



**POLITECNICO
MILANO 1863**

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Progettazione ed analisi di una lavatrice domestica a carica frontale

Docente di riferimento: Prof. Di Gialeonardo Egidio

Gianluca Meli

Matr.960063

Samuel Missanelli

Matr.956758

Riccardo Morimondi

Matr.955107

Pietro Nardon

Matr.955788



Anno Accademico 2022/23

1 SOMMARIO

2	Astratto	6
2.1	Introduzione al funzionamento di un lavaggio in una lavatrice domestica a carica frontale.....	6
3	Analisi economica preliminare	8
3.1	Destinazione ed utilizzo della lavatrice	8
3.2	Tecnologia e tipologia di lavaggio	8
3.3	Dimensioni lavatrice	9
3.4	Manutenzione e durata componenti.....	9
3.5	Prezzo del prodotto	10
4	Dimensionamento degli organi di macchina	11
4.1	Motore	11
4.2	Introduzione all'analisi degli organi di macchina.....	13
4.2.1	Condizioni di funzionamento	13
4.2.2	Dati rilevanti per lo studio degli organi – motore elettrico asincrono trifase	13
4.2.3	Dati rilevanti per lo studio degli organi – masse	13
4.3	Trasmissione a cinghia scanalata.....	13
4.3.1	Scelta progettuale	14
4.3.2	Dimensionamento cinghia	14
4.3.3	Forze So ed Sv agenti sulla puleggia.....	16
4.3.4	Verifica velocità cinghia.....	17
4.3.5	Scelta cinghia.....	17
4.3.6	Immagini e tabelle utilizzate per i calcoli	19
4.4	Albero, crociera	23
4.4.1	Carichi e coppie agenti sull'albero	23
4.4.2	Azioni interne e reazioni vincolari sull'albero	24
4.4.3	Scelta del materiale.....	26
4.4.4	Pre-dimensionamento albero	27
4.4.5	Verifiche sull'albero	27
4.4.6	Immagini e tabelle utilizzate per i calcoli	38
4.5	Cuscinetti	41
4.5.1	Cuscinetto nella sezione B	41
4.5.2	Cuscinetto nella sezione A.....	43
4.5.3	Immagini e tabelle utilizzate per i calcoli	45
4.6	Collegamento albero – mozzo	48
4.6.1	Analisi organi filettati	48
4.6.2	Analisi linguetta.....	52

4.6.3	Immagini e tabelle utilizzate per i calcoli	54
4.7	Tenute	55
5	Modellazione di una lavatrice a carica frontale	56
5.1	Creazione dei modelli	56
5.1.1	Realtà	56
5.1.2	Assunzioni	57
5.1.3	Modelli.....	60
5.1.4	Camminamento.....	63
5.2	Risultati e discussione	65
5.2.1	FRF – Funzione di Risposta in Frequenza.....	65
5.2.2	EDM - Asse Verticale.....	66
5.2.3	EDM - Asse Orizzontale.....	67
5.2.4	Smorzatori	68
5.3	Riferimenti & bibliografia	69
6	Elementi complementari	70
6.1	Pompa, tubazioni	70
6.2	Resistenza termica	75
7	Fattibilità tecnologica	76
7.1	Processi di lavorazione – Globale.....	76
7.2	Processi di lavorazione - Gruppo Vasca	78
8	Analisi dei consumi	80
8.1	Ipotesi considerate	80
8.2	Analisi per vari cicli di lavaggio.....	81
8.2.1	Ciclo di lavaggio di cotone a 40°C e mezzo carico	81
8.2.2	Consumi fase di centrifuga	81
8.2.3	Ciclo di lavaggio di cotone a 60°C e mezzo carico	82
8.2.4	Ciclo di lavaggio di cotone a 60°C e pieno carico	84
8.3	Definizione classe energetica	86
9	Tavole tecniche.....	87
10	Riferimenti & Bibliografia	96

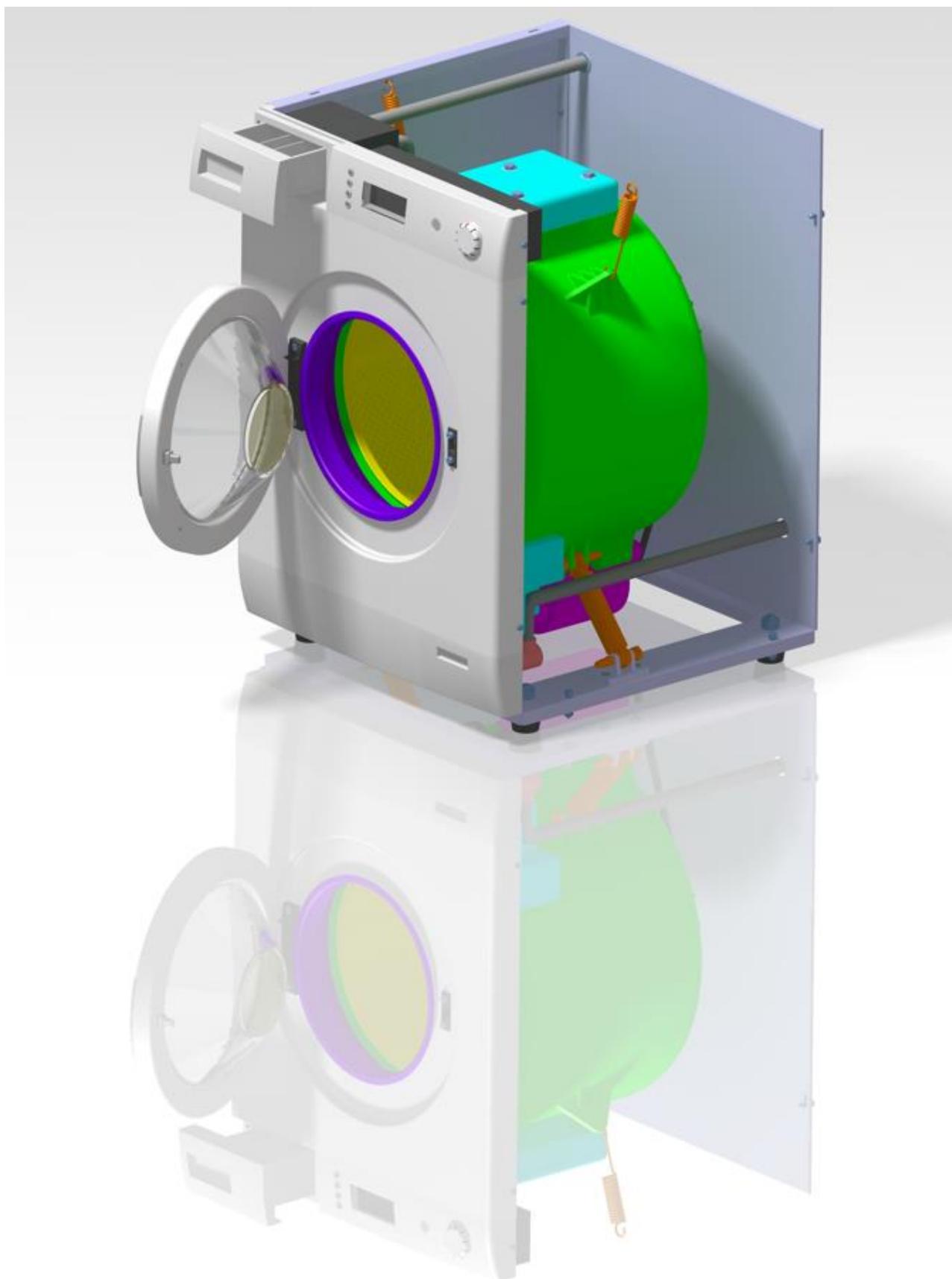


Figura 1 - Render del prodotto finito

2 ASTRATTO

2.1 INTRODUZIONE AL FUNZIONAMENTO DI UN LAVAGGIO IN UNA LAVATRICE DOMESTICA A CARICA FRONTALE

Aspetto preliminare fondamentale e necessario per tutti gli studi che seguiranno, è la massima comprensione possibile del funzionamento di una lavatrice, e delle fasi in cui viene suddiviso tutto il ciclo di lavaggio.

Per questo motivo, la prima fase dello studio è stata caratterizzata dal recupero di una lavatrice in disuso e dal completo smontaggio della stessa, al fine di poter “toccare con mano” tutte le varie parti di cui era composta e capirne appieno i vari concetti alla base delle sue funzionalità. In particolare, questo ci ha permesso di studiarne i vari collegamenti e organi meccanici, osservarne le componenti presenti e il loro montaggio e, infine, misurarne le masse e i volumi. Molte delle verifiche che seguiranno avranno quindi come ipotesi di primo tentativo delle soluzioni simili a quelle osservate sul modello reale. Riportiamo di seguito i dati relativi alla lavatrice in questione.

- Marchio e modello: ELECTROLUX RWF1289EOW
- Carica frontale
- Velocità di centrifuga massima: 1200 rpm
- Temperatura minima/massima: 30/90 °C
- Classe energetica: A+++

Successivamente alla fase di smontaggio e analisi degli organi di macchina, ha inizio la fase di progettazione vera e propria. Basandoci sulla nostra esperienza, su vari cataloghi di lavatrici visti (in particolare quello della lavatrice da noi smontata) e sull’articolo “*Energy and Water Consumption Analysis of Washing Process in a Fully Automatic Washing Machine*” (Beemkumar, 2015) vengono scelte le seguenti ipotesi, che avranno come validità l’intero studio:

- Velocità di centrifuga massima: 1200 rpm
- Temperatura minima/massima di esercizio: 40/80 °C
- Carica frontale

Si noti che la temperatura minima di 40 °C è stata scelta in quanto essere quella più comune tra i lavaggi a bassa temperatura, dove quelli a 30 °C o meno vengono utilizzati solo per casi molto specifici e con carichi piuttosto bassi (ad esempio, camicie in tessuti delicati e solo lievemente sporchi con carico massimo di 1.5 kg); al contempo, consci che anche il lavaggio a 90 °C resta riservato a situazioni particolari e viene utilizzato solo in presenza di panni molto resistenti (come gli asciugamani) e fortemente sporchi, la temperatura massima di 80 °C è stata scelta in ottica cautelativa, in base ad alcune limitazioni che, come si vedrà in seguito, riguarderanno la temperatura massima di esercizio della cinghia.

I lavaggi a 40 °C e 60 °C, nelle varie combinazioni di tessuti e carichi, restano dunque le più frequenti modalità utilizzate comunemente e quotidianamente per quanto riguarda l’ambito domestico: le temperature che considereremo disponibili alla scelta saranno, quindi, 40, 60 e 80 °C.

Si riporta di seguito lo schema di lavaggio da noi ipotizzato, corrispondente alla situazione per noi più critica possibile, ovvero caratterizzata da un carico da 8 kg di panni in cotone, temperatura 80 °C, centrifuga a 1200 rpm.



Consumo totale di acqua: 60 L diviso in due carichi da 30 L, uno per il lavaggio e uno per il riscaquo.
 Dato ottenuto incrociando informazioni da cataloghi e misurazioni/stime volumiche effettuate.

Figura 2 - Ciclo di lavaggio con tempi delle diverse fasi (con ripartizione dei tempi nelle varie fasi del processo)

Si fa notare come, non potendo stabilire né sperimentalmente né con esattezza i vari parametri riguardanti gli organi della lavatrice, la maggior parte delle ipotesi che seguiranno saranno basate su un'analisi di tendenza conservativa, ad esempio approssimando per eccesso i carichi o considerando, ove attuabile, sempre il peggiore dei possibili casi.

3 ANALISI ECONOMICA PRELIMINARE

Le scelte progettuali sono state dettate da una precedente analisi economica del mercato delle lavatrici a livello mondiale ed europeo. L'importanza delle lavatrici nel mercato mondiale è estremamente rilevante, infatti il segmento ha generato ricavi per 77mld \$ solo nel 2023, e tale quota è destinata ad aumentare del 4.02% annuo nel quinquennio 2023 - 2028.

3.1 DESTINAZIONE ED UTILIZZO DELLA LAVATRICE

Inizialmente, è stato determinato il campo di utilizzo della lavatrice stessa, ovvero se destinata a uso domestico o industriale. Si analizzano nello specifico i mercati delle seguenti nazioni: Cina, nonché il maggiore per vendite di lavatrici a livello mondiale, con una quota di mercato di circa 20mld\$; Italia, e Regno Unito (paesi membri del G7 e rappresentativi dell'economia occidentale). Quella cinese è un'economia in forte e rapida espansione, seguita da una rapida urbanizzazione, e trainata dal settore high-tech e dell'elettronica, che ha condotto ad un rapido aumento dell'acquisto di beni di consumo, in particolar modo elettrodomestici. Nel 2006 in Cina, il 61% dei nuclei familiari possedeva una lavatrice, nel 2021 la percentuale è salita al 94%. Seppur in modo meno eclatante, questa tendenza si è registrata anche in Italia e in UK: nel 2006 rispettivamente il 95% e il 93% delle famiglie possedeva una lavatrice; dato salito al 98% per entrambe rispettivamente nel 2022 e nel 2018.

Ulteriore considerazione risiede nel fatto che nel 2020 circa l'80% delle vendite globali di lavatrici, era destinato all'uso domestico, mentre il restante 20% a quello industriale. Da ciò si evince che il mercato delle lavatrici industriali è caratterizzato da volumi di vendita sensibilmente minori rispetto a quello delle lavatrici domestiche. Data questa analisi, si è quindi optato per la progettazione di una lavatrice domestica, al fine di avere una maggior quantità di dati a disposizione e poter idealmente massimizzare le vendite e rispondere più facilmente alla domanda di mercato.

