di velocità). Nella maggior parte delle applicazioni è comunque possibile assumere il fluido newtoniano (equazione di Navier-Stokes), incomprimibile ($Mach < 0.2$) e isotropo, il che semplifica notevolmente il sistema sopra esposto, per esempio dissociando la soluzione del campo di moto dal trasporto dell'energia. In particolare queste assunzioni restano indubbiamente valide per il sistema oggetto della presente tesi.

6.1.1 Cenni di turbolenza

Un fluido turbolento è caratterizzato da velocità fluttuanti in tutte le direzioni e da un numero infinito di gradi di libertà. La soluzione in forma chiusa delle equazioni di governo, precedentemente esposte, risulta pertanto di notevole difficoltà o impossibile, dovendo rappresentare in generale un efflusso tridimensionale, caotico, diffusivo, dissipativo e intermittente.

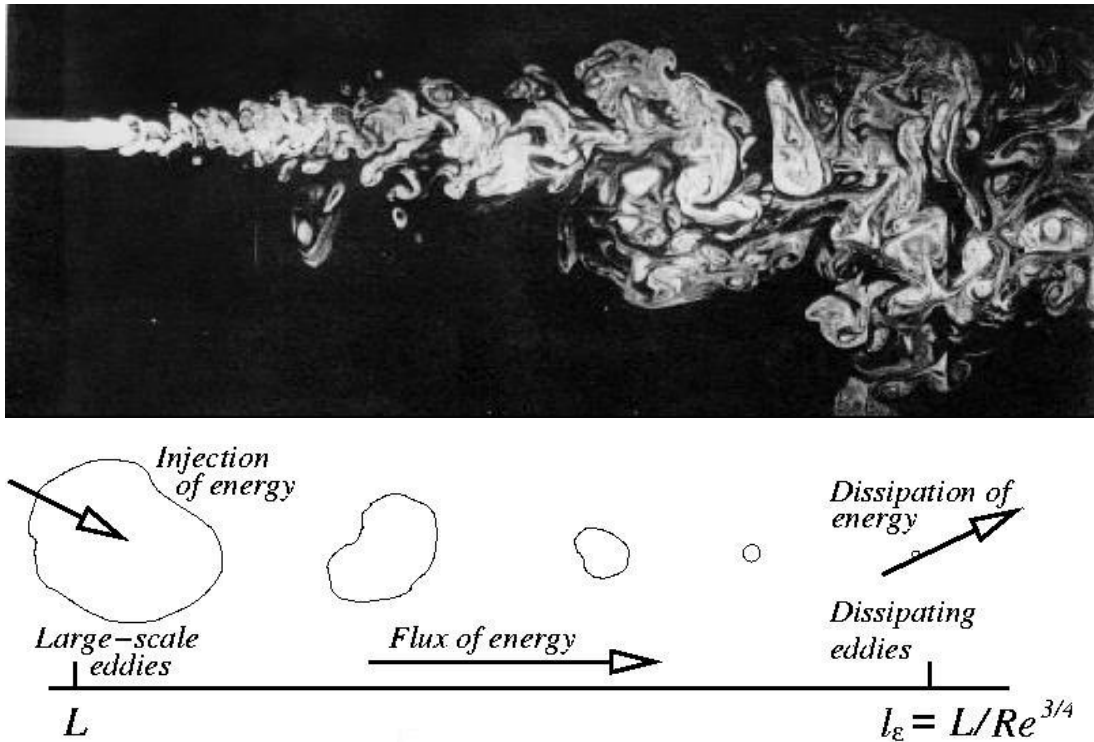


FIG. 6.1 Scale di turbolenza secondo Richardson

Le metodologie numeriche utilizzate nella soluzione di problemi turbolenti possono essere suddivise in tre categorie:

- **DNS, Direct Numerical Simulation** (simulazione numerica diretta), in cui il set di equazioni viene risolto in griglie estremamente fitte atte a risolvere, senza modellazione, le più piccole scale di turbolenza. Si procede, quindi, all'integrazione numerica diretta delle equazioni di Navier-Stokes. Tuttavia, dovendo risolvere il problema a tutte le scale di lunghezza e dei tempi, il metodo di simulazione diretta risulta caratterizzato da un elevato numero di celle ($\sim Re^{9/4}$) e, per tale ragione, di scarso uso pratico nelle applicazioni industriali.
- **LES, Large Eddy Simulation** (simulazione a grandi vortici) consente di superare il problema di integrazione su piccola scala risolvendo in maniera diretta solo il moto alle scale di lunghezza dei grandi vortici; alle scale più piccole, prossime a quelle dissipative, si utilizzano modelli costitutivi aggiunti. Computazionalmente meno costoso della DNS ma, tuttavia, implicante lunghi tempi di calcolo su griglie estremamente fitte.
- **RANS, Reynolds Averaged Navier-Stokes**. Questi metodi si basano sulla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes mediate secondo Reynolds per determinare il campo medio di velocità. In questo caso, tutte le scale di turbolenza vengono modellate. Le metodologie basate sul RANS offrono una elevata efficacia descrittiva a fronte di tempi di calcolo contenuti.

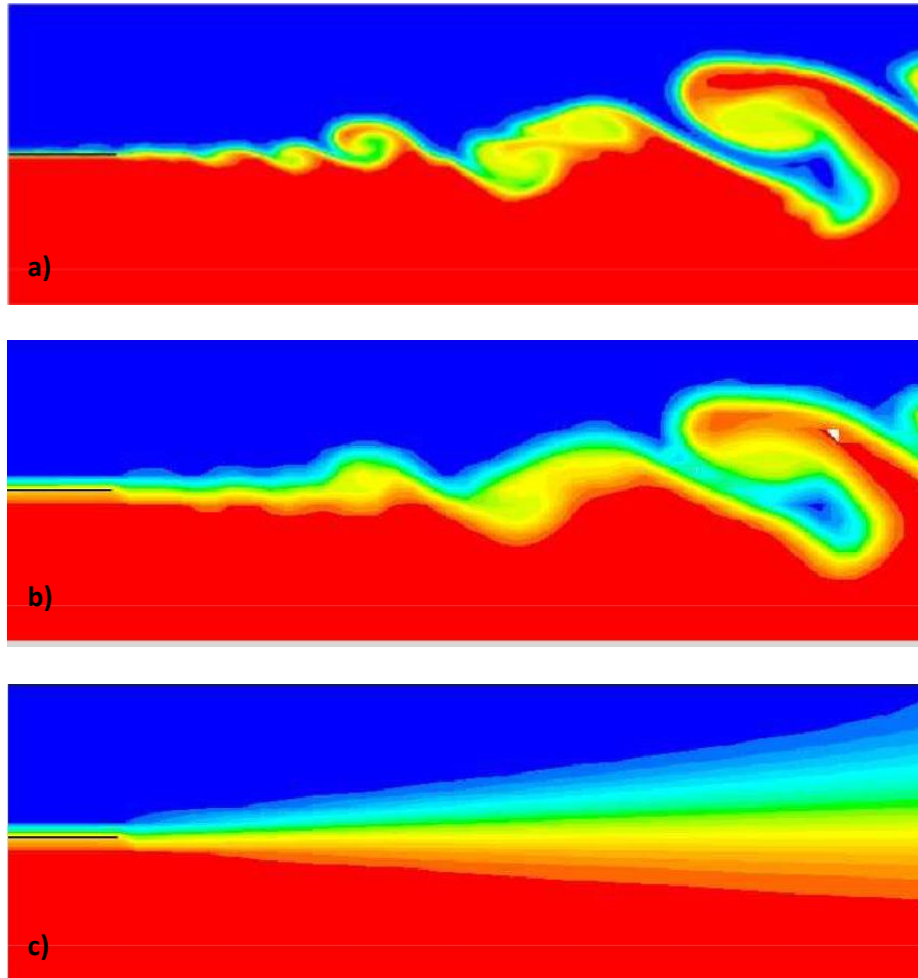


FIG. 6.2 a) DNS ; b) LES ; c) RANS based model

Lo studio in oggetto è stato condotto mediante RANS, k-ε.

6.1.2 Il metodo RANS k-ε

Nel metodo RANS qualsiasi grandezza associata ad un moto turbolento viene rappresentata come somma di una componente media e una fluttuante.

$$u_i(x_k; t) = \overline{u_i(x_k; t)} + u'_i(x_k; t) \quad [44]$$

L'operazione di media temporale secondo Reynolds, viene eseguita in un intervallo di tempo sufficientemente grande rispetto alla durata di un'oscillazione turbolenta e tale da ritenere nulle le medie delle componenti fluttuanti ma, allo stesso tempo, sufficientemente piccolo da non perdere il contenuto di informazione associato al transitorio globale. In particolare:

$$\bar{u}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u_i dt = U_i \quad [45]$$

$$\bar{u}'_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u'_i dt \quad [46]$$

$$\bar{u}'_i = 0; \quad \overline{\bar{u}_i u'_i} = 0; \quad \overline{u'_i u'_i} \neq 0 \quad [47]$$

Sostituendo la [43] per tutte le grandezze fluttuanti nell'equazione della conservazione della quantità di moto e procedendo con l'operazione di media RANS, essa assume la forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho U_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho U_i U_j = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{\rho u'_i u'_j} \quad [48]$$

L'operazione di media secondo Reynolds porta alla comparsa di un tensore irrisolto $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ (tensore turbolento di Reynolds R_{ij}), la cui determinazione o modellazione rappresenta il punto focale dei vari modelli di turbolenza RANS.

Va, inoltre, precisato che l'operazione di media RANS viene operata su tutte le equazioni di trasporto associate all'efflusso turbolento in oggetto, con la conseguente comparsa di tensori con il medesimo formalismo di quello di Reynolds.

I modelli di turbolenza a base RANS posso essere suddivisi in due categorie generali:

1. **Eddy Viscosity Models (EVM)**, per modellare gli sforzi di Reynolds utilizzando l'ipotesi di Boussnesq che consente di esprimere tale quantità in funzione del gradiente della velocità media. Per il tensore turbolento di Reynolds (R_{ij}) viene assunto un formalismo analogo alla struttura del tensore degli sforzi viscosi in regime laminare (τ_{ij}):

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad [49] \quad (\text{Regime laminare})$$

$$\begin{aligned}
R_{ij} &= \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} && \text{(Regime turbolento)} \\
&\quad - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} K \\
&= -\rho \overline{u'_i u'_j} && [50]
\end{aligned}$$

In cui la viscosità μ viene sostituita dalla viscosità turbolenta μ_t , proprietà dell'efflusso e non del fluido, strettamente relazionata, quindi, al regime di moto; K rappresenta l'energia cinetica turbolenta.

Tutti i modelli che si basano sull'EVM, sono modelli del primo ordine. Il modello k - ε , utilizzato nel presente studio, è un modello RANS EVM a due equazioni.

2. **Reynolds Stress Models.** Per ogni componente del tensore di Reynolds viene introdotta una equazione di trasporto; questo offre un'ottima descrizione di efflussi ad elevata tridimensionalità. Si tratta, in questo caso, di modelli RANS del secondo ordine, molto onerosi dal punto di vista computazionale, costosi e di difficile convergenza.

6.1.3 Il modello EVM k - ε

In questo modello, la viscosità turbolenta risulta funzionalmente legata a due grandezze scalari, l'energia cinetica turbolenta K , e la dissipazione di energia cinetica ε , per le quali vengono introdotte due equazioni di trasporto aggiuntive.

$$\frac{\partial \rho K}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j K}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + P_k + G_k - \rho \varepsilon \quad [51]$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} (P_k + C_{\varepsilon 2} G_k) \frac{\varepsilon}{K} - C_{\varepsilon 3} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \quad [52]$$

$$\mu_t = C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad [53]$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad [54]$$

$$\lambda_t = \mu_t \frac{c_p}{Pr_t} \quad [55] \quad \text{(Conducibilità Turbolenta)}$$

$$G_k = \beta g_i \frac{\lambda_t}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad [56]$$

Le varie costanti presenti nel modello sono state estensivamente analizzate in letteratura e di seguito ne vengono riportati i valori tipici.

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	Pr_t
0.09	1.0	1.3	1.44	1.92	0 - 1.0	0.7 - 0.9

Nonostante l'apparente complessità del formalismo matematico, il modello $k-\varepsilon$ risulta di particolare uso pratico per tutti quei problemi in cui la tridimensionalità dell'efflusso non è elevata, riducendo notevolmente la complessità globale della soluzione numerica. In particolare questa tipologia di modelli offre una rappresentazione media del campo di moto e affida la descrizione delle scale di turbolenza e delle fenomenologie ad esse associate ad opportune relazioni funzionalmente legate a K e ε .

L'applicazione del modello $K-\varepsilon$ in prossimità della parete, dove il numero di Reynolds turbolento è molto basso, può dare problemi; molti codici, in questo caso, ricorrono a una "wall function" definita sulla base del profilo universale di velocità oppure a dei "low Reynolds number models".

6.1.4 Modelli di parete: wall functions e low Reynolds models

Per risolvere le zone di strato limite in prossimità di contorni solidi è solitamente necessario utilizzare un numero elevato di celle in direzione normale alla parete generando, quindi, una mesh molto raffinata al fine di cogliere il comportamento del flusso in tale zona.

Uno dei limiti storici del modello $k-\varepsilon$ è stata l'adeguata rappresentazione delle fenomenologie di parete. Questo limite è stato superato mediante l'introduzione del modello $k-\varepsilon$ con enhanced wall functions, implementato nel codice di calcolo CFX.