3.2 TECNOLOGIA E TIPOLOGIA DI LAVAGGIO

Le principali tecnologie associate alle lavatrici sono due: carica frontale e carica dall'alto. Nel 2019, a livello globale, il 54.5% delle vendite era caratterizzato da lavatrici a carica frontale, tenendo però in considerazione il fatto che vi sono forti disuguaglianze in base all'area geografica di riferimento. In Europa, oltre il 98% delle lavatrici in uso è ad asse orizzontale, mentre in Giappone il 97%, in Nord America il 90% ed in Australia il 75% delle lavatrici vendute è ad asse verticale. Negli ultimi anni, una crescente sensibilità riguardante i temi dell'inquinamento, del conseguente impatto sul surriscaldamento globale e dei cambiamenti climatici ha guidato i consumatori verso scelte d'acquisto di prodotti caratterizzati dal più basso impatto possibile sull'ambiente e sui consumi di acqua e di elettricità. A titolo esemplificativo, si riporta l'analisi delle vendite delle lavatrici dal 2004 al 2014 in Portogallo: nel 2004 non erano presenti le classi energetiche A++ ed A+++ (si aveva al massimo la A+), mentre nel 2014 oltre il 69% delle vendite erano della classe A+++ e A++, con una complessiva riduzione dei consumi del paese da 282 kWh/anno a circa 196 kWh/anno. Tale tendenza si è verificata in modo abbastanza uniforme in tutta l'UE.

Circa il consumo di acqua, le lavatrici ad asse orizzontale riempiono solo la parte inferiore della vasca, mentre quelle ad asse verticale riempiono d'acqua l'intero cestello e dunque tendono a consumarne maggiori quantitativi.

Per quanto riguarda i consumi di elettricità, questi dipendono sicuramente dalla classe energetica e della modernità dell'elettrodomestico, ma anche dal numero complessivo dei lavaggi per nucleo familiare e dalla temperatura del lavaggio. Le lavatrici ad asse orizzontale possiedono solitamente una temperatura minima tra i vari programmi pari a 30°, il che significa che la macchina utilizza energia elettrica (tramite una resistenza) per poter scaldare acqua. Al contrario, le lavatrici ad asse verticale non possiedono questo sistema integrato, ma possono riscaldare l'acqua mediante risorse esterne non direttamente collegate al macchinario stesso, ed alimentate da svariate fonti (es. gas, carbone, petrolio o pannelli solari). Tuttavia, soprattutto nel sud-est Asiatico e in Giappone la maggior parte dei lavaggi viene eseguito a freddo, per cui inizialmente si potrebbe pensare ad un consumo di energia elettrica complessivo inferiore, ma ciò riguarda solo il singolo lavaggio. Infatti, guardando il numero complessivo di lavaggi per nucleo familiare annui, si può notare come nel 2008, in Europa Occidentale e Orientale fossero rispettivamente 165 e 173, mentre in Giappone 520, in Nord America 289 e in Australia 260 (si ricorda che questi ultimi tre paesi usano principalmente lavatrici ad asse verticale, spesso lavando a freddo). Dall'analisi di questi dati in termini energetici, si può quindi concludere che il consumo complessivo di energia elettrica delle lavatrici ad asse verticale supera del 20% quello delle lavatrici ad asse orizzontale.

Analizzando globalmente i consumi, in ottica di riduzione degli stessi, si è prediletto l'utilizzo della lavatrice a carica frontale. Di conseguenza l'area di maggior interesse per una eventuale vendita del prodotto è principalmente l'Europa sia occidentale che orientale.

3.3 DIMENSIONI LAVATRICE

A livello di dimensioni, si sono analizzate le vendite in base al numero di kg di biancheria che possono essere inseriti all'interno del cestello.

La tendenza all'interno dell'UE è quella di acquistare lavatrici sempre più grandi. Nel 2004 nell'UE, circa il 97% delle lavatrici possedeva una capacità inferiore a 6 kg, mentre nel 2014 la capacità è andata gradualmente aumentando fino ad avere la seguente distribuzione: 41% ≤6 kg, 35% pari a 7kg, 19% pari a 8 kg ed infine 6% superiore a 8kg. Tale tendenza è anche legata alla classe energetica associata alle lavatrici più grandi: sul mercato sono presenti molte lavatrici con elevata capacità di carico, es. 8kg, e con una classe energetica alta, in grado di ottenere minori consumi (una lavatrice con classe A++, consuma mediamente 171 kWh/annui rispetto ad una lavatrice classe A che consuma circa 222 kWh/annui).

Da quest'analisi è stato possibile scegliere, seguendo le esigenze del mercato, una lavatrice con una capacità pari a 8 kg.

3.4 MANUTENZIONE E DURATA COMPONENTI

Mediamente, la durata della vita di elettrodomestici o altre apparecchiature elettroniche ha subito una riduzione negli anni, in quanto le componenti meccaniche (generalmente reperibili ad un costo medio-basso) sono state gradualmente affiancate da componenti elettroniche (ad esempio, schede, batterie al litio e altre apparecchiature di sensoristica), che hanno in media una durata inferiore di circa due anni e un costo superiore. Ad esempio, l'azienda produttrice "Indesit" ha diffuso la notizia secondo la quale si aspettano che la durata di un loro prodotto vada dai 7 agli 8 anni.

Vale la pena notare che anche le garanzie per eventuali guasti si sono ridotte a livello di durata: ad esempio, l'azienda "Miele" offre attualmente garanzie della durata soltanto di 1 anno.

Tali informazioni hanno certamente impattato sulle scelte progettuali, in quanto per evitare l'eccessivo innalzamento dei costi di manutenzione legati a componenti elettroniche, si è preferito reperire solo componentistica di alto livello. Inoltre, tutte le componenti meccaniche saranno dimensionate per una durata minima di sette anni, considerando un utilizzo quotidiano.

È necessario comunque specificare come l'utilizzo che viene fatto dello strumento da parte del consumatore finale sia determinante nella durata effettiva del prodotto.

3.5 PREZZO DEL PRODOTTO

Per quanto riguarda il costo delle lavatrici, prendendo come esempio per l'Europa il mercato danese, il prezzo medio di una lavatrice, aggiornato a febbraio 2023 (e dunque tenente conto dell'inflazione che si attestava al 10% in tutta l'Eurozona), era di circa 490\$: tuttavia, l'aumento del costo delle materie prime, un'inflazione al contempo sempre crescente e l'aumento (sempre più consistente) del grado di automazione del prodotto potrebbero far lievitare il prezzo medio, nel 2028, fino a 560\$.

Sempre nel 2023, globalmente, circa il 70% delle lavatrici vendute era soggetta ad una qualche forma di automazione (completa o parziale), e tale porzione di mercato è destinata sempre ad aumentare fino a raggiungere in pochi anni la quasi totalità dei prodotti venduti – un maggiore grado di automazione potrebbe tramutarsi in un costo sempre maggiore del prodotto.

Dato il potere di acquisto in decrescita delle famiglie, la lavatrice progettata dunque non si proietta all'interno dei prodotti eccessivamente high-tech e top di gamma (tali lavatrici possono raggiungere un costo di circa 1500\$), ma si posiziona all'interno di una fascia media di largo consumo.

4 DIMENSIONAMENTO DEGLI ORGANI DI MACCHINA

4.1 MOTORE

Scopo di questa sezione è dimensionare il motore elettrico (asincrono trifase) in modo tale da consentire il raggiungimento della velocità di centrifuga desiderata (1200 rpm) in un tempo ragionevole.

Al fine di calcolare le inerzie presenti, le masse di nostro interesse sono le seguenti:

- Massa del gruppo albero-cestello
- Massa dei panni umidi uniformemente distribuiti sul cestello
- Massa squilibrata dovuta all'eccentricità dei panni umidi

Per quanto riguarda la massa dei panni distribuiti, poiché per le inerzie si considera unicamente la fase di accelerazione, e considerando che tra 0 rpm e 1200 rpm parte dell'acqua trattenuta dai vestiti viene scaricata, abbiamo ipotizzato, sulla base di dati osservati, una decrescita lineare della massa dei panni umidi a partire da 30 kg (0 rpm) fino a 14 kg (1200 rpm).

Al fine di calcolare il tempo necessario per la fase di accelerazione, si considera la media dell'inerzia (essendo caratterizzata da un andamento lineare).

Un'ulteriore ipotesi viene poi fatta per la distribuzione delle masse nello spazio: non avendo modo di conoscere esattamente la distribuzione della massa nel gruppo albero-cestello, e non avendo a disposizione dati sperimentali specifici riguardanti la distribuzione dei panni all'interno del cestello stesso, si procede, in modo conservativo, ipotizzando che tutte le masse siano omogeneamente distribuite (eccentricità a parte) in un cilindro cavo di diametro esterno pari a 500 mm e spessore pari a 2 mm (dimensioni coincidenti con quelle osservate nella lavatrice da noi smontata).

Si considera, come ipotesi di primo tentativo, un motore con potenza nominale (di targa) simile a quella osservata all'interno della lavatrice da noi smontata (410 W), leggermente superiore date le ipotesi conservative sopra elencate: in base a quanto trovato sul mercato optiamo per un motore da 480 W e velocità angolare massima di 17000 rpm.

Da queste considerazioni, utilizzando i dati sottostanti, si evincono i seguenti calcoli:

- | | |
|----------------------------------|-----------------------------------------|
| • Massa Albero + Cestello: | $m_{albero-cestello} = 4.55 \text{ kg}$ |
| • Massa dei Panni Massima: | $m_{panni_max} = 30 \text{ kg}$ |
| • Massa dei Panni Minima: | $m_{panni_min} = 14 \text{ kg}$ |
| • Massa dei Panni Media: | $m_{panni_media} = 22 \text{ kg}$ |
| • Massa Eccentrica: | $m_{eccentricità} = 0.450 \text{ kg}$ |
| • Raggio Minimo: | $R_{min} = 0.248 \text{ m}$ |
| • Raggio Massimo: | $R_{max} = 0.250 \text{ m}$ |
| • Velocità di rotazione Massima: | $n_{max} = 1200 \text{ rpm}$ |

Calcolo dei momenti di inerzia:

$$I_{cestello} = \frac{1}{2} (m_{panni,media} + m_{albero-cestello}) \cdot (R_{min}^2 + R_{max}^2) = 1.65 \text{ kgm}^2$$

$$I_{eccentricità} = m_{eccentricità} \cdot R_{max}^2 = 0.0281 \text{ kgm}^2$$

$$I_{tot} = I_{cestello} + I_{eccentricità} = 1.68 \text{ kgm}^2$$

Calcolo della velocità angolare massima raggiunta:

$$\omega_{max} = \frac{2\pi n_{max}}{60} = 125.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Non potendo disporre delle curve di coppia caratteristiche del motore, informazioni tipicamente tenute private dalle aziende costruttrici, e tenendo a mente che in una lavatrice la componente elettronica regola l'erogazione della potenza in base alle necessità, ipotizziamo una coppia costante durante tutta la fase di accelerazione. L'unico dato che abbiamo a disposizione è la potenza nominale erogata dal motore e la velocità massima che vogliamo raggiungere, da cui deriva la minima coppia necessaria allo scopo, coppia che consideriamo mantenuta costante. Sempre a scopo cautelativo, si tiene conto anche di una certa perdita energetica dovuta alla trasmissione a cinghia:

$$C_{min} = \frac{P_{nom} \cdot \eta_{cinghia}}{\omega_{max}} = 3.44 \text{ Nm}$$

Con

$$P_{nom} = 480 \text{ W} \text{ e } \eta_{cinghia} = 0.9 \text{ (valori tipici } 0.93 \div 0.97)$$

Una volta trovata la coppia, possiamo calcolare l'accelerazione angolare media:

$$\dot{\omega}_{medio,min} = \frac{C_{min}}{I_{tot}} = 2.05 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

E quindi il tempo massimo necessario per passare da 0 a 1200 rpm:

$$t_{max} = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\dot{\omega}_{medio,min}} = 61.3 \text{ s}$$

Secondo i nostri calcoli, dunque, il tempo necessario per raggiungere il regime di centrifuga è di circa 1 minuto, valore ragionevole, ma che probabilmente nella realtà sarà anche minore, considerando tutte le ipotesi semplificative e conservative assunte durante il nostro studio.

Si conferma, quindi la scelta, del seguente motore:

Marchio	Nidec Sole Motor Corporation S.R.L.
Modello	WU126T50E00
Tipologia	Motore asincrono trifase
Potenza di targa	480 W
Velocità angolare massima	17000 rpm o 1780 rad/s
Altri dati elettrici	230/240 V – 50 Hz



Figura 3 - Dati di targa del motore elettrico

4.2 INTRODUZIONE ALL'ANALISI DEGLI ORGANI DI MACCHINA

4.2.1 Condizioni di funzionamento

Il dimensionamento, la scelta e la verifica dei vari organi di macchina vengono effettuati durante la fase di centrifuga, ovvero in corrispondenza della fase di lavaggio in cui le sollecitazioni e i carichi risultano essere massimi. Si ipotizza, trattandosi di una lavatrice domestica, che questa venga utilizzata quotidianamente, con un tempo di centrifuga pari a dieci minuti. Si ipotizza, inoltre, che il tempo di centrifuga stimato sia suddiviso in un periodo di transitorio di 1 minuto per accelerare, successivamente si hanno 8 minuti in cui il cestello gira alla velocità di 1200 rpm, ed infine un periodo di transitorio di 1 minuto per decelerare.

4.2.2 Dati rilevanti per lo studio degli organi – motore elettrico asincrono trifase

- $P_{nom} = 480 \text{ W}$
- $n_{centrifuga\ motore} = 16\ 200 \text{ rpm}$

4.2.3 Dati rilevanti per lo studio degli organi – masse

- $M_{cestello} = 4.55 \text{ kg}$
- $M_{biancheria\ secca} = 8 \text{ kg}$
- $M_{eccentrica} = 0.45 \text{ kg}$

Si ipotizza che il carico eccentrico sia collocato a metà cestello sul punto più esterno di esso.

4.3 TRASMISSIONE A CINGHIA SCANALATA

Per l'analisi della trasmissione a cinghia, verranno utilizzati i seguenti dati:

- $Rapporto\ di\ trasmissione = 0.074$
- $n_{centrifuga\ cestello} = 1200 \text{ rpm}$
- $T_{max\ esercizio} = 80^\circ C$
- $\mu = 0.3$
- $d_{puleggia\ motore} = d_p = 20 \text{ mm}$
- $D_{puleggia\ utilizzatore} = D_p = 270 \text{ mm}$

È possibile stimare subito, tramite una formula empirica, l'interasse di primo tentativo tra le due pulegge, essendo questo compreso tra i seguenti valori:

$$0.7 \cdot (d_p + D_p) \leq I \leq 2 \cdot (d_p + D_p)$$

Si sceglie come valore di primo tentativo $I = 270 \text{ mm}$ (pari al diametro della puleggia maggiore).

4.3.1 Scelta progettuale

Tra le opzioni esistenti e più diffuse per la realizzazione del sistema di trasmissione della lavatrice, vi sono la trasmissione a cinghia ed il sistema definito “Direct drive”: tuttavia, si ritiene che l'elevato costo di quest'ultimo non compensi i vantaggi offerti, e quindi non si sposi con le scelte di progettazione e di inserimento nel mercato precedentemente elencate.

L'obiettivo è, dunque, la scelta del tipo di cinghia adatta al sistema di trasmissione scelto: per le lavatrici ad uso domestico la scelta migliore risulta essere la cinghia scanalata.

Con il termine cinghia scanalata, V o Poly-V, si intende una cinghia piatta continua, chiusa ad anello, con la presenza di nervature a sezione triangolare, disposte nella parte interna della cinghia. La parte piatta rappresenta l'elemento resistente, mentre le nervature garantiscono aderenza.

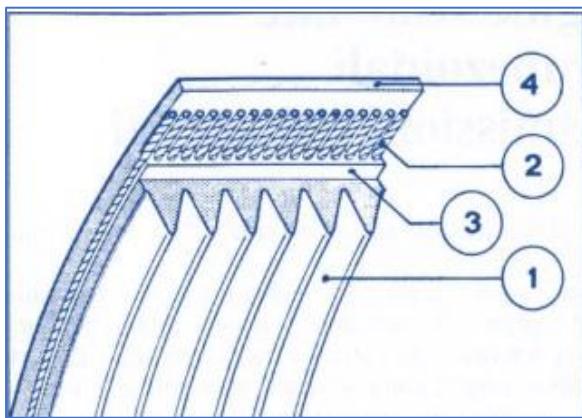


Figura 4 - Elementi cinghia Poly-V a sezione trapezoidale

1. Struttura di base, formata da nervature triangolari
2. Elemento di trazione, costituito da uno strato di corde in poliestere
3. Sede ammortizzante, per smorzare le vibrazioni
4. Copertura, flessibile ma resistente, rinforzata con fibre inserite

4.3.2 Dimensionamento cinghia

N.B. - Le Tabelle citate, da questo paragrafo in poi, sono per lo più raccolte nel paragrafo 4.3.6

Inizialmente, si ottiene attraverso la Tab. 1 il fattore di servizio c_2 , funzione della tipologia del motore e del tipo di servizio che la macchina deve erogare. Partendo dalle condizioni descritte sopra, si ricava il valore

$$c_2 = 1.1$$

Si calcola, successivamente, la potenza di calcolo:

$$P_c = c_2 \cdot P_{nom} = 528 W$$

Il secondo passo è la scelta della tipologia di sezione, che si ottiene dal grafico in Tab.2: essa è funzione della velocità di rotazione della puleggia di dimensione minore (in questo caso lato motore) e della potenza di

calcolo. La tipologia della sezione risulta essere PH quindi, dalla tabella in Tab.3, si ottengono i profili di gola e le relative dimensioni.

È quindi possibile ricavare la potenza trasmissibile dalla cinghia per ogni singola nervatura: la cinghia si avvolge per 180° sulla puleggia e ha una lunghezza prefissata P'_t (Tab.4) in funzione della velocità di rotazione e del diametro della puleggia minore. Si evince che per le cinghie PH il massimo rapporto di trasmissione è di 1:3, mentre per la lavatrice in esame è di circa 0.074, dunque si considera il massimo rapporto tabulato. Risulta, quindi

$$P'_t = 0.31kW = 310W$$

È possibile correggere tale termine di potenza trasmissibile mediante due coefficienti correttivi C_1 e C_3 , anch'essi tabulati. Per poter determinare C_3 è necessario conoscere la lunghezza di cinghia massima L in base all'ingombro e al rapporto di trasmissione, in forma esplicita semplificata, poi da correggere in funzione delle lunghezze disponibili.

Calcolo di L tramite la forma semplificata

$$L = 2I + \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4I} = 1053.4\text{ mm}$$

Dove D_p è il diametro della puleggia condotta, d_p è il diametro di avvolgimento della cinghia sull'albero motore e, infine, I è l'interasse considerato al primo tentativo, posto pari a D_p .

Dunque, da catalogo in Tab.5, per la sezione PH si sceglie il valore di $L_b > L$, $L_b = 1200\text{ mm}$, in base ad esigenze legate alla geometria della vasca, e conseguenzialmente $C_3 = 1.04$.

Sfruttando nuovamente la formula semplificata per la lunghezza, è possibile ricavare il nuovo valore dell'interasse, considerando il valore L_b da catalogo:

$$4I^2 + I[\pi(D_p - d_p) - 2L_b] + (D_p - d_p)^2 = 0$$

Risolvendo l'equazione, la soluzione accettabile è $I = 360.29\text{ mm}$, il cui valore rientra nel range stabilito inizialmente.

In seguito, si ricavano l'angolo di avvolgimento β , attorno alla puleggia minore, dalla seguente equazione:

$$\beta = 2\arccos\left(\frac{D_p - d_p}{2I}\right) \cong 139.40^\circ$$

e l'angolo di cinghia α rispetto all'orizzontale come:

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{D_p - d_p}{2I}\right) \cong 20.30^\circ$$

Sfruttando la tabella in Tab.6,

si ricava il valore del coefficiente correttivo C_1 a partire dal valore di β , da cui risulta che

$$C_1 = 0.89$$

Si ricava così la potenza effettivamente trasmessa dalla singola nervatura come:

$$P_t = P'_t C_1 C_3 \cong 286.94 \text{ W}$$

e di conseguenza il numero di nervature n ,

$$n = \frac{P_c}{P_t} \cong 1.84 = 2$$

Da catalogo, non essendo disponibili 2 sole nervature, si considera un numero di nervature pari a 4.

4.3.3 Forze So ed Sv agenti sulla puleggia

Il valore del tiro da imporre in fase di montaggio della cinghia dipende dalla massima coppia che può essere trasmessa, che può essere calcolata approssimativamente nel seguente modo:

$$\omega_{motore} = \frac{2\pi n_{motore}}{60} = 1696.46 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Da cui

$$C_{m,nom} = \frac{P_{nom}}{\omega_{motore}} \cong 282.94 \text{ Nmm}$$

$$M^* = 1.5 \cdot 1.6 \cdot \frac{P_{nom}}{\omega_{motore,nom}} \cong 679.06 \text{ Nmm}$$

Noto M^* , è possibile calcolare S_o , ovvero il precarico al montaggio, nel seguente modo: esprimendo β in rad, con $\beta=2.43$ rad, si ottiene

$$S_o = \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta} - 1} \cdot \frac{2M^*}{d_p} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta}{2}\right) = 182.19 \text{ N}$$

Successivamente, è possibile ricavare il valore del tiro sul lato lasco e sul lato tesio:

$$\alpha = \frac{\pi - \beta}{2} = 20.30^\circ$$

$$T_t = \frac{1}{2} \left(\frac{S_o}{\cos \alpha} + \frac{2M^*}{d_p} \right) = 799.03 \text{ N}$$

$$T_l = \frac{1}{2} \left(\frac{S_o}{\cos \alpha} - \frac{2M^*}{d_p} \right) = 731.13 \text{ N}$$

È possibile infine calcolare il valore della spinta verticale S_v dalla seguente equazione:

$$S_v = (T_t - T_l) \cdot \sin (\alpha) = 23.56 \text{ N}$$

4.3.4 Verifica velocità cinghia

In base alla differente tipologia di sezione la cinghia può raggiungere determinate v_{max} , e dunque è necessario controllare che $v \leq v_{max}$.

Dalla tabella in Tab.7, si ricava l'altezza della cinghia h_b , nota la tipologia di sezione (PH):

$$h_b = 2.7 \text{ mm}$$

$$n = 16200 \text{ rpm} \text{ (velocità di rotazione lato motore)}$$

$$v = \pi \frac{(d_p + 2 \cdot h_b) \cdot n}{60 \cdot 10^3} = 21.23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Sempre dalla tabella in Tab.7, si ricava che $v_{max} = 60 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, velocità oltre la quale cala la potenza trasmissibile all'utilizzatore. Dal momento che

$$v \leq v_{max}$$

la condizione risulta verificata.

4.3.5 Scelta cinghia

Da catalogo, la cinghia scelta è CONTI-V MULTIRIB V-Ribbed Belts 4 PH 1200.

I seguenti grafici rappresentano le forze e i tiri della cinghia, in cui figurano le forze S_o ed S_v , sia in uno schema generale, sia in una rappresentazione sul piano verticale:

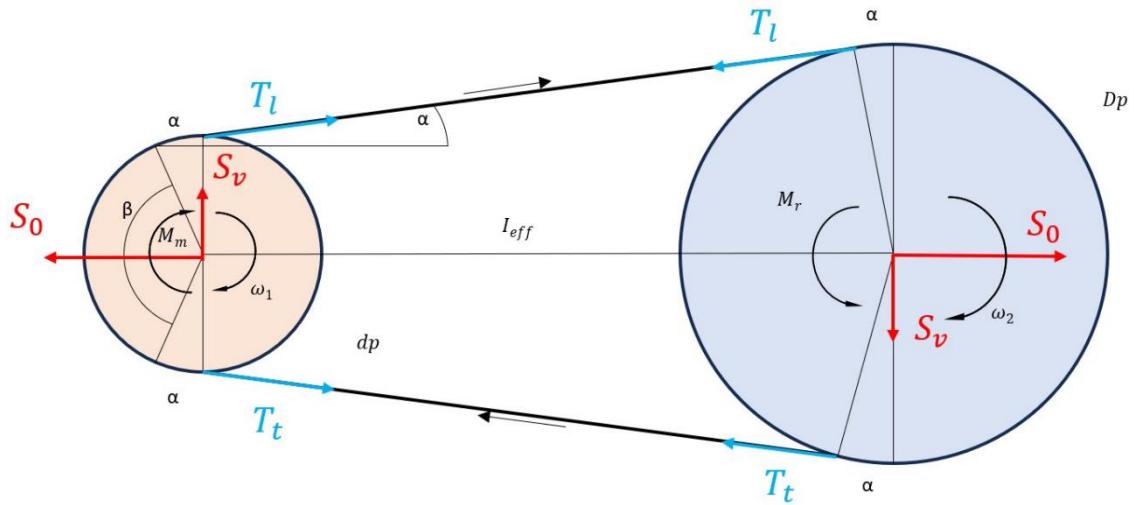


Figura 5 - Forze scambiate tra due puleggi in una trasmissione a cinghia

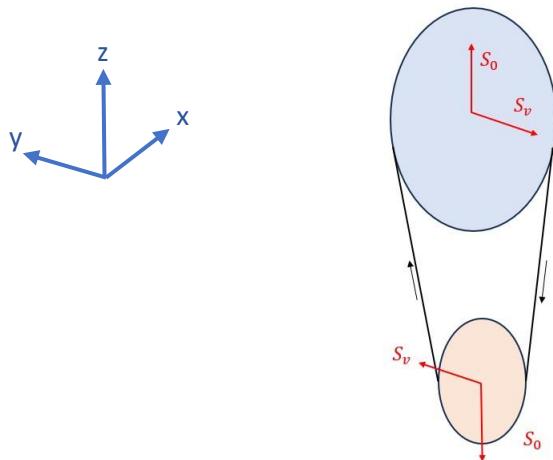


Figura 6 - Forze scambiate tra due puleggi, rappresentazione nel piano verticale

Inoltre, a partire dal rapporto di trasmissione, è possibile ottenere la velocità di rotazione dell'utilizzatore ω_2 in fase di centrifuga:

$$\omega_2 = \omega_1 \tau = 125.67 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Allo stesso tempo è possibile determinare sia la coppia a regime che quella massima:

$$C_{2,nom} = \frac{C_{m,nom}}{\tau} = 3818.4 \text{ Nmm}$$

Tale coppia è stata ottenuta considerando un'efficienza massima, ovvero pari ad 1, della trasmissione a cinghia, la quale in questa situazione fornisce la coppia massima possibile, essendo la potenza meccanica conservata, e il dimensionamento risulterà cautelativo in misura maggiore.