La figura 6.3 mostra il profilo universale di velocità alla parete, in particolare sono distinguibili tre sostanziali regioni di efflusso in prossimità di una parete:

- 1) $Y^+ < 5$, substrato viscoso. In questa regione l'efflusso è laminare;
- 2) $5 < Y^+ < 30$, zona di transizione laminare turbolenta;
- 3) $Y^+ > 30$, zona a regime pienamente turbolento

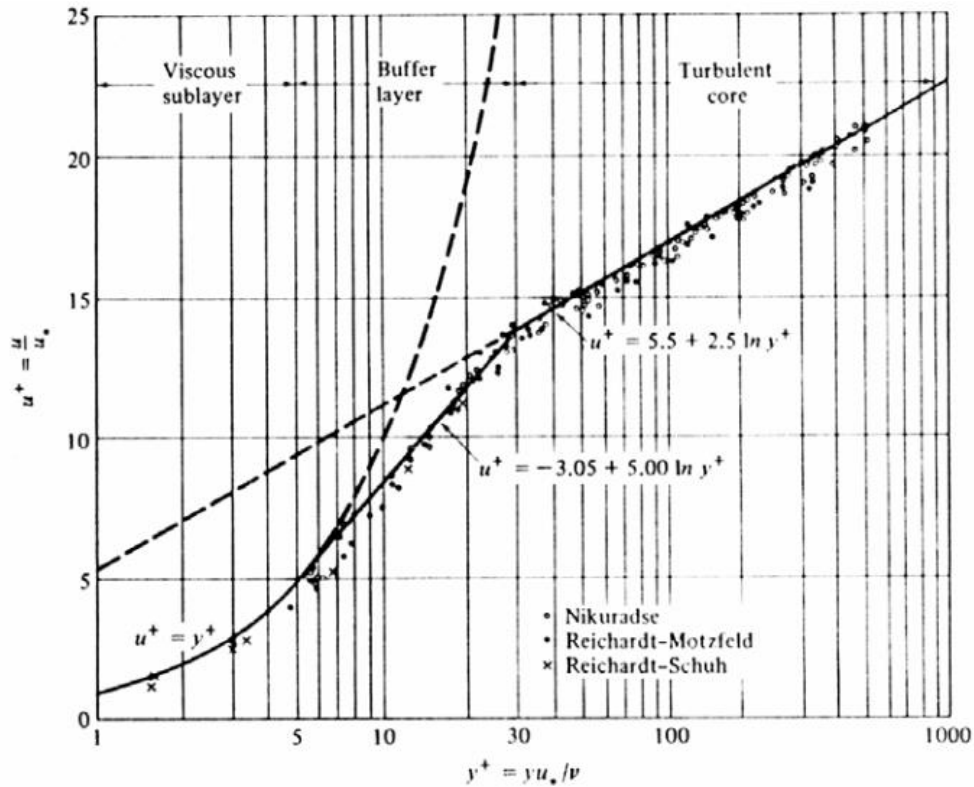


FIG. 6.3 Profilo universale di velocità

Y^+ qualifica, quindi, in funzione dell'efflusso, la bontà della mesh alla parete nel risolvere lo strato limite viscoso in corrispondenza del quale sono localizzati tutti i fenomeni di interfaccia fluido parete (scambio termico, perdite di carico, reazioni chimiche di interfaccia etc..). Nel modello $k-\epsilon$ con enhanced wall functions, se $Y^+ \approx 1.0$ allora l'efflusso viene risolto come laminare (low-Re mode), mentre per le pareti in cui $Y^+ > 100$ vengono attivate le wall function (esiste un modello intermedio per valori compresi tra i suddetti limiti).

In figura 6.4 viene mostrato un esempio di due diverse densità di griglia alla parete e relativo modello di parete.

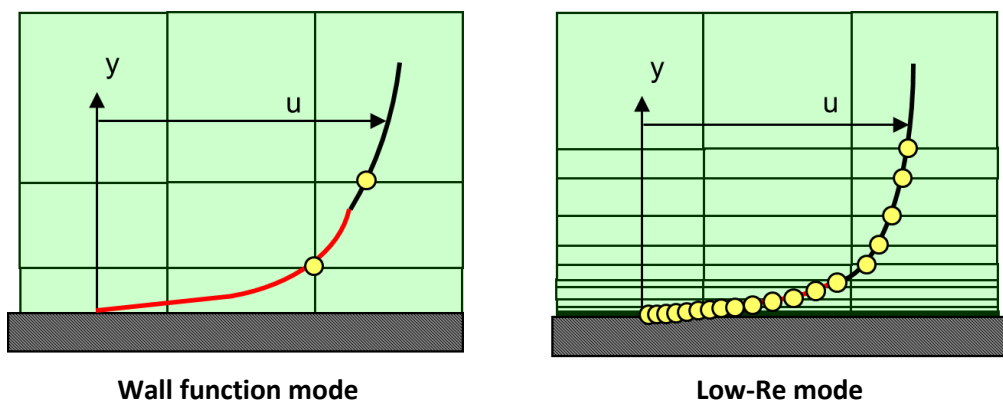


FIG. 6.4 Wall function mode e Low-Reynolds mode

In figura 6.5 mostra un esempio di problema alla parete risolto secondo tre differenti densità di griglia con il relativo modello alla parete.

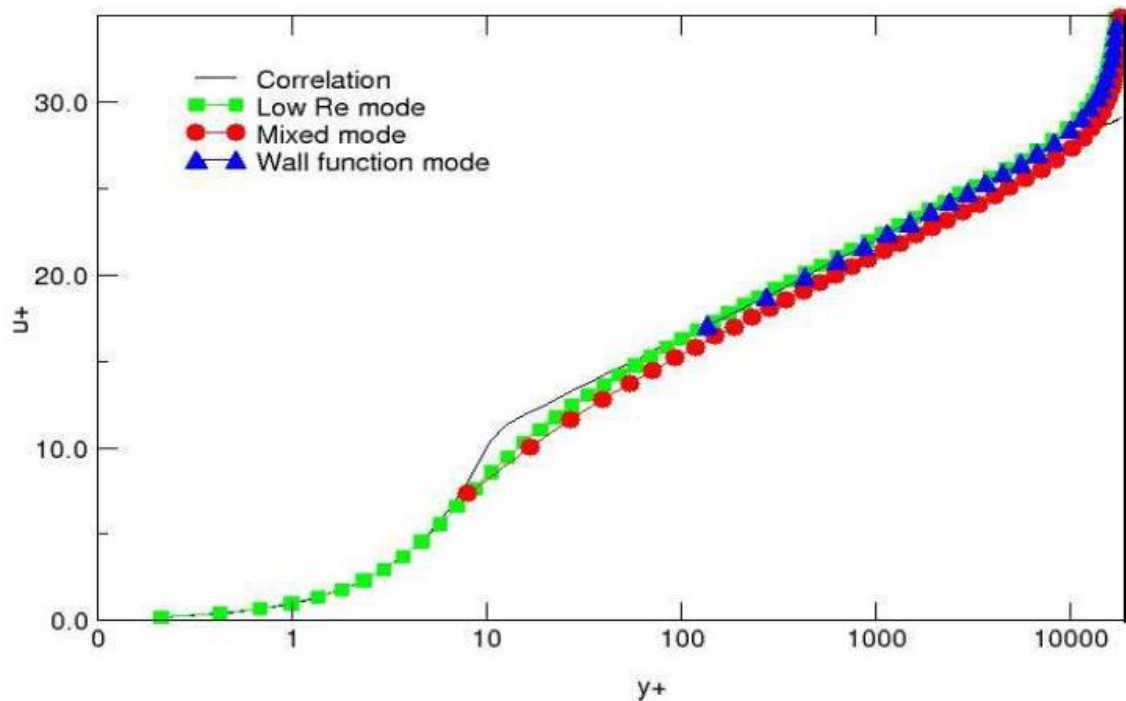


FIG. 6.5 Risoluzione di un problema alla parete con i diversi modelli di parete

Per il presente lavoro si è scelto di avere una griglia molto fitta lungo tutte le pareti o interfacce in corrispondenza delle quali si localizzano i fenomeni di scambio termico, risolvendo di conseguenza il substrato viscoso in maniera adeguata (low-Re mode); per le restanti pareti vengono attivate le funzioni di parete.

6.1.5 Equazione dell'energia

L'equazione del trasporto energetico nella sua forma generale risulta:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot} - P)}{\partial t} + \nabla(\rho U h_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(U \tau) + S_E \quad [57]$$

In base alle condizioni di efflusso descritte dal numero di Mach si hanno due approcci sostanziali:

Mach < 0.2, "*Thermal Energy model*" in cui l'efflusso risulta incomprimibile e il calore specifico costante.

Mach > 0.2, "*Total Energy model*" dove si considera efflusso comprimibile; l'entalpia totale è relazionata all'energia cinetica e il riscaldamento viscoso in prossimità del boundary layer gioca un ruolo fondamentale.

Nelle regioni solide del dominio lo scambio termico diviene conduttivo e quindi descritto da:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} = \nabla(\lambda \nabla T) + S_E \quad [58]$$

6.2 EMZ ice maker mesh

La figura 6.6 mostra un dettaglio della zona oggetto della analisi. L'ice-maker, per come risulta assemblato nell'ice and water dispenser, può essere assunto come comunicante verso il basso con un volume aperto mentre si può considerare limitato verso l'alto da una parete. Tali assunzioni consentono di ridurre notevolmente la zona di mesh oltre che di semplificare l'intera analisi in maniera significativa.

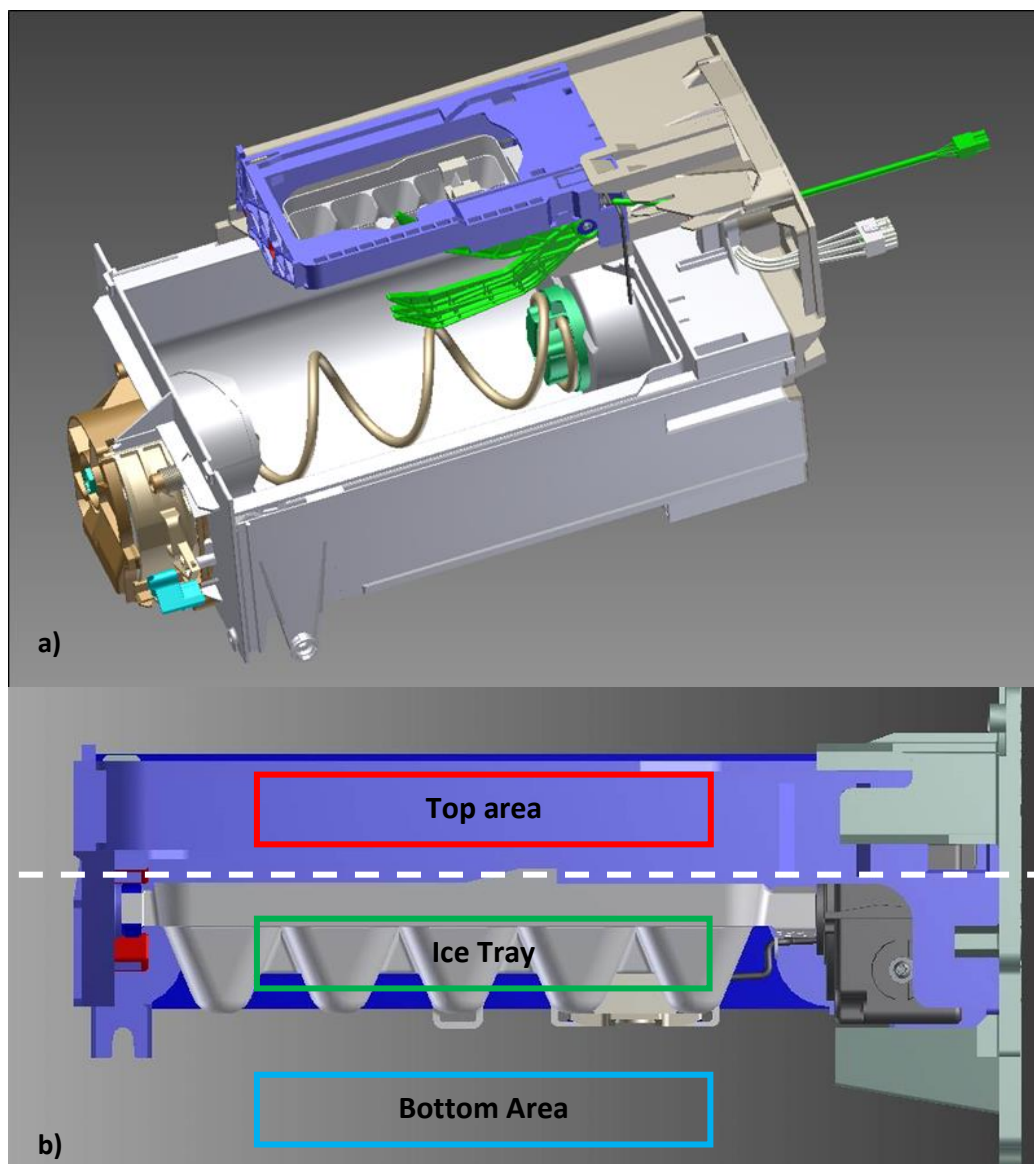


FIG. 6.6 a) Asieme Ice dispenser b) Ice maker

In particolare la figura 6.6 b) mostra le zone di suddivisione della mesh; la linea tratteggiata indica la zona di demarcazione tra i due domini fluidi. La mesh di simulazione, sviluppata per l'intero modello, viene mostrata in figura 6.7. Gli ingrandimenti locali mostrano i dettagli della mesh lungo la parete

aria-solido e all'interfaccia parete liquido – aria generate come 10 celle su uno spessore di 0.5mm con fattore di crescita 1.2.