4.3.6 Immagini e tabelle utilizzate per i calcoli

Service factor c_2

Table 20

		Examples of drive motors			AC and threephase AC motors with high torque (over twice the rated torque), e.g. single-phase motors with high torque; DC motors, series wound and compound wound; internal combustion engines and turbines with speeds of 600 rpm and less		
		Operational hours per day			Operational hours per day		
		10 and less	Between 10 and 16	Over 16	10 and less	Between 10 and 16	Over 16
Light-duty drives	Examples of driven machines	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Medium-duty drives	Domestic gadgets (kitchen appliances, washing machines, dryers), centrifugal pumps and compressors, belt conveyors (light load), fans and pumps up to 7.5 kW	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Heavy-duty drives	Sheet steel cutters, presses, chain and belt conveyors (heavy load), vibrating screens, generators, exciters, masticators, machine tools (lathes and grinders), laundry machinery, printing machinery, fans and pumps over 7.5 kW	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra heavy-duty drives	Granulators, piston compressors, heavy-duty overshot loaders and reciprocating conveyors (screw conveyors, apron conveyors, bucket elevators, shovel loaders), elevators, briquetting presses, textile machinery, paper machinery, piston pumps, dredging pumps, reciprocating saws, hammer mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Tabella 1

Choosing the section

Fig. 5

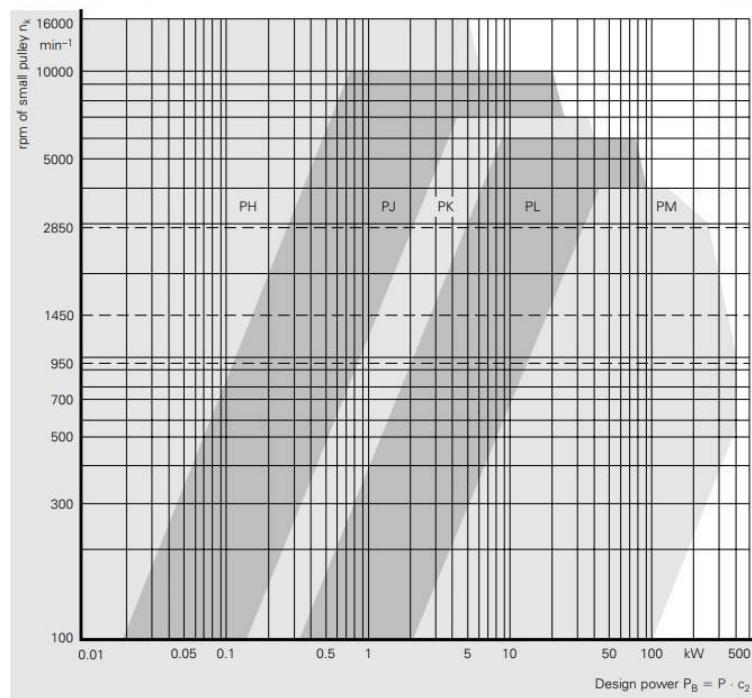
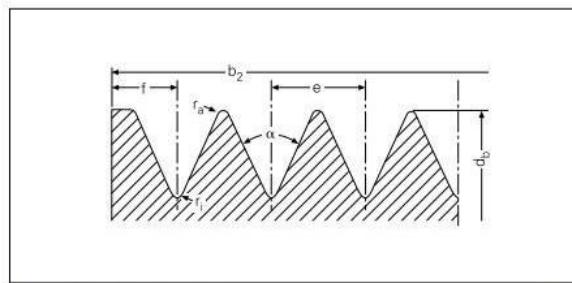


Tabella 2

Sizes



Cross-section of pulley grooves

Fig. 4

Groove profiles and dimensions (dimensions in mm)

Table 5

Section acc.	DIN/ISO designation	PH	PJ	PK	PL	PM	
Groove spacing e		1.60	2.34	3.56	4.70	9.40	
Permissible deviation from e		± 0.03	± 0.03	± 0.05	± 0.05	± 0.08	
Sum of permissible deviations from e		± 0.30	± 0.30	± 0.30	± 0.30	± 0.30	
f_{min}		1.3	1.8	2.5	3.3	6.4	
Groove angle α	$\pm 0.5^\circ$	40°	40°	40°	40°	40°	
Top radius $r_{a\ min}$		0.15	0.20	0.25	0.40	0.75	
Bottom radius $r_{b\ max}$		0.30	0.40	0.50	0.40	0.75	
Minimum effective diameter $d_p\ min$		13	20	45	75	180	
Minimum face width b_2 where number of grooves is z		3 4 5 6 7 8 9 10	5.8 7.4 9.0 10.6 12.2 13.8 15.4 17.0	8.28 10.62 12.96 15.30 17.64 19.98 22.32 24.66	12.12 15.68 19.24 22.80 26.36 29.92 33.48 37.04	16.0 20.7 25.4 30.1 34.8 39.5 44.2 48.9	31.6 41.0 50.4 59.8 69.2 78.6 88.0 97.4
$b_2 = (z - 1) \cdot e + 2f$							

Tabella 3

Power capacity rating P_R for CONTI-V MULTIRIB® Belt – Section PH

Table 25

d_{bh} mm	i or	Rpm of the small pulley n_E (min^{-1})																	
		200	400	700	950	1200	1450	2000	2850	3500	5000	6000	7000	8000	9000	10000	12000	14000	16000
13	1.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08
	1.05	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.09	0.09
	1.20	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11
	1.50	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.06	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12
	3.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13
	1.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.10	0.12	0.13	0.14
15	1.05	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14
	1.20	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.14	0.15	0.16
	1.50	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.18	0.17
	3.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.18
	1.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.18	0.19
17	1.05	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.07	0.09	0.10	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18	0.20
	1.20	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20	0.21
	1.50	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.10	0.11	0.13	0.14	0.15	0.16	0.19	0.21	0.23
	3.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.22	0.24
	1.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.22	0.24
20	1.50	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.07	0.09	0.12	0.13	0.15	0.17	0.18	0.20	0.23	0.25	0.27
	1.20	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.06	0.08	0.09	0.12	0.14	0.16	0.18	0.19	0.21	0.24	0.27	0.29
	1.50	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.06	0.08	0.09	0.13	0.15	0.16	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30
	3.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	0.22	0.26	0.28	0.31
	1.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.10	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.27	0.30	0.32
22.5	1.05	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.07	0.09	0.10	0.14	0.16	0.18	0.21	0.22	0.24	0.28	0.31	0.33
	1.20	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.07	0.09	0.11	0.15	0.17	0.19	0.21	0.23	0.25	0.29	0.32	0.35
	1.50	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.07	0.09	0.11	0.15	0.17	0.20	0.22	0.24	0.26	0.30	0.33	0.36
	3.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05	0.07	0.10	0.11	0.15	0.18	0.20	0.22	0.25	0.27	0.31	0.34	0.37
	1.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	0.19	0.21	0.24	0.26	0.28	0.32	0.35	0.38
25	1.05	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	0.19	0.22	0.24	0.26	0.29	0.32	0.36	0.39
	1.20	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.11	0.13	0.17	0.20	0.22	0.25	0.27	0.30	0.34	0.37	0.40
	1.50	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.11	0.13	0.17	0.20	0.23	0.25	0.28	0.30	0.35	0.38	0.42
	3.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.11	0.13	0.18	0.21	0.23	0.26	0.28	0.31	0.35	0.39	0.43

Tabella 4

Length factor c_3

Table 21

CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PH																		
L_b mm	400	500	610	730	870	1020	1100	1200	1280	1320	1400	1550	1750	1900	2200	2500		
c_3	0.81	0.85	0.89	0.93	0.97	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.07	1.09	1.12	1.14	1.17	1.20		
CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PJ																		
L_b mm	356	406	483	610	723	864	1016	1105	1200	1280	1321	1397	1549	1752	1895	2210	2490	
c_3	0.78	0.81	0.85	0.89	0.93	0.97	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.07	1.09	1.12	1.14	1.17	1.20	
CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PK																		
L_b mm	550	698	755	812	855	900	955	1000	1050	1100	1150	1200	1300	1400	1500	1985	2100	2255
c_3	0.78	0.83	0.84	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.96	0.97	0.99	1.04	1.06	1.07
CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PL																		
L_b mm	1041	1270	1397	1562	1715	1841	1981	2095	2195	2325	2515	2745	2920	3125	3490	4050	4620	6095
c_3	0.86	0.89	0.91	0.94	0.96	0.97	0.99	1.00	1.01	1.02	1.04	1.06	1.07	1.09	1.11	1.15	1.18	1.24
CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PM																		
L_b mm	2285	2515	2695	2830	3010	3325	3530	4090	4470	4650	5030	6120	6885	7645	9170	10695	12215	16785
c_3	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.96	0.97	1.00	1.02	1.03	1.05	1.09	1.12	1.14	1.18	1.22	1.25	1.30

Tabella 5

Power correction factor c_1 for arc of contact

Table 19

Arc of contact β °(degrees)	Power correction factor c_1 for arc of contact	Arc of contact β °(degrees)	Power correction factor c_1 for arc of contact
201	1.04	142	0.90
198	1.04	139	0.89
195	1.03	136	0.87
192	1.03	133	0.87
189	1.02	130	0.86
186	1.01	127	0.85
183	1.01	123	0.83
180	1.00	120	0.82
177	0.99	117	0.81
174	0.99	113	0.79
171	0.98	109	0.78
169	0.97	106	0.76
166	0.97	103	0.75
163	0.96	100	0.74
160	0.95	96	0.72
157	0.94	92	0.69
154	0.93	88	0.67
151	0.92	84	0.66
148	0.92	80	0.64
145	0.91	77	0.62

Tabella 6

Characteristic sizes

Section	DIN/ISO designation	PH
Rib spacing s	mm	1.60
Belt height h ≈	mm	2.7
Effective line differential h_b	mm	0.8
Back height h_r	mm	1.0
Minimum pulley diameter $d_b \text{ min}$	mm	13
Maximum belt speed v_{\max}	m/s	60
Weight per rib	kg/m	0.005
Effective length range L_b	from mm	1140
	to mm	1992

*Values for truncated profile.

Tabella 7

4.4 ALBERO, CROCIERA

4.4.1 Carichi e coppie agenti sull'albero

Si procede ora con l'analisi delle forze agenti sull'albero.

In primo luogo, si procede con l'analisi delle forze agenti sul cestello ed il loro trasporto sull'albero stesso (vedi figura 7). Tra le forze agenti sul cestello figurano la forza peso (P), dovuta alla massa del cestello e a quella dei panni umidi, e la forza centrifuga (F_c), causata dall'eccentricità creata dai panni stessi.

In particolare, la stima del peso dei panni umidi è stata fatta consultando studi circa l'umidità residua in essi e l'acqua presente nella vasca in fase di centrifuga.

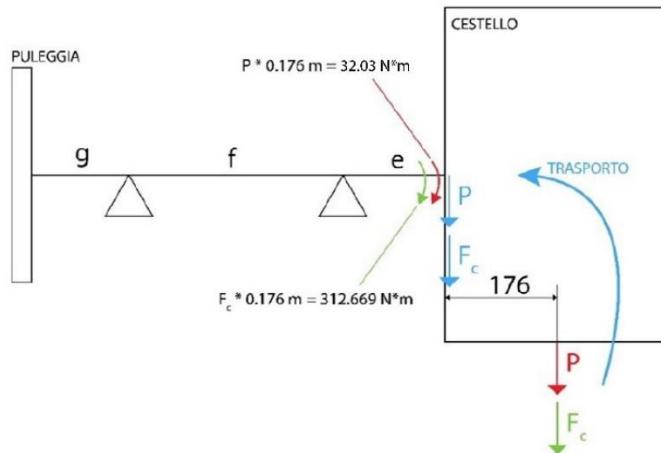


Figura 7 – Forze agenti nel cestello della lavatrice ed il loro trasporto sull'albero

Le forze agenti sul cestello vengono quindi trasportate, come nella figura sopra, sull'albero utilizzatore, generando un corrispondente momento di trasporto.

Si ottiene:

- $M_b = M_{biancheria\ umida} = M_{biancheria\ secca} + M_{acqua} = 14\ kg$
- $P = (M_{cestello} + M_b) \cdot g = 181.98\ N$
- $F_c = M_{eccentricità} \cdot R \cdot \omega_2^2 = 1776.53\ N$

È ora possibile, facendo riferimento alla figura 8, separare i contributi delle forze agenti sull'albero in forze fisse e forze rotanti nello spazio.

- S_o, S_v, P - forze *fisse* nello spazio, quindi *rotanti* in sezione
- F_c - forze *rotanti* nello spazio, quindi *fisse* in sezione

Si fa notare che S_o e S_v si considerano, a scopo cautelativo, applicate all'estremità dell'albero invece che nel punto esatto dove è presente la puleggia.

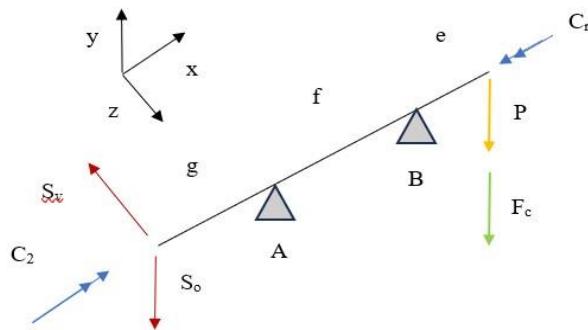


Figura 8 - Forze agenti sull'albero utilizzatore

Si considerino i seguenti valori geometrici:

- $g = 29.5 \text{ mm}$
- $f = 60.5 \text{ mm}$
- $e = 24 \text{ mm}$

Mentre, per le forze e coppie agenti:

- $S_o = 182.19 \text{ N}$
- $S_v = 23.56 \text{ N}$
- $C_2 = 3818.4 \text{ Nmm}$

4.4.2 Azioni interne e reazioni vincolari sull'albero

4.4.2.1 Forze fisse nello spazio (rotanti rispetto alla sezione)

Si evidenziano i valori delle reazioni vincolari ai cuscinetti A e B dovute alle forze fisse nello spazio (per completezza, sono state inserite anch'esse nel disegno):

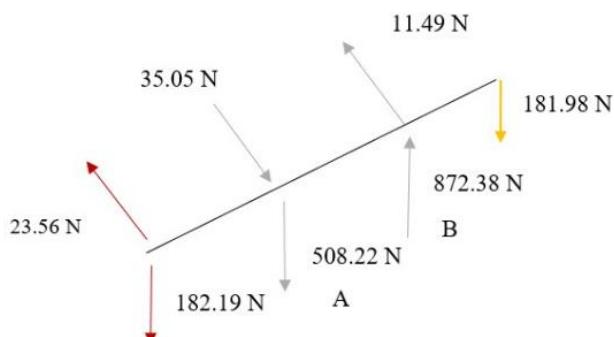
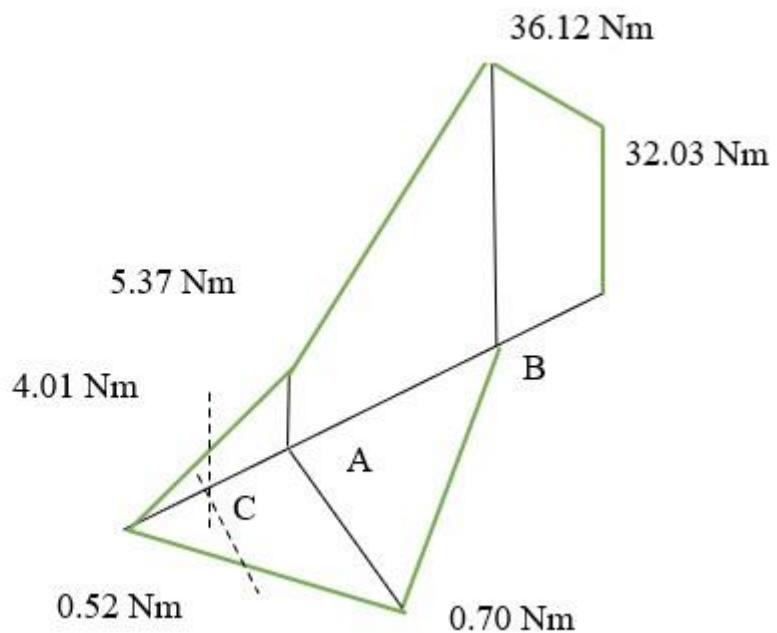


Figura 9 - Reazioni vincolari ai cuscinetti dovute alle forze fisse nello spazio

Si vanno quindi a tracciare i grafici delle azioni interne agenti sull'albero:

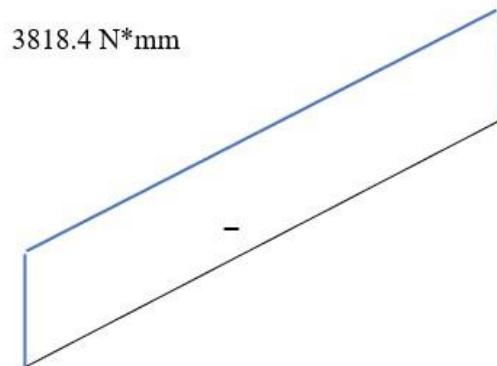
Mf

Convezione positivo quando il momento tende le fibre inferiori.



Mt

Positivo quando uscente.



4.4.2.2 Forze rotanti nello spazio (fisse rispetto alla sezione)

Si evidenziano i valori delle reazioni vincolari ai cuscinetti A e B dovute alle forze rotanti nello spazio (per completezza, sono state inserite anch'esse nel disegno):

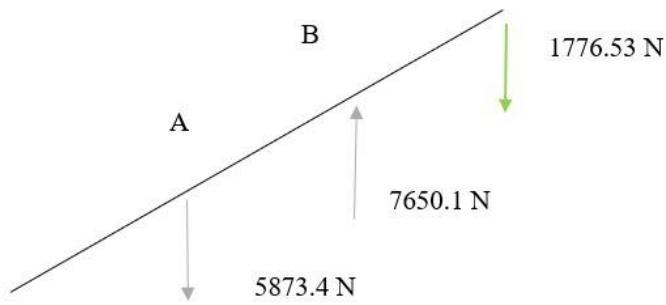
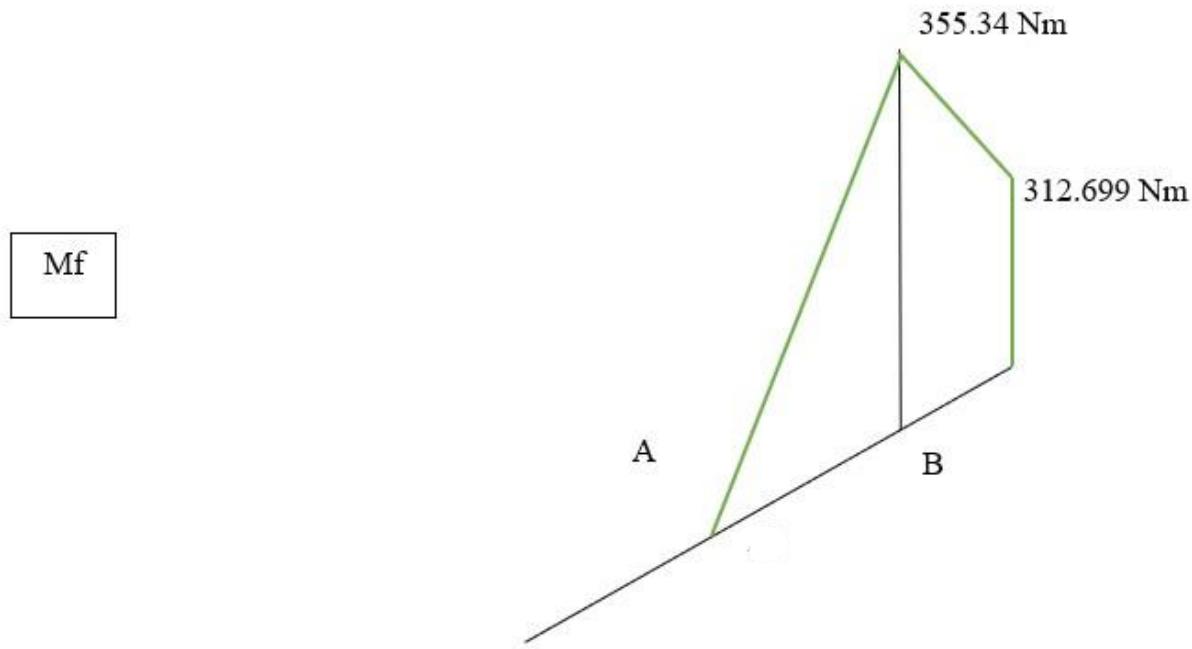


Figura 10 - Carichi provocati dalle forze rotanti nello spazio

Si vanno quindi a tracciare i grafici delle azioni interne agenti sull'albero:



4.4.3 Scelta del materiale

Data la possibile contaminazione dovuta alla presenza di liquidi come acqua e detergente, che possono entrare a contatto con l'albero, si predilige per questa tipologia di applicazione un acciaio che possieda sia ottime proprietà meccaniche (per via dei carichi applicati) che un'elevata resistenza a fenomeni corrosivi (ad esempio, pitting). Si assume, inoltre, che il materiale sia omogeneo ed isotropo.

La scelta ricade sull'acciaio inossidabile austenitico AISI 4340.

Di seguito, in figura.11, sono elencate le sue proprietà meccaniche:

Material	E (Gpa)	μ	Mass density (gr/cm ³)	Yield strength (MPa)	Ultimate tensile strength (MPa)
AISI 4340 Stainless steel	210	0,31	7,85	689	1227

Figura 11 - Proprietà AISI 4340

4.4.4 Pre-dimensionamento albero

L'albero in questione è soggetto sia a torsione che a flessione. Si procede a dimensionare la sezione più sollecitata ponendosi nel caso peggiore, ovvero quando il contributo del momento flettente rotante rispetto alla sezione è allineato con quello fisso. La sezione più sollecitata, nel caso appena descritto, tenendo conto che il momento torcente (Mt) è costante su tutto l'albero, è quella con il momento flettente (Mf) maggiore, ovvero la sezione B.

$$Mf_{max} = Mf_B = Mf_{rot,xy} + Mf_{fisso,xy} = 391.46 \text{ Nm}$$

$$Mf_{eq} = \sqrt{Mf_{max}^2 + \alpha^2 Mt_{max}^2} \cong 391.47 \text{ Nm}$$

dove α^2 è pari a 0.25 per alberi sottoposti a momento torcente costante.

Successivamente, si può calcolare pre-dimensionare il diametro dell'albero nella sezione B

$$\sigma_{amm} = \frac{R_m}{6} = 204.5 \text{ MPa}$$

per cui si ricava

$$d_B \geq 2.17 \sqrt[3]{\frac{Mf_{eq}}{\sigma_{amm}}} \geq 26.94 \text{ mm}$$

Dal catalogo SFK dei cuscinetti, si sceglie il valore di un diametro standard (per i cuscinetti) il più vicino possibile a quello calcolato, cosicché il diametro dell'albero sia già predisposto per l'alloggiamento del cuscinetto stesso: si pone quindi $d_B = 30 \text{ mm}$.

4.4.5 Verifiche sull'albero

4.4.5.1 Verifica statica

Le verifiche statiche saranno eseguite in corrispondenza degli intagli, in quanto nei pressi di tali sezioni vi è una maggiore concentrazione di sforzi.

4.4.5.1.1 Sezione A

La sezione A viene verificata in quanto sede di un cuscinetto (e quindi è zona in cui è presente un intaglio). Analogamente al caso precedente, si procede calcolando:

$$Mf_A = \sqrt{Mf_{xy}^2 + Mf_{xz}^2} \cong 5.42 \text{ Nm}$$

Si calcolano quindi le componenti di sforzo massimo σ e τ :

$$\sigma_{A,max} = 1.6 \frac{32Mf_A}{\pi d_A^3} = 11.04 \text{ MPa}$$

$$\tau_{A,max} = 1.6 \frac{16Mt_A}{\pi d_A^3} = 3.09 \text{ MPa}$$

Si applica il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{A,max}^2 + 3\tau_{A,max}^2} = 12.93 \text{ MPa}$$

Si procede con il calcolo del coefficiente di sicurezza:

$$\eta = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{VM}} = 53.27$$

Si può quindi concludere che la verifica statica in corrispondenza della sezione A è verificata ($\eta > 1.1$).

4.4.5.1.2 Sezione B

La sezione B viene verificata in quanto, come citato in precedenza, è la zona dell'albero dove si hanno i massimi sforzi e, inoltre, è anche sede di un cuscinetto (e quindi è zona in cui è presente un intaglio).

Si calcolano le componenti di sforzo massimo σ e τ :

$$\sigma_{B,max} = 1.6 \frac{32Mf_B}{\pi d_B^3} = 147.03 \text{ MPa}$$

$$\tau_{B,max} = 1.6 \frac{16Mt_B}{\pi d_B^3} = 1.15 \text{ MPa}$$

Dal momento che il materiale scelto è duttile, è possibile accettare una plasticizzazione locale in corrispondenza dell'intaglio dovuto allo spallamento: si pongono quindi i coefficienti d'intaglio tutti con valore unitario.

Essendo più fedele all'evidenza sperimentale, si procede con l'applicazione del criterio di Von Mises, andando a considerare $\sigma_{B,max}$ e $\tau_{B,max}$, precedentemente calcolate:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{B,max}^2 + 3\tau_{B,max}^2} = 236.30 \text{ MPa}$$

di conseguenza, calcolando η , coefficiente di sicurezza

$$\eta = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{VM}} = 2.92$$

Si può quindi concludere che la verifica statica in corrispondenza della sezione B è verificata ($\eta > 1$).

4.4.5.1.3 Sezione C

La sezione C è stata invece sottoposta a verifica in quanto vi è uno spallamento.

Analogamente ai casi precedenti, si procede calcolando:

$$Mf_c = \sqrt{Mf_{xy}^2 + Mf_{xz}^2} \cong 4.04 \text{ Nm}$$

Si calcolano quindi le componenti di sforzo massimo σ e τ :

$$\sigma_{c,max} = 1.6 \frac{32Mf_c}{\pi d_c^3} = 65.87 \text{ MPa}$$

$$\tau_{c,max} = 1.6 \frac{16Mt_c}{\pi d_c^3} = 31.12 \text{ MPa}$$

Si applica il criterio di Vin Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{c,max}^2 + 3\tau_{c,max}^2} = 85.11 \text{ MPa}$$

Si procede con il calcolo del coefficiente di sicurezza:

$$\eta = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{VM}} = 8.10$$

Si può quindi concludere che la verifica statica in corrispondenza della sezione C è verificata ($\eta > 1.1$).

Si inseriscono i seguenti valori all'interno di una tabella riassuntiva:

Sezione	σ_{VM} (MPa)	σ_{sn} (MPa)	η
A	12.93	689	53.27
B	236.30	689	2.92
C	85.11	689	8.10

L'elevato coefficiente di sicurezza, soprattutto in corrispondenza della sezione A, è dovuto principalmente ai seguenti motivi:

- la presenza, in corrispondenza dei supporti, di elevate reazioni vincolari implica l'uso di cuscinetti aventi dimensioni considerevoli – dal momento che i cuscinetti sono montati sull'albero, il diametro dell'albero dovrà necessariamente corrispondere al diametro della pista interna dei cuscinetti scelti
- le elevate proprietà meccaniche dell'acciaio inox contribuiscono ad aumentare il coefficiente di sicurezza

4.4.5.2 Verifica a fatica

Si ipotizza, innanzitutto, con validità per l'intera sezione delle verifiche a fatica, la presenza di pochi avviamimenti e una condizione operativa principalmente stazionaria: partendo da queste ipotesi, si decide di usare i valori di sforzo nominali e non quelli massimi.