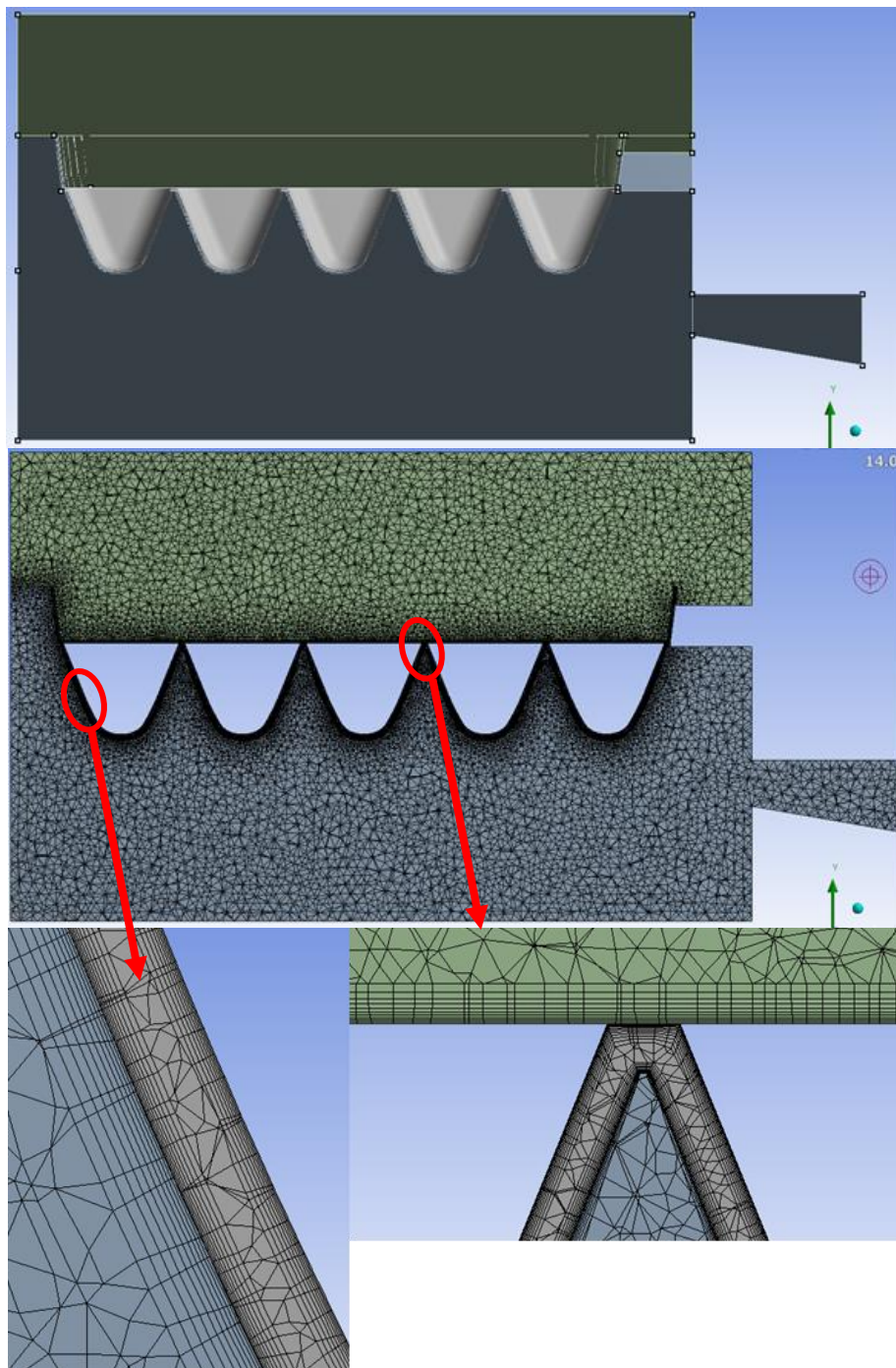


FIG. 6.7 Mesh globale

La figura 6.8 mostra in dettaglio l'andamento di Y^+ alla parete dell'ice-tray. Il substrato laminare in prossimità della parete risulta perfettamente risolto.

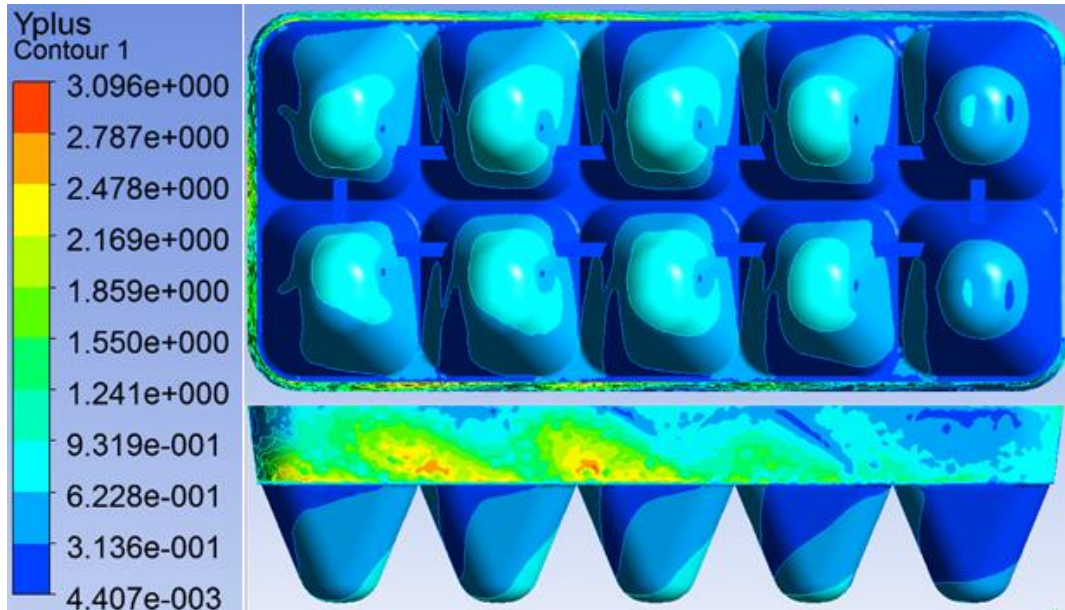


FIG. 6.8 Andamento di Y^+

6.3 Condizioni al contorno e strategia di simulazione

In figura 6.9 viene mostrata la suddivisione dell'intero volume simulato con particolare attenzione alle rispettive condizioni al contorno o di interfaccia.

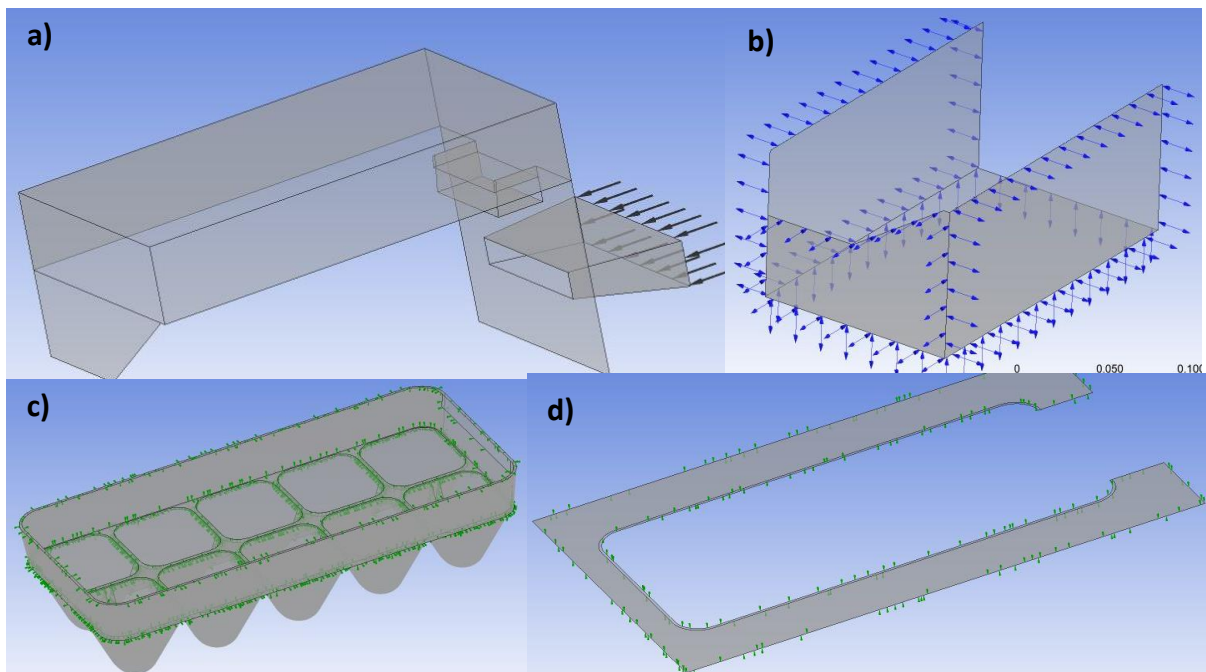


FIG. 6.9 Suddivisione del modello; a) Zona di inlet (2m/s, 253K) e pareti no-slip; b) Zona di opening (mass rate conservation); c) Interfaccia aria – solido (parte inferiore dell'ice-tray) Interfaccia aria-ghiaccio(parte superiore dell'ice-tray); d) Interfaccia aria-aria tra dominio inferiore e superiore

La quantità di energia necessaria per unità di massa per passare da acqua a 293K a ghiaccio a 258K risulta:

$$Q = -\left(c_{p_{water}}(293 - 273)\right) + Q_f + c_{p_{ice}}(273 - 258) = \\ = -(4,186 \cdot 20 + 333,5 + 2,09 \cdot 15) \frac{kJ}{kg}$$

In particolare il calore latente di fusione Q_f è il 75% del totale energetico. Quindi, per non tenere in considerazione la fenomenologia del passaggio di stato che, in termini di calcolo numerico, aggiungerebbe una notevole complessità, si è settata la temperatura alle pareti interne dell'ice-tray e all'interfaccia aria-ghiaccio a 273K, focalizzando l'attenzione sul coefficiente di scambio termico alla parete. Questo corrisponde ad un'ottimizzazione del processo di formazione del ghiaccio esattamente in corrispondenza di Q_f e, essendo l'obiettivo la riduzione del tempo di formazione del ghiaccio, in pratica non si è perso nulla in termini descrittivi, con una notevole riduzione dei tempi di calcolo.

6.4 Risultati per l'ice maker in configurazione standard senza e con NTC holder (contenitore del sensore di temperatura)

Come si evince dalla figura 6.10 a) il profilo di velocità al piano medio dell'ice tray presenta in prossimità della prima linea una zona a bassa velocità, in cui lo scambio alla parete risulta particolarmente svantaggiato. Per questa linea il coefficiente di scambio alla parete (FIG. 6.10 b)) risulta circa il 28% inferiore alla media dell'ice-tray e il 36.5% rispetto al coefficiente medio massimo.

In una prima fase di ottimizzazione verrà modificato l'inlet per garantire una migliore condizione di bagnamento media delle pareti dell'ice tray.

In figura 6.11 viene presentato l'effetto dell'holder dell'NTC sulle performance dell'ice-maker. In particolare la vena fluida per seguire il contorno dell'holder crea una "zona d'ombra" nelle linee successive, con una conseguente riduzione delle performance di scambio termico. L'effetto globale di questo componente si può quindi riassumere in riduzione del coefficiente di scambio termico alla parete e riduzione della superficie efficace. Ovviamente la presenza dell'NTC e del relativo isolamento dall'efflusso rappresenta, in termini pratici, una necessità nel controllo del processo di formazione del ghiaccio e, di conseguenza, rappresenta un dettaglio non eliminabile al fine di una ottimizzazione del disegno. Tuttavia, come verrà esposto nel prossimo paragrafo, è stato possibile identificare una migliore configurazione per il suddetto componente.

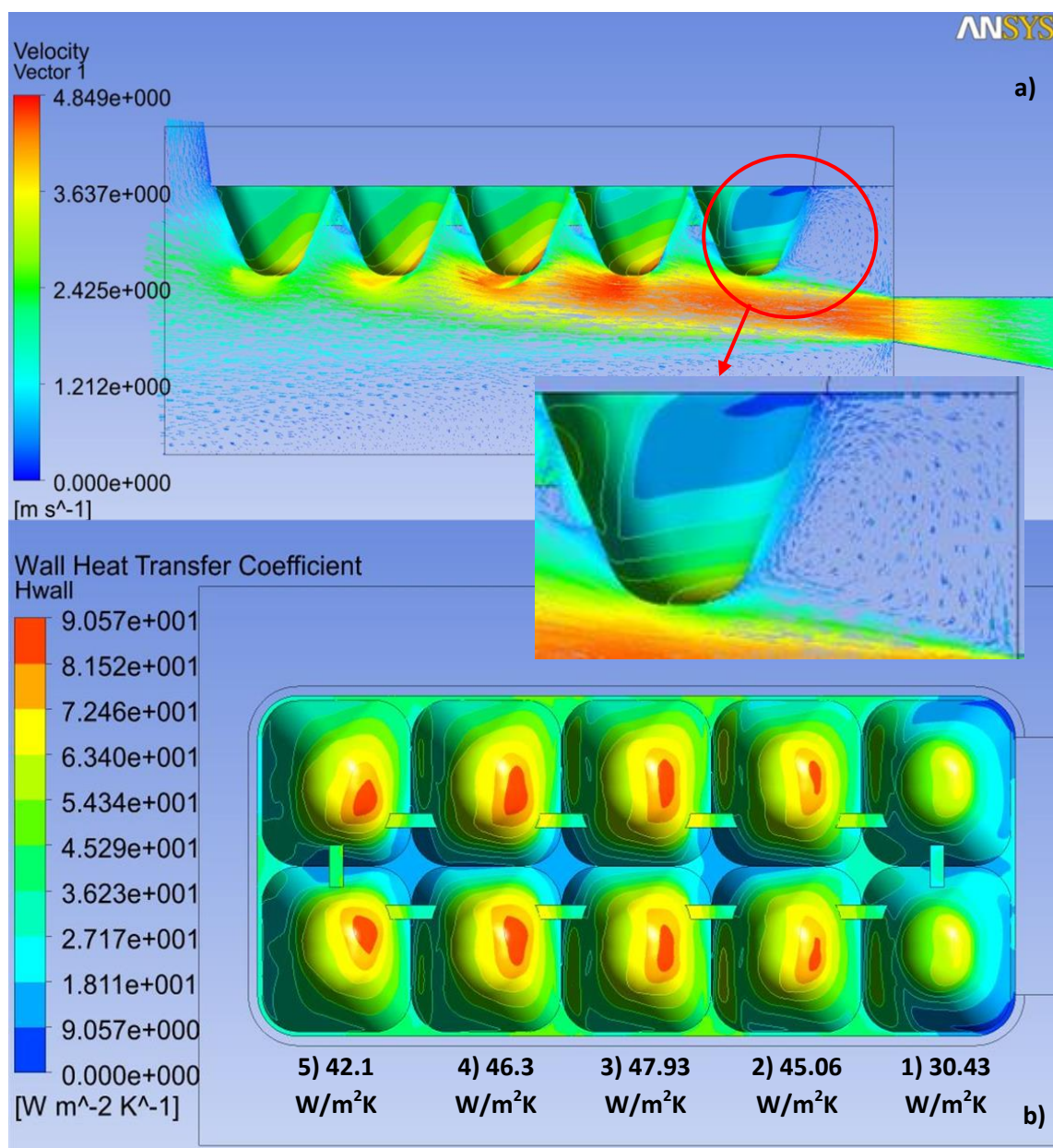


FIG. 6.10 Configurazione standard senza NTC holder. a) Profilo di velocità al piano medio dell'ice tray, con dettaglio della zona a bassa velocità in prossimità della prima linea dell'ice- tray; b) Contour del coefficiente di scambio termico alla parete dell'ice-tray; i valori numerici indicati nella parte inferiore rappresentano il coefficiente di scambio medio per ogni linea del tray