Al fine di effettuare le verifiche a fatica, si calcolano ora i coefficienti correttivi necessari per tutte le tre sezioni critiche. Tali coefficienti sono i seguenti:

- b_2 , tiene conto dell'effetto dimensionale (ottenibile dalla tabella 8): all'aumentare delle dimensioni diminuisce la resistenza a fatica
- b_3 , tiene conto dell'effetto della finitura superficiale del componente (ottenibile dalla tabella 9): varia a seconda delle lavorazioni eseguite sull'albero (nel nostro caso, come specificato nel capitolo 7, si è ipotizzata una lavorazione per tornitura)
- q , rappresenta la sensibilità all'intaglio ed il suo valore varia tra 0 e 1 (i parametri con cui è calcolato sono r , raggio di raccordo presente nella sezione considerata, ed a , ottenibile a partire dalla tabella 10 in funzione del carico di rottura del materiale dell'albero)
- K_{tf} , coefficiente di intaglio dovuto alla pura flessione (ottenibile dalla tabella 11)
- K_{tt} , coefficiente di intaglio dovuto alla pura torsione (ottenibile dalla tabella 12)

In tabella sono stati riassunti i valori dei vari coefficienti calcolati per le tre sezioni:

Sezione	b_2	b_3	q	K_{tf}	K_{tt}
A	0.95	0.68	0.86	2.6	1.8
B	0.89	0.68	0.86	2.7	2.1
C	1	0.68	0.86	2.3	1.5

4.4.5.2.1 Sezione B

Data la presenza di forze fisse rispetto alla sezione di riferimento si avrà, oltre che ad una componente alternata σ_a (legata al contributo di forze rotanti rispetto alla sezione), una componente di sforzo medio σ_m .

Di seguito sono espressi i due valori di sforzo:

$$\sigma_a = \frac{32Mf_{rot,b}}{\pi d_b^3} = 13.63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{32Mf_{fisso,b}}{\pi d_b^3} = 134.05 \text{ MPa}$$

Poiché la componente di momento torcente risulta essere costante nel tempo, non vi saranno sono componenti di sforzo alternate, bensì solo una componente media τ_m .

$$\tau_m = \frac{16Mt_{nom}}{\pi d^3} = 0.72 \text{ MPa}$$

Si usano ora i coefficienti correttivi al fine di calcolare il valore limite a fatica $\sigma_{fa,f'}$, in assenza di σ_m :

$$\sigma_{fa,f'} = \frac{\sigma_{fa} b_2 b_3}{K_f} = \frac{0.5 \cdot R_m \cdot b_2 b_3}{1 + q(K_{tf} - 1)} \cong 150.80 \text{ MPa}$$

Data la presenza di una componente media di sforzo, si sfrutta il diagramma di Haigh (Tab.13), per poter ricavare l'effettivo valore σ_{lim} limite a fatica, ottenuto a partire dall'intersezione delle due rette notevoli presenti sul grafico:

$$\sigma_{lim} = R_m \left(\frac{\sigma_a \cdot \sigma_{fa,f'}}{\sigma_m \cdot \sigma_{fa,f'} + \sigma_a \cdot R_m} \right) = 68.26 \text{ MPa}$$

Si procede con il calcolo di una componente di sforzo equivalente mediante l'espressione di Gough-Pollard (nello specifico, si utilizza il caso facente riferimento ad una sistema avente componenti alternate e medie di σ , costanti di τ):

$$\tau_{lim} = \frac{\sigma_{sn}}{\sqrt{3}} = 397.79 \text{ MPa}$$

$$H = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_{lim}} = 0.17$$

$$\sigma_{GP} = \sqrt{\sigma_a^2 + H^2 K_{tt}^2 \tau_m^2} = 13.63 \text{ MPa}$$

Si può calcolare quindi il coefficiente di sicurezza η :

$$\eta = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{GP}} = 5.01$$

Si noti come i ragionamenti che sono stati effettuati per la sezione B, valgono ugualmente per le sezioni A e C, in corrispondenza delle quali vi è però unicamente una componente alternata di sforzo σ_a e una media τ_m . Inoltre, il valore di τ_{lim} è il medesimo per ognuna delle tre sezioni.

Si riportano, per completezza, i calcoli con cui si sono ottenuti i coefficienti di sicurezza nelle sezioni A e C, la cui analisi è stata motivata dalle stesse cause espresse in precedenza nelle sezioni relative alle verifiche statiche delle due sezioni interessate.

4.4.5.2.2 Sezione A

$$\sigma_a = \frac{32Mf_{rot,a}}{\pi d_a^3} = 6.90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{32Mf_{fisso,a}}{\pi d_a^3} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{16Mt_{nom}}{\pi d_a^3} = 2.43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fa,f'} = \frac{\sigma_{fa} b_2 b_3}{K_f} = \frac{0.5 \cdot R_m \cdot b_2 b_3}{1 + q(K_{tf} - 1)} \cong 166.80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{lim} = R_m \left(\frac{\sigma_a \cdot \sigma_{fa,f'}}{\sigma_m \cdot \sigma_{fa,f'} + \sigma_a \cdot R_m} \right) = 166.80 \text{ MPa}$$

$$H = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_m} = 0.42$$

$$\sigma_{GP} = \sqrt{\sigma_a^2 + H^2 K_{tt}^2 \tau_m^2} = 7.14 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{GP}} = 23.36$$

4.4.5.2.3 Sezione C

$$\sigma_a = \frac{32Mf_{rot,c}}{\pi d_c^3} = 41.17 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{32Mf_{fisso,c}}{\pi d_c^3} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{16Mt_{nom}}{\pi d_c^3} = 19.45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fa,f'} = \frac{\sigma_{fa} b_2 b_3}{K_f} = \frac{0.5 \cdot R_m \cdot b_2 b_3}{1 + q(K_{tf} - 1)} \cong 196.97 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{lim} = R_m \left(\frac{\sigma_a \cdot \sigma_{fa,f'}}{\sigma_m \cdot \sigma_{fa,f'} + \sigma_a \cdot R_m} \right) = 196.97 \text{ MPa}$$

$$H = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_{lim}} = 0.50$$

$$\sigma_{GP} = \sqrt{\sigma_a^2 + H^2 K_{tt}^2 \tau_m^2} = 43.63 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{GP}} = 4.51$$

Si riassumono i valori trovati in tabella:

Sezione	σ_{GP} (MPa)	σ_{lim} (MPa)	η
A	7.14	166.80	23.36
B	13.63	68.26	5.01
C	43.63	196.97	4.51

Le motivazioni legate all'elevato coefficiente di sicurezza per la sezione A, sono le medesime elencate per le verifiche statiche.

4.4.5.3 Verifica flessionale

Al fine di verificare la velocità critica flessionale dell'albero è necessario analizzare inizialmente le masse posizionate sullo stesso: sono presenti unicamente la massa della puleggia e quella del cestello (considerato con all'interno i panni umidi), ed in prima approssimazione è possibile considerare unicamente quest'ultima, dal momento che il valore della sua massa è di tre ordini di grandezza maggiore rispetto a quello della puleggia.

Inoltre, si trascura la massa dell'albero.

Si procede con il calcolo della velocità angolare in corrispondenza della quale il sistema entra in condizioni di risonanza flessionale:

A partire dalla linea elastica, si determina la rigidezza flessionale pari a:

$$K_{cestello} = \frac{3EJ}{c^2(c+L)} = 31087381 \frac{N}{m}$$

dove le seguenti grandezze rappresentano, rispettivamente:

- E , modulo elastico del materiale dell'albero;
- J , momento d'inerzia dell'albero;
- c , distanza tra il cestello e il supporto più vicino (ovvero supporto B), il cui valore risulta essere pari a 62 mm
- L , distanza tra i due supporti

Nota la massa M , comprensiva della massa del cestello, dei panni umidi all'interno dello stesso e del massimo quantitativo di acqua nella vasca, risulta:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{K_{cestello}}{M}} = 985.6 \frac{rad}{s}$$

Inoltre, essendo $\omega_{cr} \geq \omega_{albero}$, con ω_{albero} corrispondente alle velocità angolari dell'albero nelle varie fasi di lavaggio, la verifica flessionale risulta verificata.

4.4.5.4 Verifica torsionale

Come per la verifica flessionale, anche per quella torsionale si considera un'unica massa presente sull'albero, ovvero il cestello (considerato nelle stesse condizioni espresse nel paragrafo precedente).

In prima approssimazione, si considera che l'albero abbia un diametro costante e pari a d_{eq} , che può essere calcolato come media pesata dei diametri delle varie sezioni dell'albero stesso per le rispettive lunghezze.

$$d_{eq} = \frac{\sum d_i L_i}{\sum L_i} = 26.23 \text{ mm}$$

La velocità angolare critica torsionale si determina nel seguente modo:

$$\omega_{cr.t} = \sqrt{1000 \frac{G \cdot J_p}{I \cdot l}} = 140 \frac{rad}{s}$$

dove le grandezze nella formula rappresentano, rispettivamente:

- G , modulo elastico tangenziale del materiale dell'albero
- J_p , momento d'inerzia polare
- I , momento d'inerzia
- $l = (g + f + e)$, distanza attraverso la quale l'angolo di torsione sull'albero viene calcolato

Essendo anche qui valido che $\omega_{cr.t} \geq \omega_{albero}$, la verifica torsionale risulta verificata.

4.4.5.5 Verifica freccia massima e rotazioni ai supporti

Al fine di verificare se le rotazioni e le deformazioni (frecce) in corrispondenza dei supporti risultino inferiori ai valori limite, si sfrutta il principio di sovrapposizione degli effetti, partendo dalle tabelle per rotazioni e frecce note in funzione delle tipologie di carico.

Per tutte le casistiche si considereranno i seguenti valori:

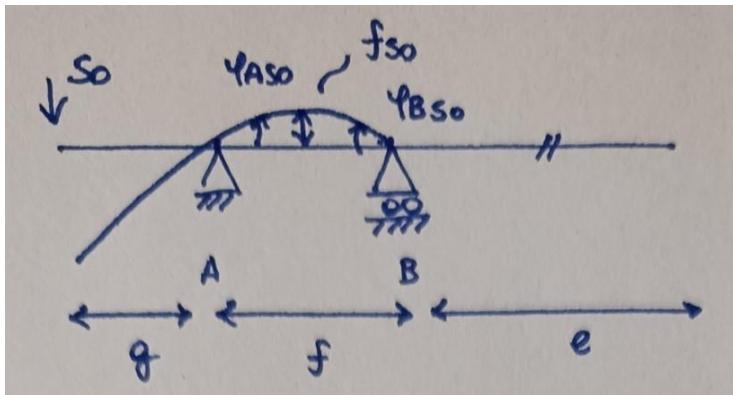
- $E = 210\ 000\ MPa$, modulo di Young del materiale scelto per l'albero (acciaio)
- $d_{eq} = 26.23\ mm$, diametro equivalente dell'albero
- $J = \frac{\pi d_{eq}^4}{64} = 23236.09\ mm^4$, momento d'inerzia della sezione equivalente

Di seguito, si separeranno i contributi di ciascuna forza, dividendo i contributi fissi da quelli rotanti.

Si noti come non siano analizzati i valori delle frecce e delle rotazioni in corrispondenza dei tratti a sbalzo: in tali punti si ottengono valori più alti del limite, ma ciò non pregiudica il corretto funzionamento della lavatrice.

4.4.5.1 Contributi forze rotanti in sezione:

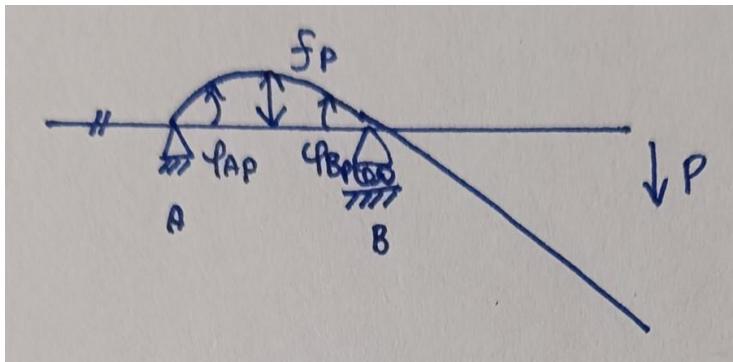
Piano xy



$$f_{so} = -\frac{so * f^2 * g}{9\sqrt{3}EJ} = -2.58610^{-4}\ mm$$

$$\varphi_{B,so} = \frac{so * g * f}{6EJ} = 1.11 * 10^{-5}\ rad$$

$$\varphi_{A,so} = \frac{so * g * f}{3 * EJ} = 2.22 * 10^{-5}\ rad$$

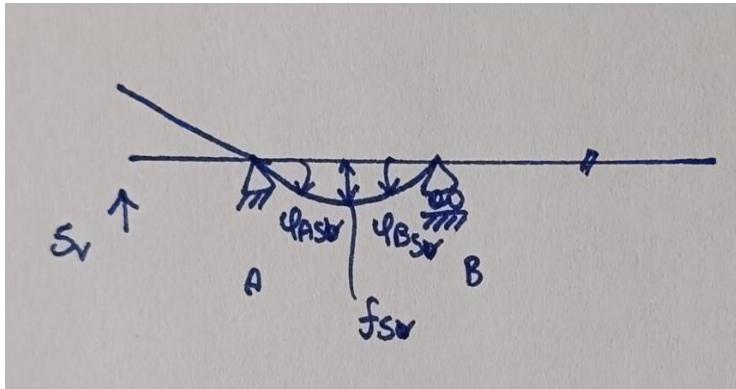


$$f_p = -\frac{P * f^2 * e}{9\sqrt{3} * EJ} = -1.751 * 10^{-3}\ mm$$

$$\varphi_{B,p} = \frac{P * e * f}{3 * EJ} = 1.504 * 10^{-4}\ rad$$

$$\varphi_{A,p} = \frac{P * e * f}{6 * EJ} = 7.52 * 10^{-5}\ rad$$

Piano xz



$$f_{Sv} = -\frac{Sv*f^2*g}{9\sqrt{3}*EJ} = 3.34*10^{-5} \text{ mm}$$

$$\varphi_{B,Sv} = \frac{Sv*g*f}{6*EJ} = -1.436*10^{-6} \text{ rad}$$

$$\varphi_{A,Sv} = \frac{Sv*g*f}{3*EJ} = -2.872*10^{-6} \text{ rad}$$

Calcolo della freccia totale:

$$f_{xy,tot} = f_{xy,P} + f_{xy,So} = 2 * 10^{-3} \text{ mm}$$

$$f_{tot} = \sqrt{f_{xy,tot}^2 + f_{xz,tot}^2} = 2 * 10^{-3} \text{ mm}$$

Calcolo delle rotazioni in A:

$$\varphi_{xy,tot,A} = \varphi_{xy,P,A} + \varphi_{xy,So,A} = 9.74 * 10^{-5} \text{ rad}$$