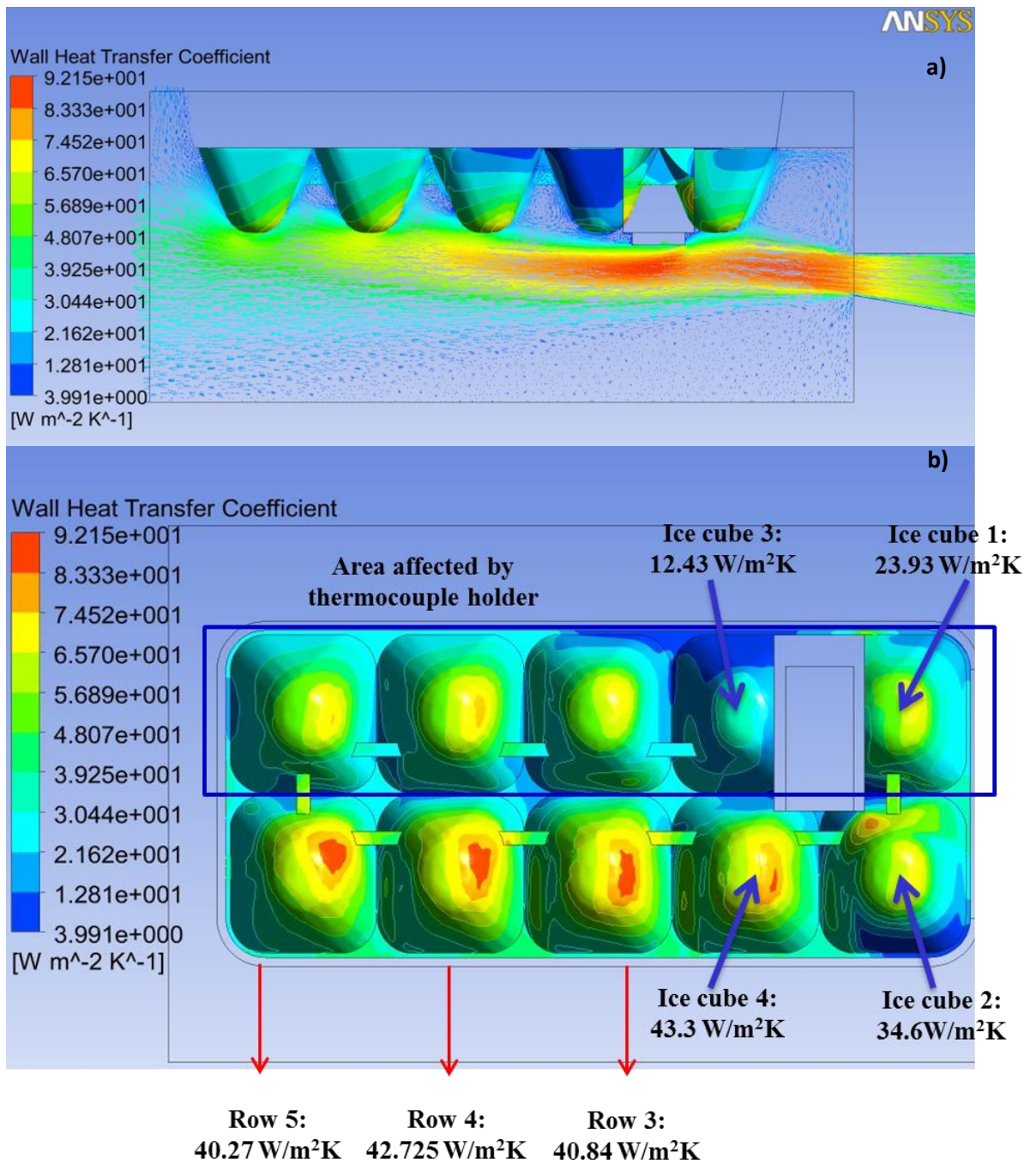


FIG. 6.11 Configurazione standard con NTC hoder. a) Profilo di velocità al piano medio dell'ice-tray; b) Contour del coefficiente di scambio termico alla parete

6.5 Ottimizzazione del disegno standard, revisione nell'inlet e posizionamento dell'holder

Partendo dal presupposto che la modifica di un prodotto industrializzato non può essere estremamente invasiva (ogni modifica introduce una revisione nei tool con cui il pezzo viene realizzato e di conseguenza comporta investimenti), le modifiche che verranno presentate in questo paragrafo accoppiano efficienza a semplicità realizzativa.

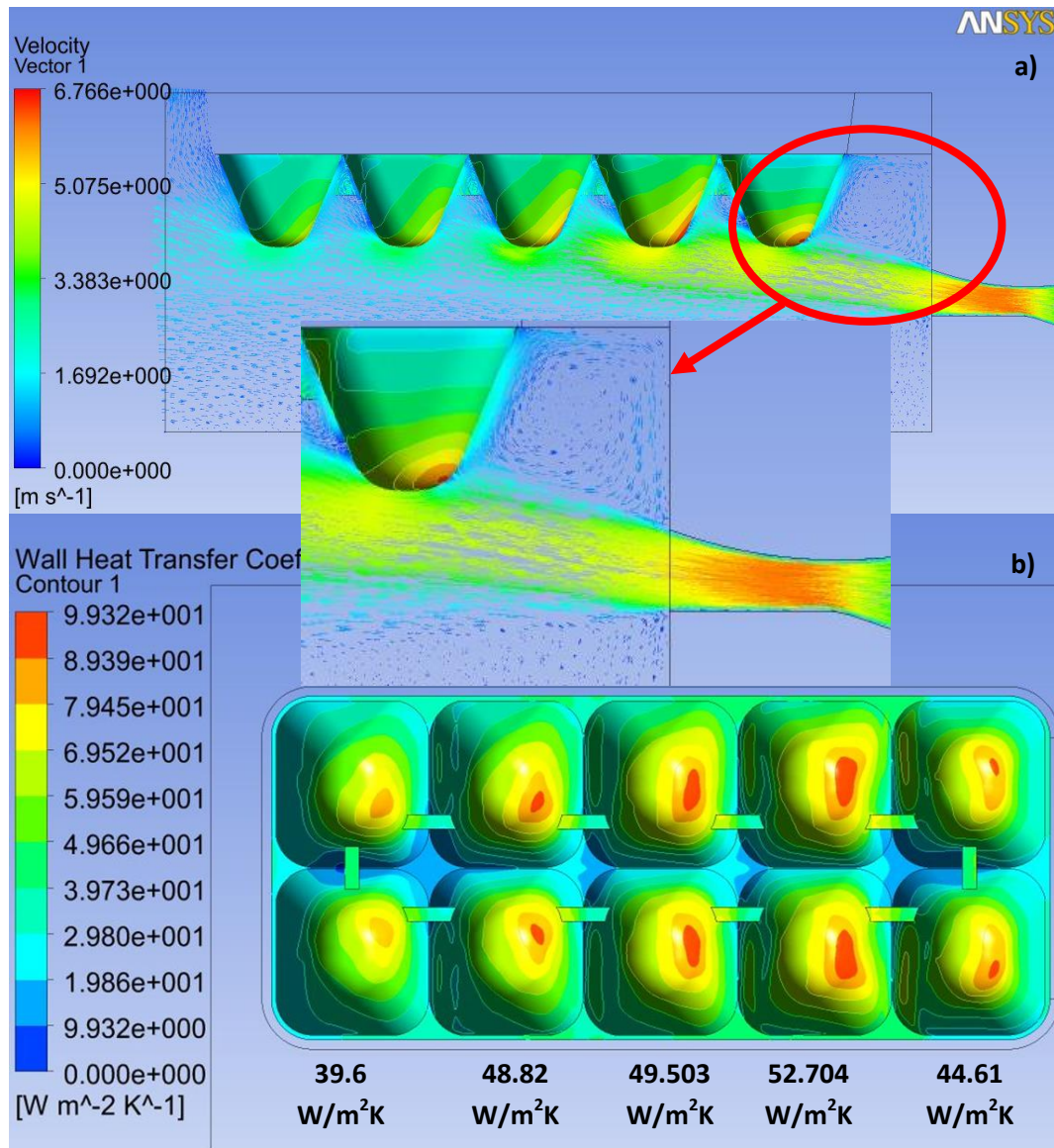


FIG. 6.12 Disegno standard con configurazione modificata del profilo di inlet. a) Profilo di velocità al piano medio del tray con dettaglio della zona in prossimità della prima linea dell'ice-tray; b) Contour del coefficiente di scambio termico alla parete valutato per righe (insieme di due cubetti)

Come si evince da figura 6.12 l'introduzione di un profilo curvo di inlet ha migliorato le condizioni di bagnamento della prima fila (insieme dei primi due cubetti) dell'ice-tray; il coefficiente di scambio termico minimo alla parete risulta, in questo caso, localizzato sull'ultima linea del tray e, allo stesso

tempo, il suo valore medio minimo esibisce un aumento del 30% rispetto al minimo in configurazione standard.

Le figure 6.13 e 6.14 offrono una visione di insieme relativa al confronto delle performance in condizioni standard e con inlet curvo.

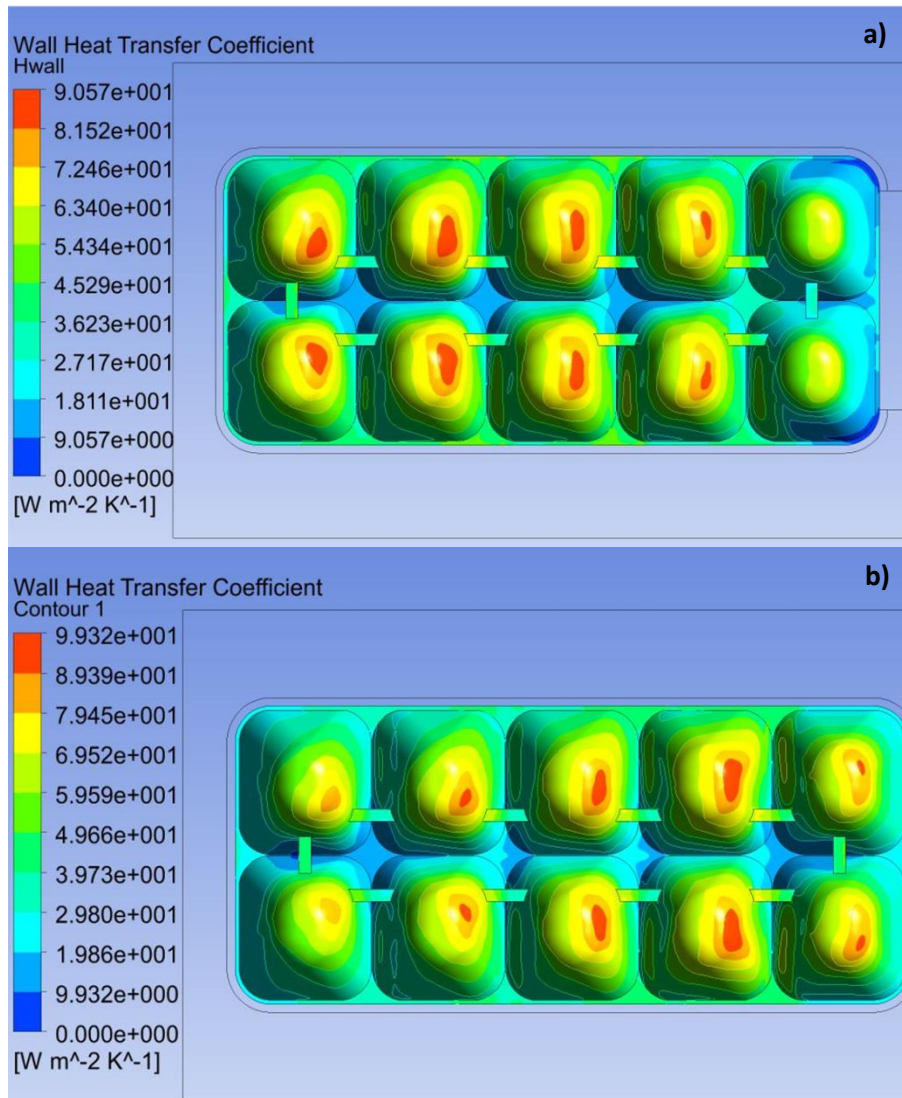


FIG. 6.13 Andamento del coefficiente di scambio termico convettivo nella configurazione standard a) e nel caso di nuovo inlet curvo b)

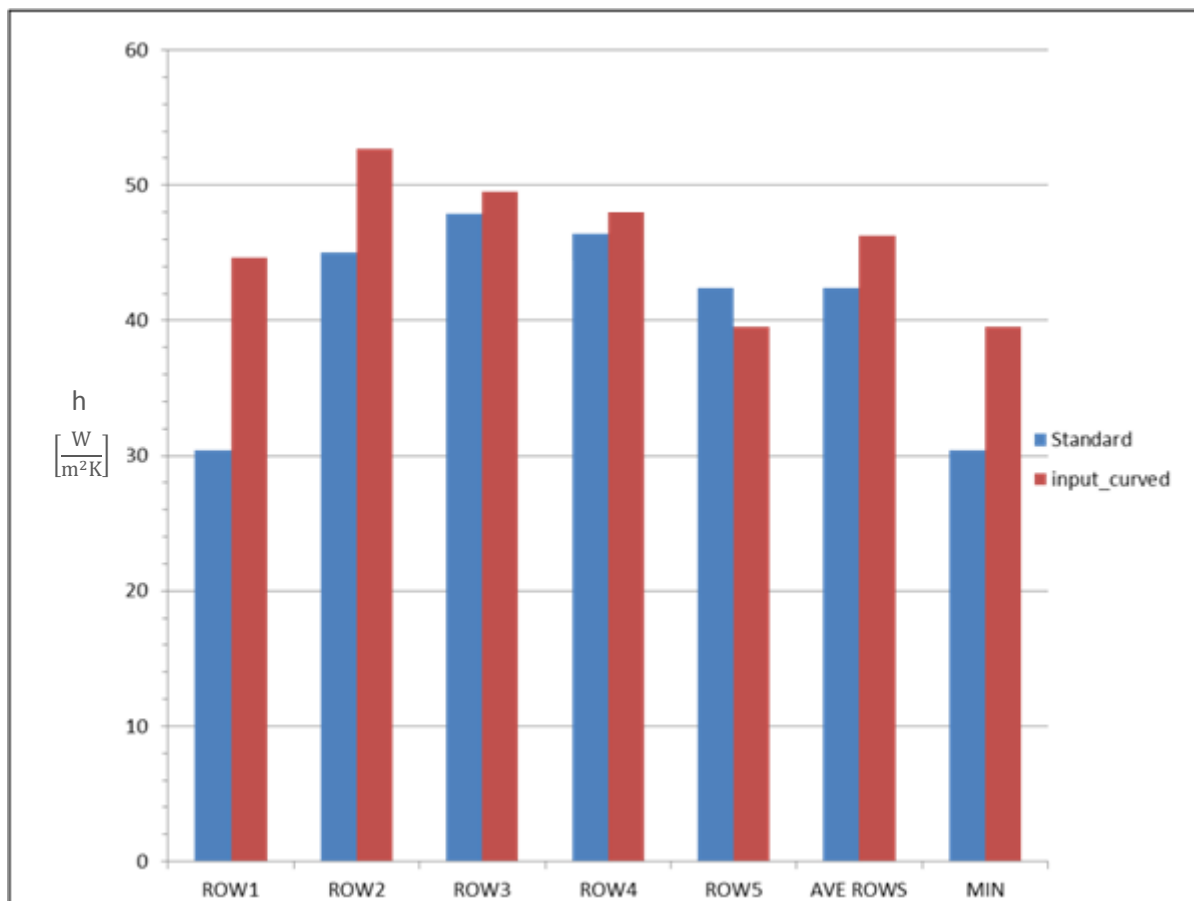


FIG. 6.14 Comparazione performance in termini di coefficiente di scambio termico medio per riga tra versione standard e a inlet curvo

Per ridurre l'effetto d'ombra generato dalla presenza dell'holder, si è studiata una differente disposizione sulla base dei seguenti criteri:

- Massimizzazione della superficie efficace;
- Posizionamento in corrispondenza della nuova linea (coppia di cubetti) in cui si riscontra il valore minimo di scambio termico;
- Posizionamento in corrispondenza della zona in cui lo scambio termico è inefficace, zona d'ombra dell'efflusso.

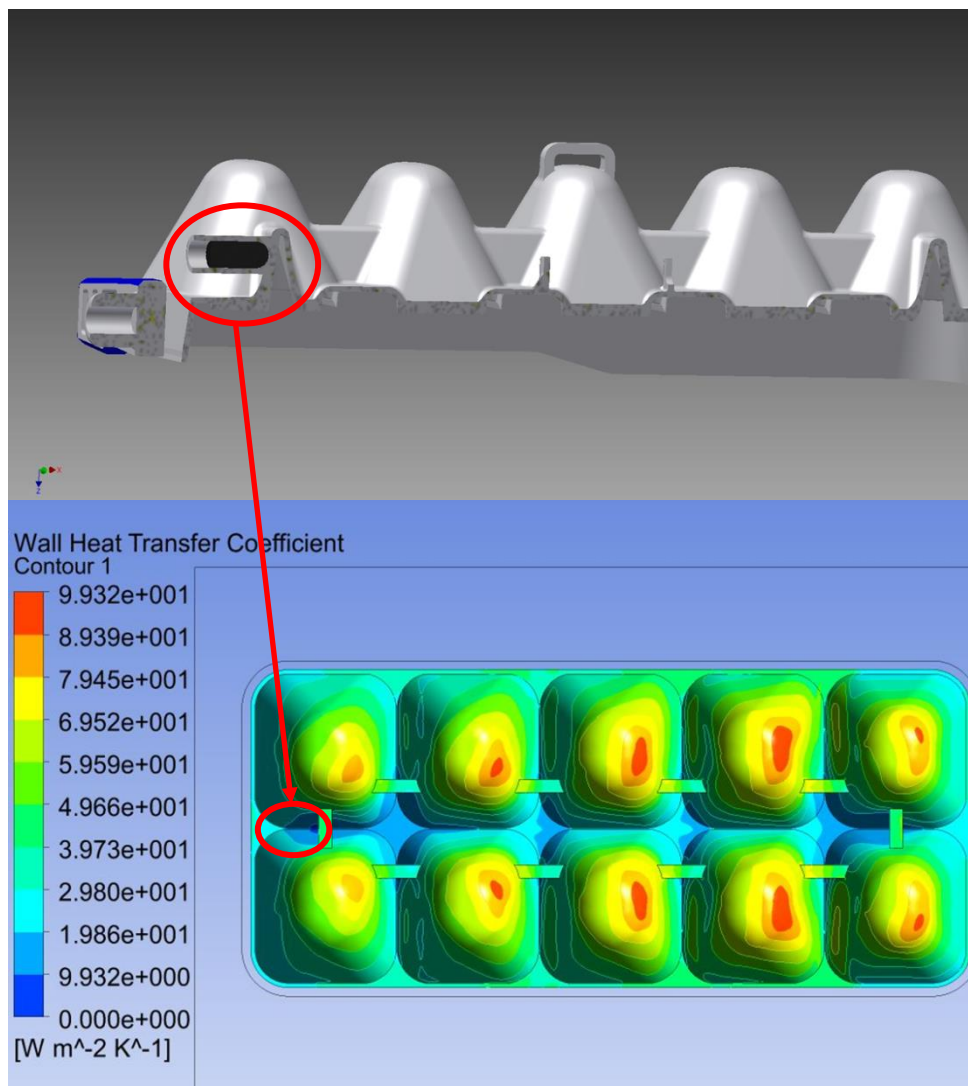


FIG. 6.15 Nuova disposizione del sensore di temperatura

La risposta sensoriale in funzione della temperatura centrale del cubetto di ghiaccio è stata studiata imponendo le condizioni di scambio termico medio alla parete e simulando in condizioni stazionarie in assenza di efflusso (pura conduzione, con coefficiente di scambio termico medio alla parete imposto). L'andamento della temperatura nel singolo cubetto viene mostrato in figura 6.16.

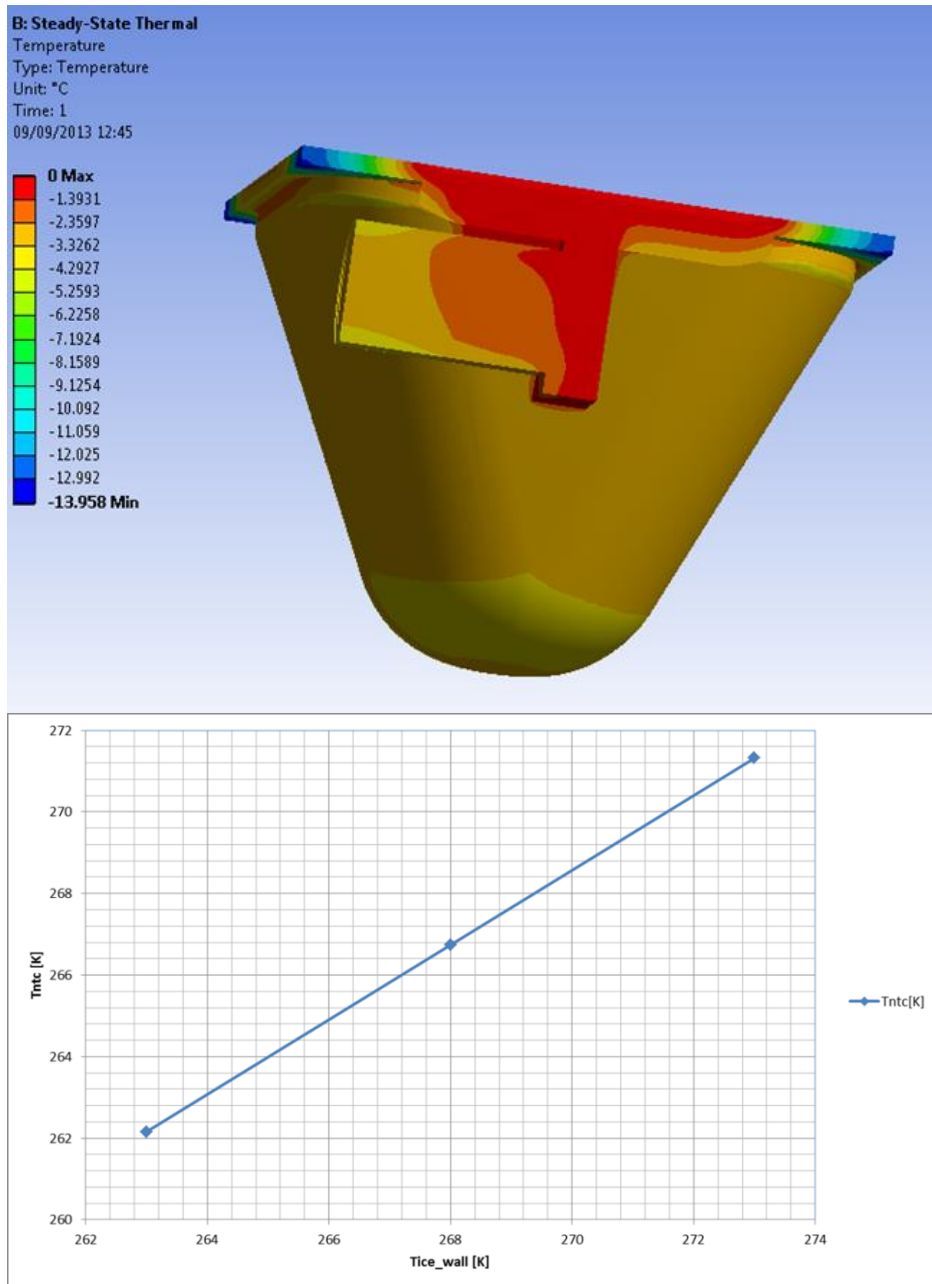


FIG. 6.16 Contour di temperatura e relativa correlazione tra la lettura dell'NTC e la parete a contatto con il ghiaccio

Come mostrato in figura 6.16 la nuova posizione del sensore di temperatura (NTC) risulta strettamente correlabile con la temperatura di parete del ghiaccio e, essendo posizionata secondo i criteri sopra esposti, garantisce il minimo impatto sull'efflusso e sulla superficie efficace di scambio termico. Questa disposizione sarà adottata indipendentemente dalla configurazione di inlet dell'aria, sia sullo standard che nell'eventuale industrializzazione dell'inlet curvo.