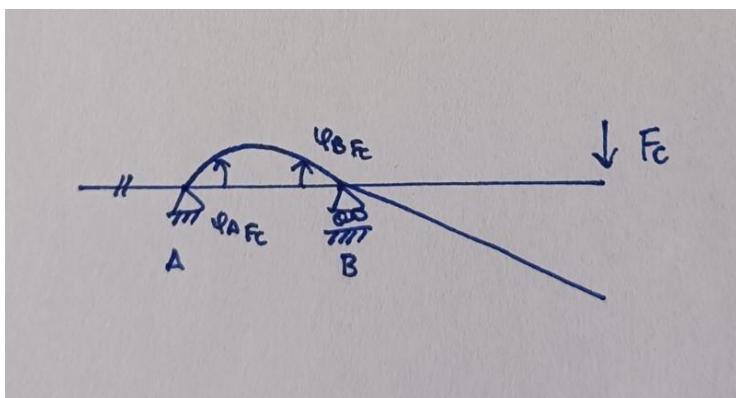
$$\varphi_{rot,A} = \sqrt{\varphi_{xy,tot,A}^2 + \varphi_{xz,tot,A}^2} = 9.744 * 10^{-5} \text{ rad}$$

Calcolo delle rotazioni in B:

$$\varphi_{xy,tot,B} = \varphi_{xy,P,B} + \varphi_{xy,So,B} = 1.615 * 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\varphi_{rot,B} = \sqrt{\varphi_{xy,tot,B}^2 + \varphi_{xz,tot,B}^2} = 1.615 * 10^{-4} \text{ rad}$$

4.4.5.5.2 Contributo forze fisse in sezione:



$$f_{Fc} = -\frac{Fc*f^2*e}{9\sqrt{3}*EJ}$$

$$\varphi_{B,Fc} = \frac{Fc*e*f}{6*EJ}$$

$$\varphi_{A,Fc} = \frac{Fc*e*f}{6*EJ}$$

Calcolo della freccia totale:

$$f_{tot} = \sqrt{f_{xy,tot}^2 + f_{xz,tot}^2} = 0.019 \text{ mm}$$

Calcolo delle rotazioni in A:

$$\varphi_{tot,A} = \varphi_{rot,A} + \varphi_{fisso,A} = 8.314 * 10^4 - 4 \text{ rad}$$

Calcolo delle rotazioni in B:

$$\varphi_{tot,B} = \varphi_{rot,B} + \varphi_{fisso,B} = 1.629 * 10^4 - 3 \text{ rad}$$

4.4.5.5.3 Valori limite

Per le generiche applicazioni meccaniche, si considerano i seguenti valori limite per la freccia e per le rotazioni in corrispondenza di ciascun supporto:

- $f_{lim} = \frac{L}{2000} = 0.03 \text{ mm}$, dove L è la distanza tra i due supporti, in questo caso pari ad $L = 60.5 \text{ mm}$
- $\vartheta_{lim} = 1 \cdot 10^4 - 3 \text{ rad}$

4.4.5.5.4 Verifiche di conformità

- $f_{tot} \leq f_{lim}$
- $\varphi_{tot,A} \leq \vartheta_{lim}$
- $\varphi_{tot,B} \leq \vartheta_{lim}$

Si noti come sia il valore della freccia massima che le rotazioni in corrispondenza del supporto A risultano verificate, mentre le rotazioni massime in B no. Tuttavia, essendo i valori limite ingegneristici ovvero basati sull'esperienza, non essendo questa specificatamente basata sullo studio dell'albero di una lavatrice, e dato che il valore non è troppo lontano dal valore limite, è possibile comunque accettarlo.

4.4.6 Immagini e tabelle utilizzate per i calcoli

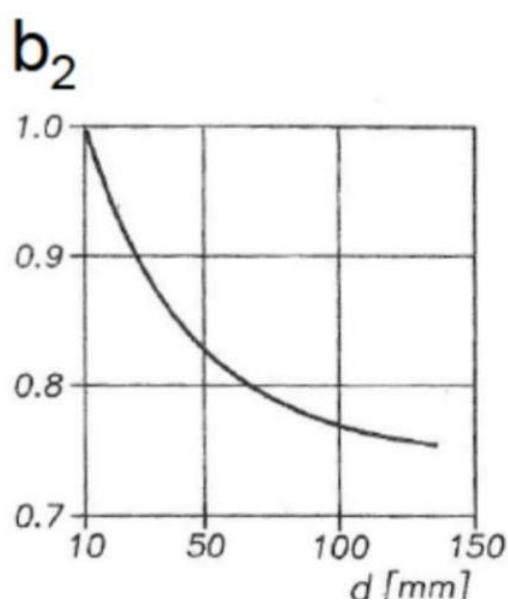


Tabella 8

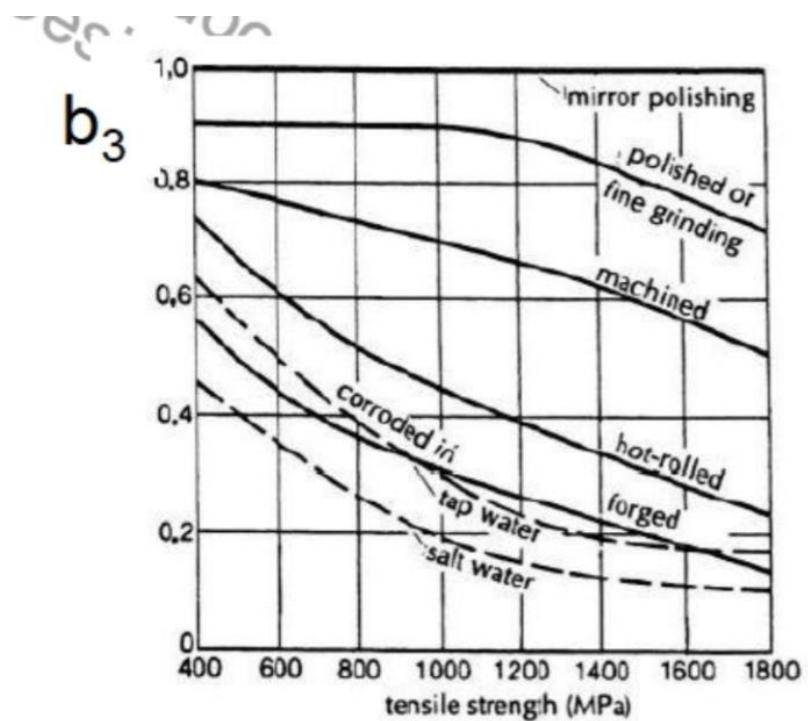


Tabella 9

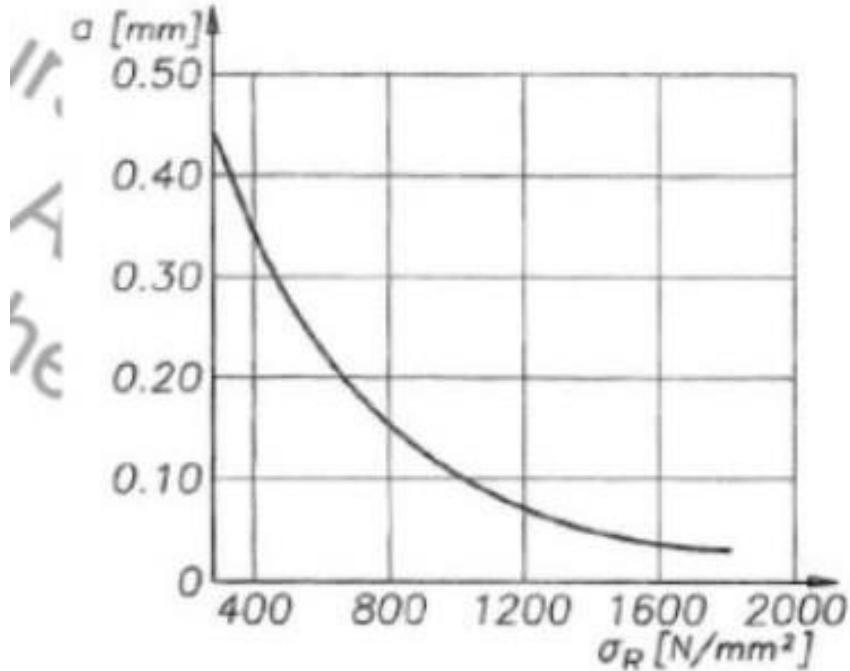


Tabella 10

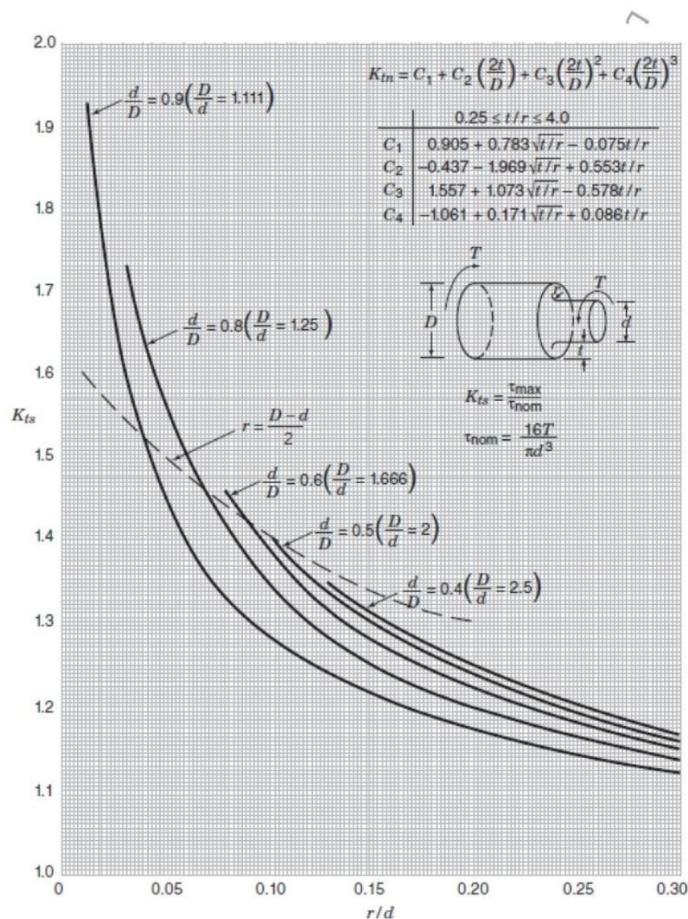


Chart 3.12 Stress concentration factors K_{ts} for torsion of a shaft with a shoulder fillet (data from Matthews and Hooke 1971).

Tabella 11

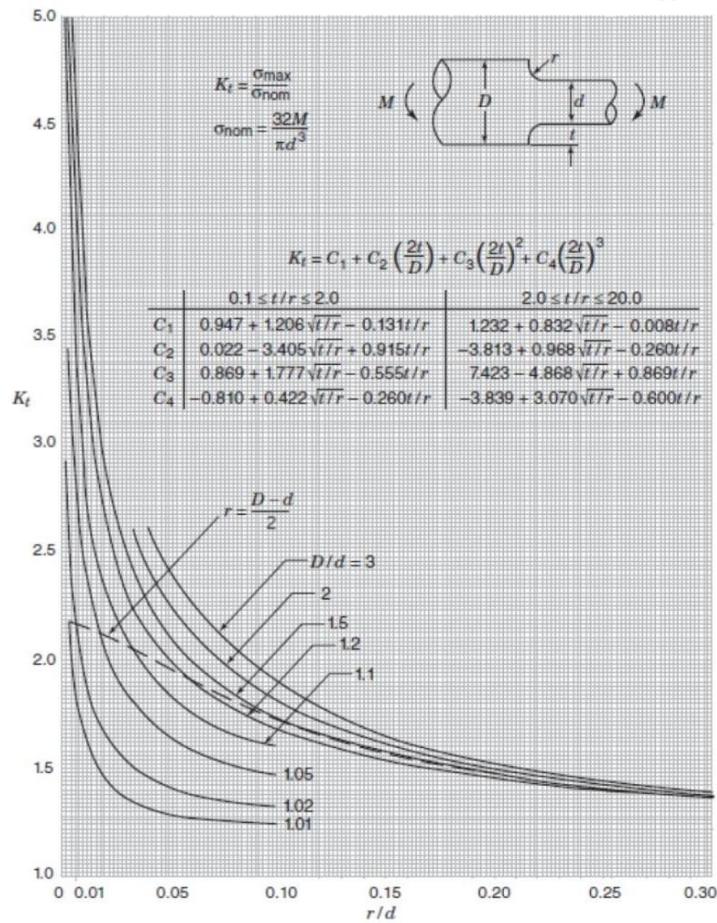
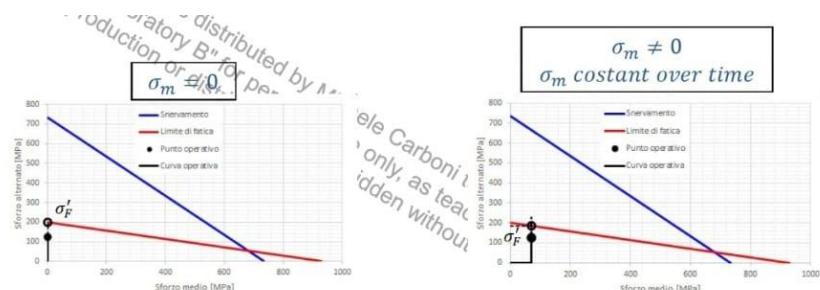


Chart 3.10 Stress concentration factors K_t for bending of a stepped bar of circular cross section with a shoulder fillet (based on photoelastic tests of Leven and Hartman 1951; Wilson and White 1973).