6.6 Set-up sperimentale e misure: performance inlet standard e nuovo design

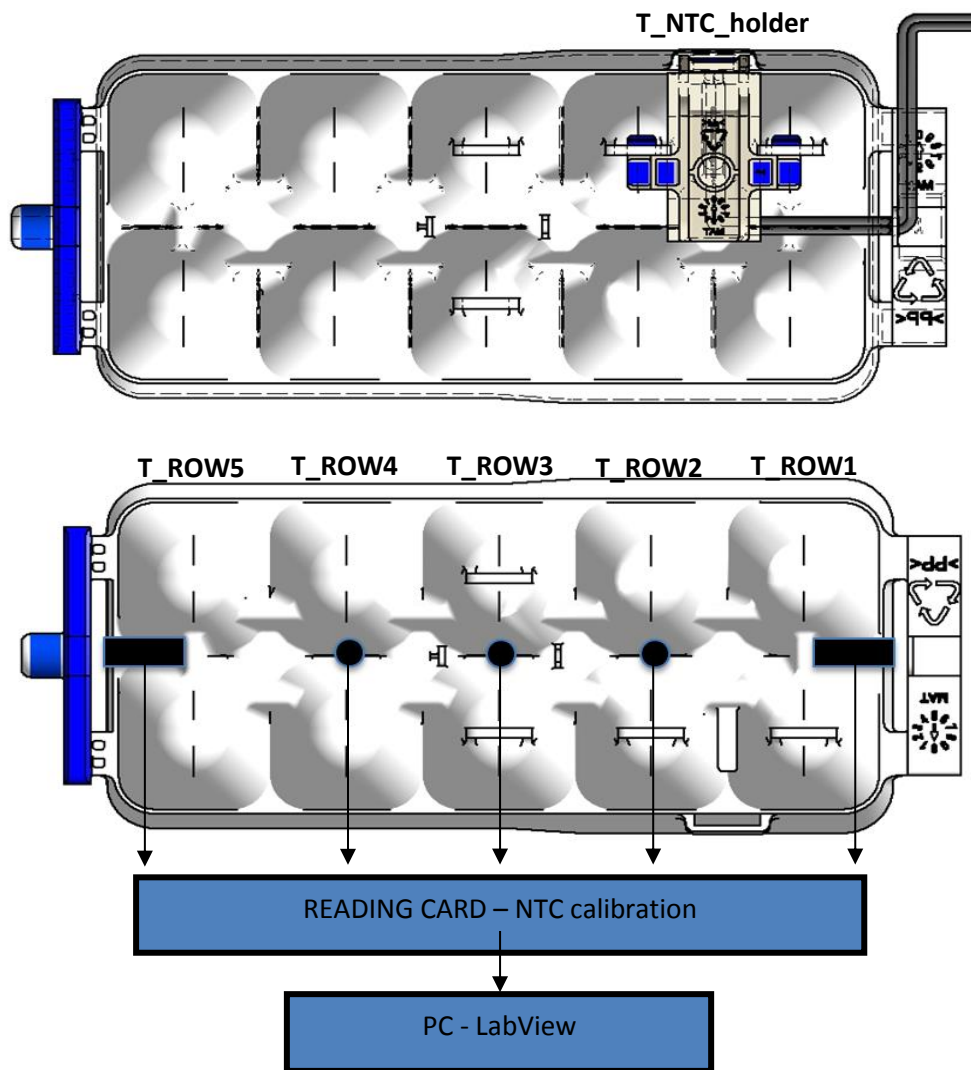


FIG. 6.17 Set-up sperimentale sul quale sono state eseguite le misure per l'inlet standard e curvo

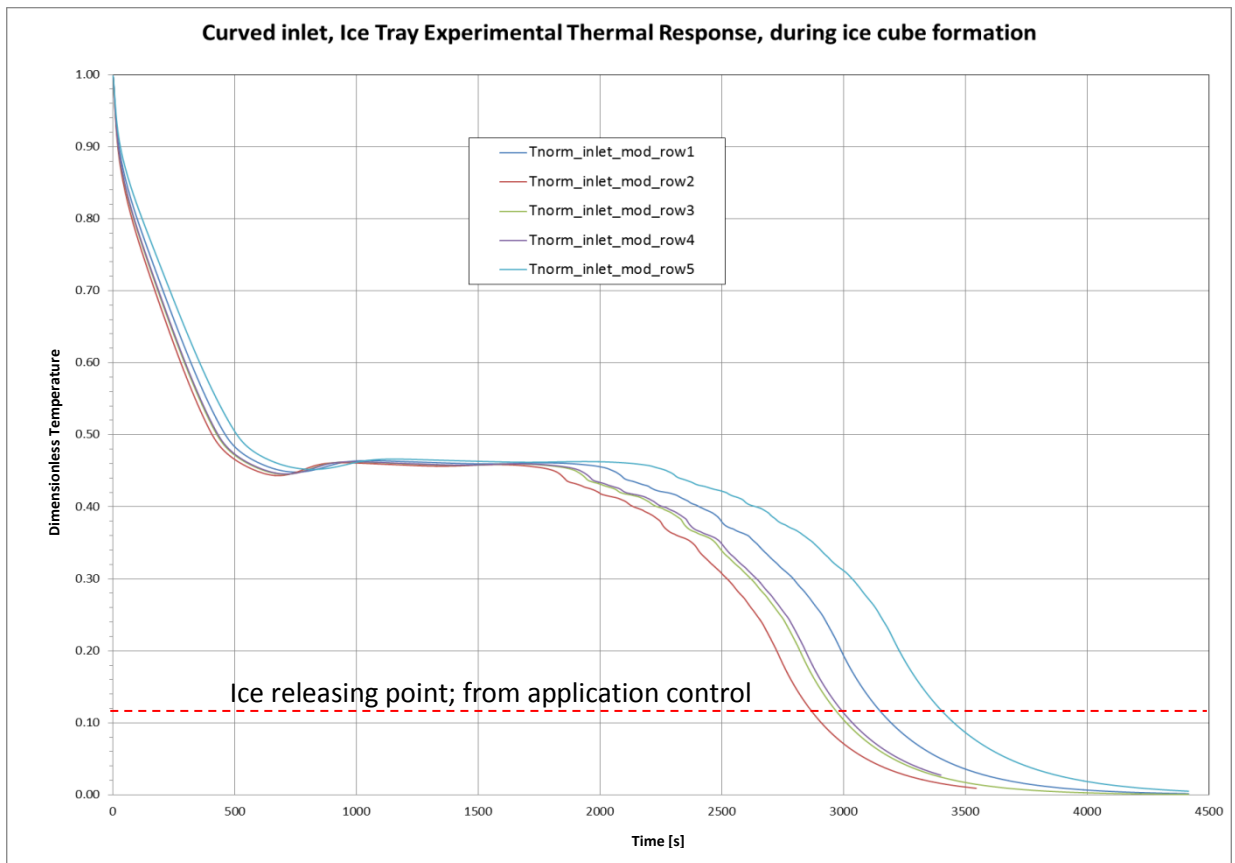
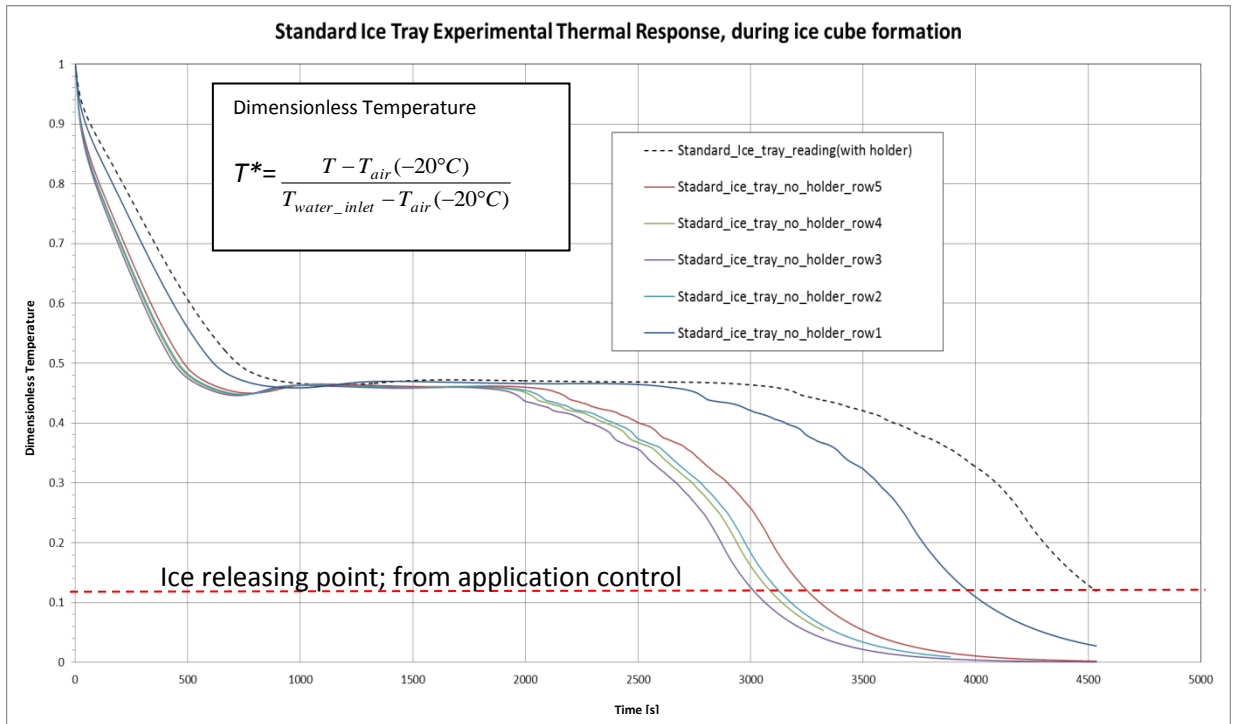


FIG. 6.18 Risultati misure eseguite sul sistema standard e a inlet curvo

In figura 6.17 è mostrato il set-up con cui sono state eseguite le misure di performance per il sistema standard e per il sistema a inlet curvo. In particolare per il sistema standard si è valutata anche la risposta con l'NTC montato nel suo holder (configurazione industriale corrente). Va precisato che il sistema è stato testato all'interno della utenza finale, in condizioni di installazione nominale; nessun controllo è stato effettuato sulla portata di inlet se non per la temperatura effettiva dell'efflusso, a cui si riferiscono tutte le normalizzazioni per le curve riportate in questo paragrafo (T^*).

La figura 6.18 mostra, invece, le curve di formazione del ghiaccio nelle due configurazioni sopra esposte. La risposta della zona a peggior scambio termico in entrambe le configurazioni standard (con e senza holder) e a inlet curvo è mostrata in dettaglio nella figura 6.19.

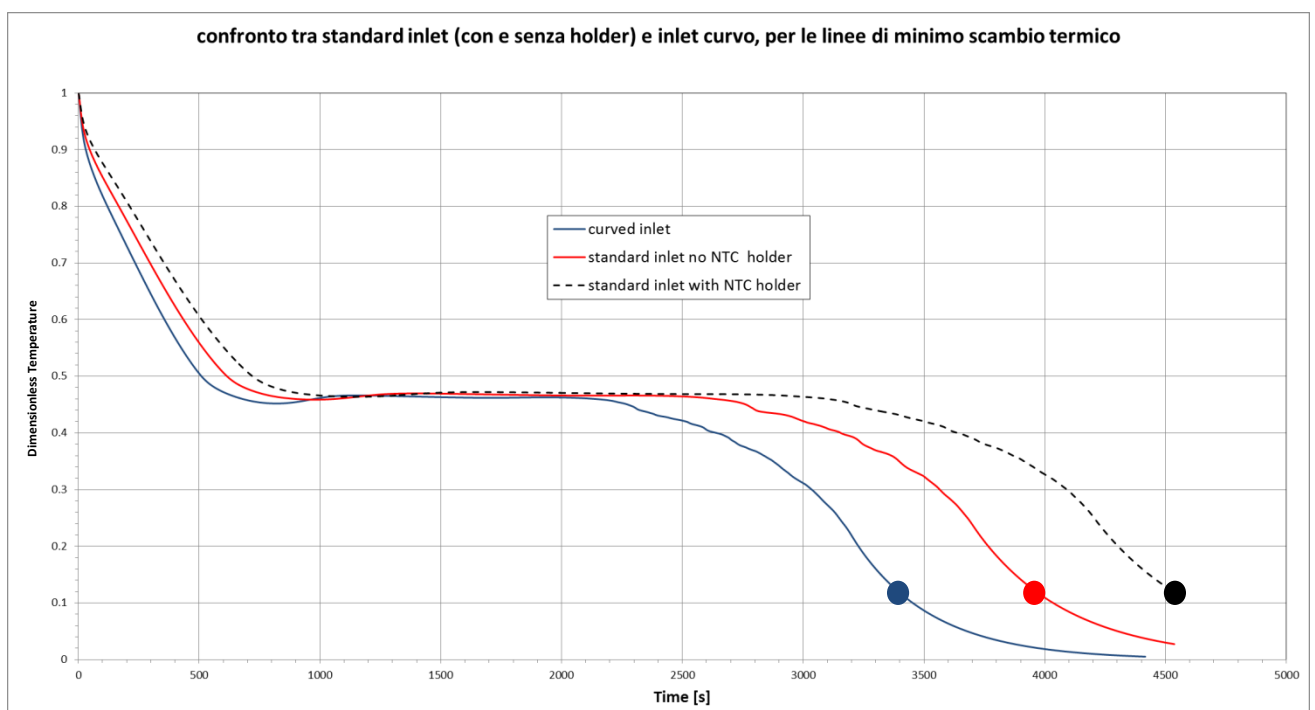


FIG. 6.19 Confronto tra inlet standard (con e senza holder) e inlet curvo per le linee di scambio termico minimo

Il parametro sul quale vengono valutate le effettive performance è il tempo di rilascio del ghiaccio, misurato per una $T^* = 0.12$ che corrisponde in termini assoluti a 258K. In accordo a questo parametro, l'inlet curvo con la termocoppia installata in corrispondenza della row 5 come mostrato in figura 6.15, consente un miglioramento globale delle performance pari al 33.2% rispetto al corrente sistema in produzione. L'effetto del contenitore (holder) dell'NTC sul sistema a inlet standard è del 12.2% in termini di perdita di performance.

6.7 Conclusioni

La CFD si è dimostrata un valido strumento per la valutazione globale delle performance del sistema correntemente in produzione e ha rappresentato un indubbio supporto nella identificazione di modifiche di basso impatto industriale e elevata efficacia globale (miglioramento delle performance effettive del 33.2%). La modellazione del sistema presentato in questa sezione, particolarmente complesso dal punto vista geometrico (struttura delle pareti e delle interfacce), nonché teorico, implicando nella sua eventuale risoluzione completa l'analisi del passaggio di stato liquido-solido dell'acqua, ha richiesto l'introduzione di alcune semplificazioni globali, che diversamente avrebbero reso l'analisi computazionalmente esosa. Va, inoltre, precisato che i test sperimentali sono stati eseguiti all'interno del frigorifero e di conseguenza per un sistema qualitativamente simile a quello simulato ma soggetto ad una serie di variabilità non contemplate nella sua analisi CFD. Questo perché, fermo restando la necessità di valutare l'efficacia dei supporti computazionali nell'industria, il fine ultimo dell'analisi è la creazione di un nuovo prodotto industriale e, di conseguenza, la validazione del suo funzionamento all'interno della utenza finale.

Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi è stata affrontata l'ottimizzazione di un sistema per la produzione automatica di cubetti di ghiaccio focalizzando, inizialmente, l'attenzione sul componente gear-box, contenente il sistema di trasmissione a ruote dentate ideato da Sankyo Nidec e necessario a realizzare la rotazione della vaschetta porta cubetti.

Gli esiti della ricerca brevettuale hanno confermato l'esistenza di una serie di proprietà intellettuali sull'intero sistema di trasmissione; in particolare, tali diritti, blindano l'utilizzo di sistemi meccanici basati sulla combinazione di camme e leverismi al fine del controllo di alcune fasi del processo di produzione del ghiaccio come la posizione dell'ice-tray, il controllo dell'overtwisting e della quantità di ghiaccio stoccata.

Sulla base di tali considerazioni e sulla base dei risultati derivanti dalle analisi strutturali condotte sul sistema, è stata, quindi, proposta una soluzione innovativa, semplice e compatta, ma soprattutto resistente, che raggiuri, a pari performances, i vincoli brevettuali esistenti sulla trasmissione.

È stata, infine, affrontata l'analisi energetica del sistema focalizzando l'attenzione sul processo di formazione del ghiaccio e, quindi, sull'efficienza dello scambio termico alla parete. L'insieme dei risultati ottenuti via CFD ha costituito la base qualitativa per l'introduzione di due modifiche sostanziali nel sistema, la cui efficacia è stata completamente validata dalle misure sperimentali.

In particolare, lo studio ha richiesto, una modellazione geometrica adeguata del sistema, presentata nel capitolo 3, per la quale si è fatto affidamento sul software Autodesk Inventor.

Sulla base del modello realizzato sono state impostate nel capitolo 4 le analisi strutturali statiche in ambiente ANSYS, per valutare il comportamento del sistema corrente nelle differenti condizioni di carico e operative. Le analisi statiche condotte in condizioni di carico nominale (4 Nm) hanno evidenziato la presenza, all'interno del sistema di trasmissione, di uno stato di tensione di intensità significativa, caratterizzato dal superamento del limite di snervamento dei materiali. La sollecitazione che si genera, invece, a carico dimezzato (2 Nm; condizione di reale funzionamento) non è tale, invece, da provocare la deformazione permanente del sistema. La riduzione della temperatura ambiente da 20°C a -20°C ha evidenziato l'aumento della resistenza meccanica globale del sistema riducendo notevolmente il rischio di un'eventuale rottura del sistema; il valore del coefficiente di sicurezza aumenta del 49,5% .

I risultati della simulazione statica strutturale confermano i valori calcolati analiticamente con la metodologia di Lewis: questo dimostra che l'impostazione del calcolo è corretta e che il metodo sviluppato consente di studiare in modo sufficientemente preciso il funzionamento di un sistema di trasmissione a ingranaggi.

Il capitolo 5 ha analizzato, nel dettaglio, la nuova configurazione pensata per la gear-box. E' stata privilegiata una trasmissione interna, estremamente indicata nelle applicazioni in cui, spazi limitati, richiedono la realizzazione di sistemi compatti. Sono stati, inoltre, abbandonati i controlli di natura meccanica, connessi all'identificazione della posizione della vaschetta e alla misura della quantità di ghiaccio stoccata, in quanto protetti da vincoli brevettuali; per assolvere tali funzioni è stato sviluppato un sistema di controllo ottico, semplice e affidabile.

Per quanto riguarda, invece, la valutazione dello stato tensionale che si genera all'interno dei componenti, il confronto tra i risultati ottenuti dalle analisi strutturali del nuovo sistema e i risultati

del sistema preesistente progettato da Sankyo Nidec (ricavati nelle medesime condizioni di carico e operative) ha mostrato un sostanziale miglioramento della resistenza globale della trasmissione con coefficienti di sicurezza che passano da un valore di 0,89 (carico nominale e $T=-20^{\circ}\text{C}$) in corrispondenza della zona di ingranamento maggiormente sollecitata a un valore di sicurezza minimo di 1,941 (carico superiore a quello nominale e $T=-20^{\circ}\text{C}$).

Per quanto riguarda, invece, l'analisi energetica affrontata nel capitolo 6, la stima del profilo di velocità lungo il piano medio dell'ice tray ha permesso di identificare le aree del sistema caratterizzate da basse velocità, in corrispondenza delle quali lo scambio alla parete risulta particolarmente svantaggiato. Il posizionamento dell'holder NTC sulla superficie inferiore dell'ice tray ha rappresentato un vero e proprio ostacolo al moto della vena fluida lungo la parete, generando una cosiddetta zona d'ombra in corrispondenza delle linee di cubetti successive e causando un'ulteriore riduzione dello scambio termico.

L'ottimizzazione del sistema attuale, in termini di scambio termico alla parete del contenitore dei cubetti, ha portato alla modifica della configurazione dell'inlet aria con conseguente localizzazione del sensore di temperatura in corrispondenza della zona in cui lo scambio termico risulta minimo. Si stima un miglioramento delle performance effettive del 33.2% che risultano validate dalle misure sperimentali.

Bibliografia

Budinas, Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Eight Edition, McGraw-Hill

Harold Rothbart, Thomas H. Brown, *Mechanical Design Handbook-Measurement - Analysis and Control of Dynamic Systems – Optical systems, Digital control systems, Continuous time control systems*, McGraw Hill

Saito S., Wada H., "ICE MAKING DEVICE", Brevetto n° US020120240613A1, Nidec Sankyo Corporation, 27 Settembre 2012

Hashimoto M., "CAM MECHANISM AND ICE MAKING DEVICE", Brevetto n° US020100319385A1, Nidec Sankyo Corporation, 23 Dicembre 2010

Saito S., "DRIVE UNIT FOR AUTOMATIC ICE MAKER", Brevetto n° US000008499571B2, Nidec Sankyo Corporation, 02 Settembre 2010

Villani P., "DEVICE FOR PRODUCING ICE CUBES IN A REFRIGERATOR", Brevetto n° US000007712323B, Elbi International Spa, 11 Maggio 2010

Kuratani H., "GEAR MECHANISM, ICE MAKING DEVICE AND ASSEMBLING METHOD FOR GEAR MECHANISM", Brevetto n° US000008499571B2, Nidec Sankyo Corporation, 26 Agosto 2010

Saito S., Ito H, Tetsuiko H., "ICE MAKING DEVICE", Brevetto n° US020100005818A1, Nidec Sankyo Corporation, 14 Gennaio 2012

Ramirez E. A., Bley R. A., "GEAR BOX FOR ICE DISPENSER", Brevetto n° US000008201478B2, Molon Motor and Coil Corporation, 19 Giugno 2012

Park C. H., "ICE MAKER-DRIVING DEVICE FOR REFRIGERATOR FOR OPERATING THE SAME", Brevetto n° US020100031679A1, 11 Febbraio 2010

Kim C. S., Jung J. K., "ICE REMOVAL DEVICE FOR USE IN AN ICE MAKER AND METHOD FOR CONTROLLING THE SAME", Brevetto n° EP000000715135B1, Daewoo Electronics Co., 05 Giugno 1996

Lee J. I., Shim J. E., "ICE MAKER WITH A MECHANISM FOR DETERMINING A POSITION OF AN ICE MAKING TRAY", Brevetto n° US000005768899A, Samsung Electronics Co., 23 Giugno 1998

Park C. H., "ICE MAKER-DRIVING DEVICE FOR REFRIGERATOR FOR OPERATING THE SAME", Brevetto n° EP000002151644A1, Park Electronics Co., 08 Agosto 2008

Hapke K. A., "ICE-HARVEST DRIVE MECHANISM WITH DUAL POSITION BAIL ARM", Brevetto n° US020120186288A1, 26 Giugno 2012

E. Manfredi, F. Presicc, C. Santus, *Strumenti per la progettazione di ingranaggi*, Università degli studi di Pisa

G. Olmi, M. Comandini, A. Freddi, *Progetto a fatica di ruote dentate ad elevate prestazioni*, Dipartimento DIEM, Facoltà di Ingegneria, Università degli studi di Bologna

M. Guagliano, L. Vergani, *Esercitazioni di costruzioni di macchine*, ed. CUSL, Milano, 2005

G. P. Demelio, *Appunti del corso di costruzioni di macchine*

F. Presicce, *Simulazioni FEM per l'analisi di ingranaggi cilindrici a denti dritti*, Organi di trasmissione, Maggio 2007

V. Comincioli, *Analisi numerica: metodi, modelli applicazioni*, McGraw-Hill Libri Italia srl, 1995

O.C. Zienkiewicz, R.L.Taylor, *The Finite Element Method*, McGraw-Hill Book Company, 1989

H.K. Versteeg, W. Mololasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Pearson Education Limited, 2007

Ching Jen Chen, Sheng Yuh Jow, *Fundamentals of Turbulence modeling*, Taylor & Francis, 1998

J.M. Welty, C.E. Wicks, R.E. Wilson, *Fundamentals of Momentum, Heat and Mass transfer*, J. Wiley & sons Inc., 1976

B. Mohammadi, O. Pirennau, *Analysis of K-Epsilon turbulence model*, Wiley, 1994

ANSYS CFX solver theory guide

Software a supporto

Microsoft Office Excel

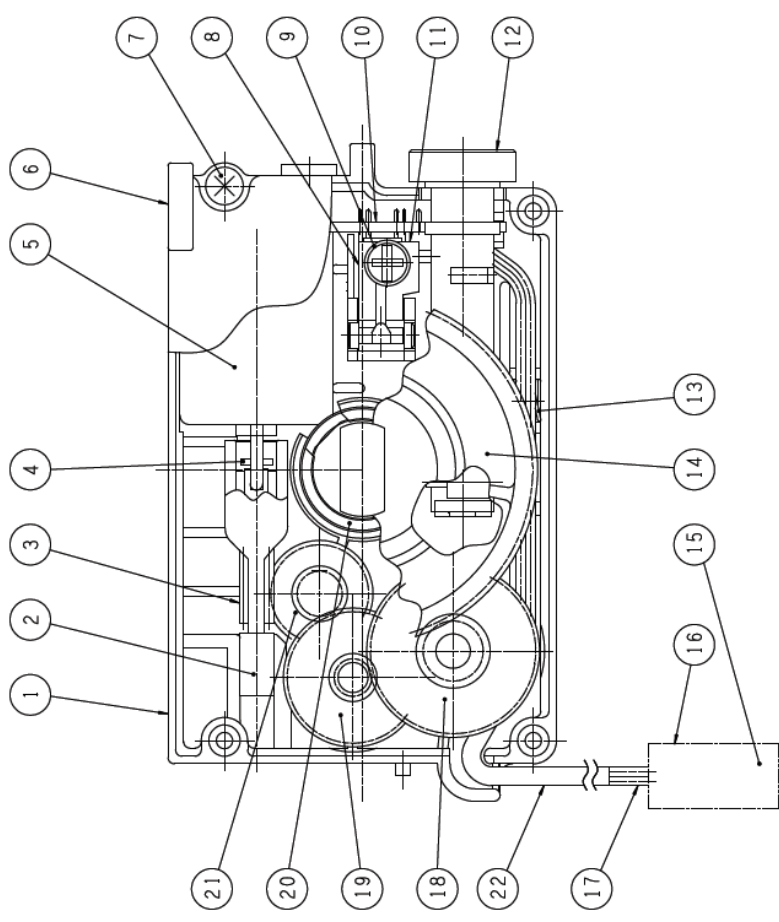
Autodesk Inventor (Professional 2011)

ANSYS Workbench (Release 12.1)

ANSYS CFX

Appendice A

PART NO.	PART NAME		MATERIAL		Q'TY
	JAPANESE	ENGLISH	JAPANESE	ENGLISH	
1	ケース	CASE	ABS	ABS	1
2	歯車	SLIDE BEARING	樹脂	NYLON	1
3	ワーム	WORM	ポリメタル	POLYMETAL	1
4	基板	PLATE	銅	BRASS	1
5	DCモーター	DC MOTOR	ABS	ABS	1
6	ケース	CASE	ABS	ABS	1
7	タッピングネジ	TAPPING SCREW	ステンレス	STAINLESS STEEL	4
8	タクトスイッチ	TACT SWITCH	ステンレス	STAINLESS STEEL	1
9	コイルバネ	COIL SPRING	ガラスエポキシ	GLASS EPOXY	1
10	レバー	LEVER	PBT	PBT	1
11	カム	CAM	ポリメタル	POLYMETAL	1
12	カムバネ	CAM SPRING	ステンレス	STAINLESS STEEL	1
13	カム	CAM	ポリメタル	POLYMETAL	1
14	コンタクト	CONTACT	銅	BRASS	1
15	ハウジング	HOUSING	PA66	PA66	1
16	ビニルワイヤ	VINYL WIRE	KVQ.2	KVQ.2	4
17	複合歯車	COMPOSITE GEAR	ポリメタル	POLYMETAL	1
18	歯車	GEAR	ポリメタル	POLYMETAL	1
19	リング	RING	ポリメタル	POLYMETAL	1
20	ヘリカル歯車	HELICAL GEAR	樹脂	NYLON	1
21	チューブ	TUBE	PVC	PVC	1
22	ケーブル	CABLE	銅	COPPER	1



SURFACE TEXTURE		MATERIAL		NT67004K02		TYPE		NT67004K02	
HEAT TREATMENT		UNLESS OTHERWISE NOTED, C-NIPER UNIT		UNLESS OTHERWISE NOTED, C-NIPER UNIT		UNLESS OTHERWISE NOTED, C-NIPER UNIT		UNLESS OTHERWISE NOTED, C-NIPER UNIT	
SURFACE TREATMENT		SYN		REC		SYN		REC	
EDNG.		DATE		DESIGN APPR		DATE		DESIGN APPR	
DESCRIPTION		DESCRIPTION		DESCRIPTION		DESCRIPTION		DESCRIPTION	
SIMILAR ITEM		SIMILAR ITEM		SIMILAR ITEM		SIMILAR ITEM		SIMILAR ITEM	
SCALE		SCALE		SCALE		SCALE		SCALE	
PROJECTION UNIT		PROJECTION UNIT		PROJECTION UNIT		PROJECTION UNIT		PROJECTION UNIT	
SECTION		SECTION		SECTION		SECTION		SECTION	
TOLERANCE		TOLERANCE		TOLERANCE		TOLERANCE		TOLERANCE	
TITLE		TITLE		TITLE		TITLE		TITLE	
STRUCTURAL DRAWING		STRUCTURAL DRAWING		STRUCTURAL DRAWING		STRUCTURAL DRAWING		STRUCTURAL DRAWING	
DRAWING NO.		DRAWING NO.		DRAWING NO.		DRAWING NO.		DRAWING NO.	
155A846A		155A846A		155A846A		155A846A		155A846A	
ID NO.		ID NO.		ID NO.		ID NO.		ID NO.	
01/01		01/01		01/01		01/01		01/01	
SANKYO SEKI MFG.CO.LTD. JAPAN		SANKYO SEKI MFG.CO.LTD. JAPAN		SANKYO SEKI MFG.CO.LTD. JAPAN		SANKYO SEKI MFG.CO.LTD. JAPAN		SANKYO SEKI MFG.CO.LTD. JAPAN	

Appendice C

Basi di elementi finiti e introduzione al codice ANSYS

Il metodo degli elementi finiti è una procedura numerica che può essere applicata a una grande varietà di problemi ingegneristici, stazionari e transitori, lineari e non lineari, in problemi relazionati all'analisi di sforzi, trasposto termico ed elettromagnetismo.

Un problema ingegneristico, in generale, consiste nella modellazione numerica di un determinato problema fisico, associato ad un determinato set di equazioni differenziali alle derivate parziali che, in molti casi di uso pratico, non risultano facilmente risolvibili in forma chiusa o esatta.

Un possibile approccio consiste nel fornire una soluzione numerica approssimata in punti discreti chiamati nodi. Il primo passo di qualunque procedura numerica consiste, quindi, nel processo di discretizzazione, in cui il continuo viene suddiviso in sotto-regioni chiamate elementi.

Le due metodologie principali di discretizzazione sono rispettivamente differenze finite ed elementi finiti.

Il metodo degli elementi finiti, oggetto del presente capitolo utilizza una cosiddetta formulazione integrale per ridurre il set di equazioni differenziali, rappresentanti il fenomeno fisico, ad un sistema di equazioni algebriche cercando di rappresentare la soluzione approssimata mediante una funzione continua valutata per ogni singolo elemento nodale. La soluzione completa del problema è ottenuta connettendo e assemblando le soluzioni individuali nel rispetto di continuità e relazioni vincolari tra elementi nodali.

Metodo agli elementi finiti

Il metodo degli elementi finiti viene utilizzato per la soluzione approssimata dei problemi della meccanica del continuo, descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali (EDP), riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche.

I metodi tradizionali applicano direttamente alla struttura le equazioni della meccanica del continuo, mentre il metodo agli elementi finiti prevede la creazione di un modello discreto costituito da elementi strutturali, detti *elementi finiti*, collegati tra loro mediante determinati punti detti *nodi*.

La scelta del tipo e del numero di elementi è uno degli aspetti fondamentali dell'analisi FEM; da essa, infatti, dipende l'accuratezza della soluzione. È importante considerare che, aumentando la densità degli elementi, in generale l'approssimazione della soluzione migliora a fronte, però, di un aumento del costo computazionale del problema.

Nel nostro caso ci si occupa di problemi di meccanica delle strutture lineari elastiche in campo statico.

Il metodo utilizza la teoria dell'elasticità per valutare gli spostamenti generati dall'applicazione di carichi e forze sul singolo elemento finito, considerato come isolato dal resto del sistema. I carichi esterni e le forze reciproche scambiate tra elementi adiacenti vengono rappresentati mediante un sistema discreto di forze, applicate in corrispondenza dei punti nodali.

L'obiettivo è di arrivare a esprimere il problema mediante la relazione di rigidità:

$$\{F\} = [K]\{u\} \quad [59]$$

dove

$\{F\}$ = Vettore delle forze nodali

$\{u\}$ = Vettore degli spostamenti nodali

$[K]$ = Matrice di rigidezza dell'elemento. È considerata costante, assumendo un comportamento elastico e lineare del materiale e considerando solo piccole deformazioni.

e di ricavare delle relazioni che permettano di esprimere il campo degli spostamenti, deformazioni e tensioni in tutto l'elemento, a partire dai valori degli spostamenti nodali e sulla base dei vincoli e delle forze nodali applicate dall'esterno.

Il procedimento logico per la risoluzione del problema appare identico per ciascuno degli elementi che vengono esaminati ed è basato sui seguenti passi fondamentali:

1. *Identificare e descrivere l'elemento.*

Per ciascun punto dell'elemento si descrive l'entità dei suoi spostamenti attraverso le componenti del vettore $\{\delta\}$. In particolare per ciascun nodo i si potrà scrivere un vettore degli spostamenti $\{u_i\}$ e un vettore delle forze applicate $\{F_i\}$. Tali vettori, combinati sequenzialmente secondo l'ordine di numerazione dei nodi dell'elemento, vengono a formare il vettore degli spostamenti nodali e il vettore delle forze nodali.

$$\{u\} = \{\{u_1\}, \{u_2\}, \dots, \{u_n\}\}^T \quad [60]$$

$$\{F\} = \{\{F_1\}, \{F_2\}, \dots, \{F_n\}\}^T \quad [61]$$

dove n è il numero di nodi dell'elemento.

2. *Scegliere un'opportuna funzione per approssimare il campo degli spostamenti per ogni punto dell'elemento*

La funzione scelta è generalmente di tipo polinomiale. Indicando con δ_i lo spostamento i -esimo, per ciascun punto dell'elemento si potrà scrivere:

$$\delta_1(x_k) = \alpha_1 \Phi_{11}(x_k) + \alpha_2 \Phi_{12}(x_k) + \dots + \alpha_n \Phi_{1n}(x_k) \quad [62]$$

$$\delta_2(x_k) = \alpha_1 \Phi_{21}(x_k) + \alpha_2 \Phi_{22}(x_k) + \dots + \alpha_n \Phi_{2n}(x_k) \quad [63]$$

...

$$\delta_i(x_k) = \alpha_1 \Phi_{i1}(x_k) + \alpha_2 \Phi_{i2}(x_k) + \dots + \alpha_n \Phi_{in}(x_k) \quad [64]$$

...

dove x_k sono le coordinate del punto considerato nel sistema di riferimento locale, Φ_{ij} sono le funzioni polinomiali scelte calcolate in tal punto e α_j sono i coefficienti della combinazione lineare delle funzioni. Riscrivendo il tutto in forma matriciale si ha

$$\{\delta(x_k)\} = [\Phi(x_k)]\{\alpha\} \quad [65]$$

3. Legare il campo degli spostamenti dell'elemento agli spostamenti nodali

La funzione [7] scelta per descrivere il campo degli spostamenti deve essere tale da assumere proprio i valori degli spostamenti nodali. Viene, quindi, calcolata sostituendo alle coordinate x_k le coordinate dei nodi. Tale condizione permette di calcolare il valore dei coefficienti α_j incogniti. Il risultato di questo calcolo può essere scritto nella seguente forma matriciale:

$$\{u\} = [\Phi(x_k)]\{\alpha\} = [A]\{\alpha\} \quad [66]$$

dove la matrice $[A]$ raccoglie il valore delle funzioni Φ_{ij} calcolate nei vari nodi. La matrice $[A]$ è una matrice quadrata e può essere invertita ottenendo

$$\{\alpha\} = [A]^{-1}\{u\} \quad [67]$$

che consente di ricavare i coefficienti α_j della combinazione lineare e, di conseguenza caratterizzare l'intero campo degli spostamenti di ogni punto dell'elemento. Il campo degli spostamenti può quindi essere descritto in funzione degli spostamenti nodali come

$$\{\delta(x_k)\} = [\Phi(x_k)][A]^{-1}\{u\} = [N(x_k)]\{u\} \quad [68]$$

dove la matrice $[N(x_k)]$ raccoglie le funzioni, dette funzioni di forma che, moltiplicate per i valori degli spostamenti nodali descrivono il campo degli spostamenti. Esse rappresentano le funzioni utilizzate per approssimare l'incognita e sono di tipo polinomiale.

La definizione di [10] a partire da [7] consente di passare da funzioni di approssimazione del campo degli spostamenti a funzioni di interpolazione degli spostamenti nodali.

4. Legare il campo degli spostamenti dell'elemento agli spostamenti nodali

In ogni punto dell'elemento, a seguito dell'applicazione del campo degli spostamenti, il materiale è sottoposto a deformazione. L'entità di questa deformazione, per la quale si applicano la teoria

dell'elasticità, può essere espressa con un vettore $\{\varepsilon(x_k)\}$ le cui componenti sono funzione delle coordinate x_k del punto considerato. Il vettore $\{\varepsilon(x_k)\}$ esprime, quindi, il campo delle deformazioni.

Ricordando l'espressione [68] si può scrivere la relazione

$$\{\varepsilon(x_k)\} = [B]\{u\} \quad [69]$$

dove la matrice $[B]$, i cui termini sono in generale funzioni di x_k , raccoglie le funzioni che derivano dalle operazioni di differenziazione delle funzioni di forma N . La matrice $[B]$ esprime la dipendenza del campo delle deformazioni dagli spostamenti nodali.

5. Scrivere il legame tra il campo delle tensioni e il campo delle deformazioni dell'elemento

In ogni punto dell'elemento, in conseguenza della presenza di un campo di deformazioni, il materiale è sottoposto a tensioni. La misura di queste tensioni può essere espressa con un vettore $\{\sigma(x_k)\}$ le cui componenti sono funzione delle coordinate x_k del punto considerato. Le componenti del vettore $\{\sigma(x_k)\}$ sono legate alle componenti del vettore $\{\varepsilon(x_k)\}$ delle deformazioni tramite una matrice che contiene le caratteristiche elastiche del materiale ed eventualmente le caratteristiche geometriche della sezione dell'elemento.

$$\{\sigma(x_k)\} = [D]\{\varepsilon(x_k)\} \quad [70]$$

La matrice $[D]$ esprime il legame tra tensioni e deformazioni e viene detta matrice di rigidità o di elasticità del materiale; essa è una matrice quadrata.

6. Ricavare i carichi nodali equivalenti al campo degli spostamenti e scrivere la matrice di rigidità dell'elemento

Si vogliono ora determinare le forze nodali equivalenti al campo delle tensioni $\{\sigma(x_k)\}$ generate dal campo degli spostamenti $\{\delta\}$ e quindi dagli spostamenti nodali $\{u\}$. Poiché gli elementi si scambiano forze solo attraverso i nodi che hanno in comune, tale operazione può essere fatta applicando principi di natura energetica, come *principio dei lavori virtuali*. L'equazione dei lavori virtuali stabilisce che, se una struttura in equilibrio (in tal caso un elemento finito) viene sottoposta ad un campo di spostamenti qualsiasi, il lavoro totale virtuale eseguito dalle forze esterne applicate alla struttura in conseguenza dello spostamento virtuale dei loro punti di applicazione è uguale al lavoro totale virtuale eseguito dalle tensioni interne alla struttura in conseguenza del campo di deformazioni indotte dal campo di spostamenti virtuali compiuti. Si scelga un vettore di spostamenti nodali virtuali $\{u^*\}$.

Il lavoro virtuale eseguito dalle forze esterne vale

$$L_{est} = \{u^*\}^T \{F\} \quad [71]$$

Il campo delle deformazioni virtuali, indotto dagli spostamenti nodali virtuali imposti, può essere calcolato come

$$\{\varepsilon^*\} = [B]\{u^*\} \quad [72]$$

Il lavoro virtuale elementare eseguito dalle tensioni interne alla struttura per ogni volumetto elementare di materiale $dVol$ vale

$$dL_{int} = \{\varepsilon^*\}^T \{\sigma\} dVol \quad [73]$$

che integrato su tutto il volume dell'elemento dà il lavoro totale virtuale interno.

Il campo delle tensioni può essere calcolato come

$$\{\sigma\} = [D][B]\{u\} \quad [74]$$

Il lavoro totale virtuale delle tensioni interne risulta quindi

$$L_{int} = \int \{u^*\}^T [B]^T [D] [B] \{u\} dVol \quad [75]$$

Uguagliando il lavoro virtuale eseguito forze esterne a quello generato dalle tensioni interne, si ottiene

$$\{F\} = \left(\int [B]^T [D] [B] dVol \right) \{u\} \quad [76]$$

Tale relazione confrontata con la relazione di rigidezza $\{F\}=[K]\{u\}$, permette di esplicitare l'espressione della matrice di rigidezza dell'elemento come

$$[K] = \int [B]^T [D] [B] dVol \quad [77]$$

I termini di rigidezza così calcolati dipendono strettamente dalla scelta fatta inizialmente per descrivere il campo degli spostamenti. È importante, quindi, sottolineare che i termini della matrice di rigidezza ottenuti con [11] sono solo valori approssimati. L'approssimazione di questo risultato è

tanto migliore quanto più l'approssimazione del campo di spostamenti fatta attraverso le funzioni di forma é vicina al vero.

7. *Scrivere il campo di tensioni in funzione degli spostamenti nodali*

È utile ricavare una relazione che permette di valutare il campo delle tensioni sulla base degli spostamenti nodali.

$$\{\sigma(x_k)\} = [D][B]\{u\} \rightarrow \{\sigma(x_k)\} = [H]\{u\} \quad [78]$$

Questa relazione viene usata al termine dell'analisi quando, una volta risolto il problema strutturale e quindi calcolati i valori di tutti gli spostamenti nodali della struttura, si riesamina elemento per elemento allo scopo di calcolarne lo stato di tensione.