Tabella 12



CASE 1: the mean stress is zero. We fall back into the case of symmetrically alternating stress

CASE 2: the mean stress is not zero, but constant over time, i.e., it does not vary as the externally applied stress varies

Tabella 13

4.5 CUSCINETTI

4.5.1 Cuscinetto nella sezione B

A partire dal predimensionamento dell'albero, in corrispondenza del supporto B, si sceglie un cuscinetto con diametro $d = 30 \text{ mm}$ e, essendo un processo iterativo, da catalogo si considera il cuscinetto SKF 6206-2Z come scelta di primo tentativo.

Tale cuscinetto presenta le seguenti caratteristiche:

- $C = 20.3 \text{ kN}$, carico limite dinamico
- $P_u = 0.475 \text{ kN}$, carico limite a fatica
- $D = 62 \text{ mm}$, diametro esterno

Data la presenza di forze esterne rotanti e fisse in sezione, anche le corrispondenti reazioni vincolari radiali saranno rispettivamente dovute a contributi rotanti e fissi e dunque, al fine di determinare il carico statico di esercizio P , sarà necessario considerare il carico medio F_m , definito come:

$$F_m = f_m(F_1 + F_2)$$

dove $f_m = \frac{F_1}{F_1 + F_2}$, con F_1 carico radiale dovuto a forze fisse rispetto al cuscinetto e F_2 carico radiale dovuto alle forze rotanti rispetto al cuscinetto.

Note le reazioni vincolari è possibile determinare F_1 e F_2 :

$$F_1 = \sqrt{{R_{B,xy}}^2 + {R_{B,yz}}^2} = 872.46 \text{ N}$$

$$F_2 = 7650.10 \text{ N}$$

Da cui si ricava che

$$\frac{F_1}{F_1 + F_2} \cong 0.10$$

Dalla Tab. 14 si ricava quindi che

$$f_m \cong 0.89$$

Da cui

$$F_m = f_m(F_1 + F_2) = 7585.1 \text{ N}$$

Data l'assenza di carichi assiali è possibile imporre che $P = F_m$.

Inoltre, date le condizioni di utilizzo, si va ad ipotizzare una durata $L_{10mh} = 490$ ore e con un'affidabilità pari al 90%, e dunque dalla Tab.15, si ricava che $a_1 = 1$.

Al fine di determinare il coefficiente a_{23} , è innanzitutto necessario scegliere il tipo di lubrificante: in questo specifico caso si sceglie, dal catalogo Mobil, un grasso, nello specifico il “Mobilith SHC Serie 460”, categorizzato ISO VG 460 (in quanto fornisce una maggiore protezione dei cuscinetti sottoposti a carichi elevati con velocità basse o medie in applicazioni in cui la resistenza all'acqua è critica).

Nota la temperatura di esercizio di 80°, consultando il grafico in Tab.16, si ricava il valore della viscosità

$$\nu = 75 \frac{mm^2}{s}$$

Successivamente, si determina il diametro medio del cuscinetto, pari a:

$$d_m = 0.5 \cdot (d + D) = 46 mm$$

e la velocità di rotazione di esercizio

$$n_2 = 1200 rpm$$

Si ricava quindi dal grafico in Tab.17 il valore di viscosità nominale

$$\nu_1 = 18 \frac{mm^2}{s}$$

Di conseguenza il rapporto di viscosità è pari a

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} \cong 4.17$$

E, essendo $k > 4$, considero da tabella $k = 4$ (valore massimo).

Da catalogo SKF, si stima un fattore di contaminazione $\eta c = 0.6$ (Tab.18), ipotizzando una condizione di pulizia standard del cuscinetto, dotato di filtro e con una quantità di grasso sufficiente per tutta la vita.

Risulta che

$$\eta c \frac{P_u}{P} = 0.038$$

e, noto k , consultando il grafico per cuscinetti a sfere (Tab.19) e considerando che si tratta di un cuscinetto di tipo “explorer”, si ricava che

$$a_{23} \cong 1.95$$

con coefficiente $p = 3$, data la tipologia dei cuscinetti stessi.

Infine, è possibile verificare se il carico limite dinamico è compatibile con quello ipotizzato:

$$C_B \geq P \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10mh} \cdot 60 \cdot n}{a_{23} \cdot a_1 \cdot 10^6}} \geq 19912.44 \text{ N}$$

Il carico dinamico del cuscinetto scelto è quindi sufficiente e può essere utilizzato.

4.5.2 Cuscinetto nella sezione A

Si procede in modo analogo alla scelta del cuscinetto in B, scegliendo da catalogo, come primo tentativo, il cuscinetto SKF 6304-2Z, il quale possiede un diametro $d = 20 \text{ mm}$ e presenta le seguenti caratteristiche:

- $C = 16.8 \text{ kN}$
- $P_u = 0.335 \text{ kN}$
- $D = 52 \text{ mm}$

Anche in questo caso si identifica il carico medio F_m , partendo dalle reazioni vincolari e trovando F_1 e F_2 :

$$F_1 = \sqrt{R_{A,xy}^2 + R_{A,yz}^2} = 611.91 \text{ N}$$

$$F_2 = 5872.83 \text{ N}$$

Da cui

$$\frac{F_1}{F_1 + F_2} \cong 0.08$$

per cui dal grafico in (Tab.17), si ricava che

$$f_m \cong 0.93$$

E quindi

$$F_m = f_m(F_1 + F_2) = 5936 \text{ N}$$

Data l'assenza di carichi assiali è possibile imporre che $P = F_m$.

La tipologia di grasso utilizzato, oltre alla durata imposta del cuscinetto possono considerarsi come identici alla casistica in B, dunque si considerano i seguenti valori:

- $L_{10mh} = 490 \text{ ore}$
- $a_1 = 1$
- $\nu = 75 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

Calcolando poi

$$d_m = 0.5 \cdot (d + D) = 36 \text{ mm}$$

e conoscendo

$$n_2 = 1200 \text{ rpm}$$

si ricava dal grafico in (Tab.18) il valore di viscosità nominale, pari a

$$v_1 \cong 22 \frac{mm^2}{s}$$

Di conseguenza il rapporto di viscosità è pari a

$$k = \frac{v}{v_1} \cong 3.4$$

Identicamente, si prende in esame un coefficiente $\eta c = 0.6$, da cui

$$\eta c \frac{P_u}{P} \cong 0.034$$

Noto k , consultando il grafico per cuscinetti a sfere (Tab.19) si ricava che

$$a_{23} \cong 1.7$$

con coefficiente $p = 3$, data la tipologia dei cuscinetti stessi.

Infine, è possibile verificare se il carico limite dinamico è compatibile con quello ipotizzato:

$$C_A \geq P \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10mh} \cdot 60 \cdot n}{a_{23} \cdot a_1 \cdot 10^6}} \geq 16312.58 N$$

Il carico dinamico del cuscinetto scelto è sufficiente e può essere utilizzato.

4.5.3 Immagini e tabelle utilizzate per i calcoli

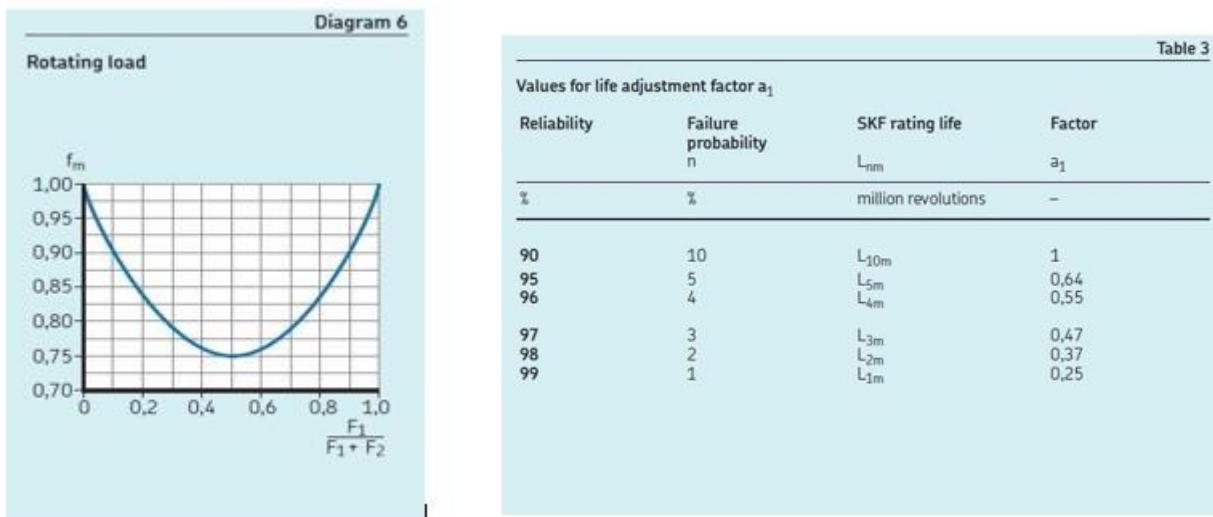


Tabella 15

Tabella 14

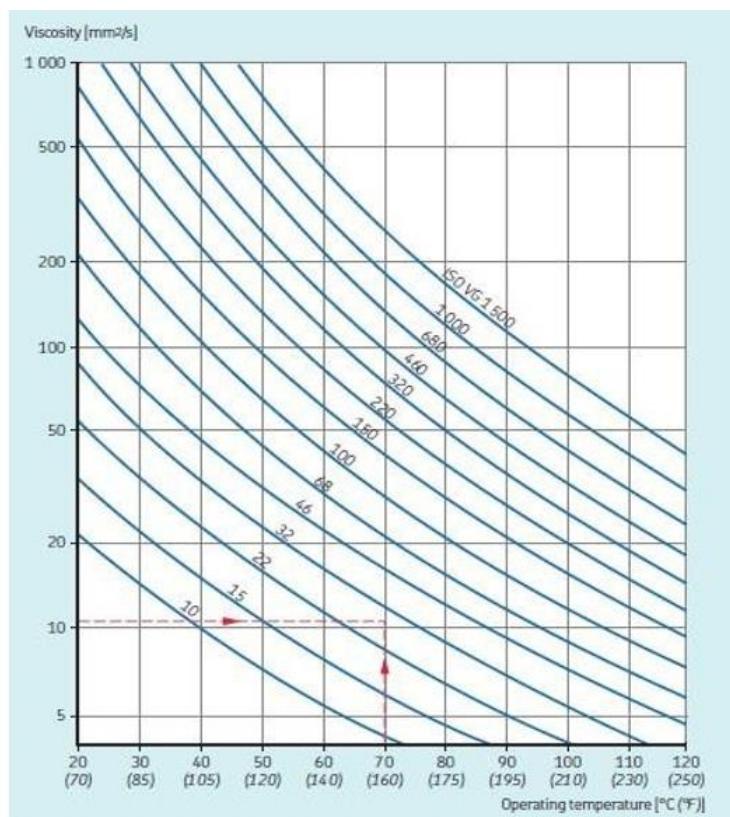


Tabella 16

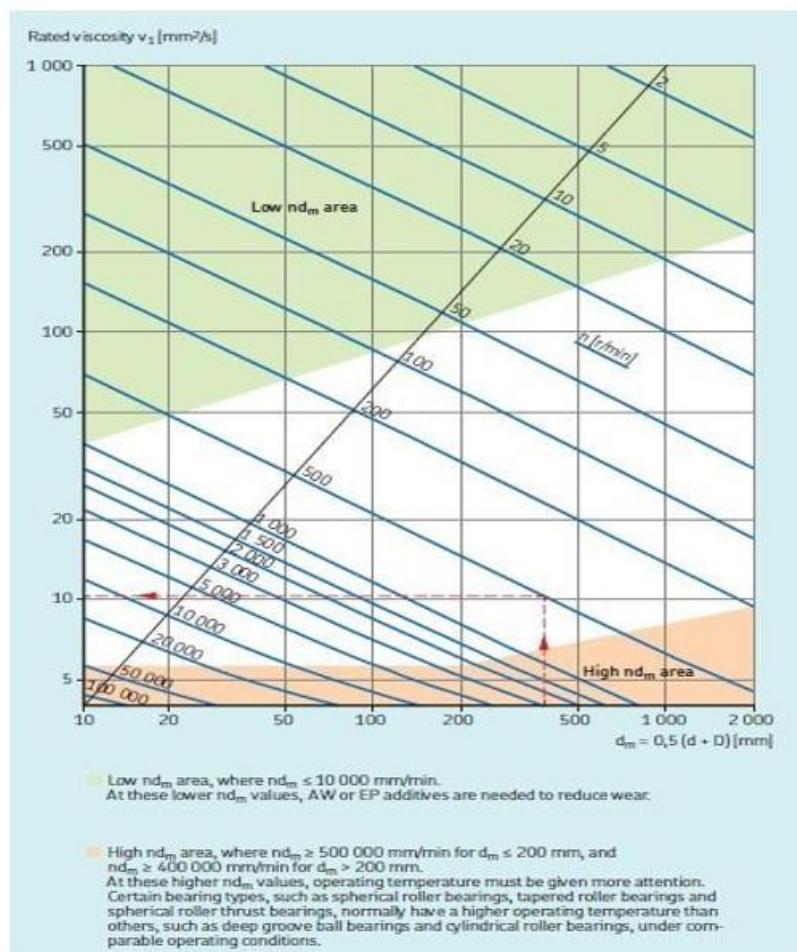


Tabella 17

Table 6

Guideline values for factor η_c for different level of contamination	Factor η_c ¹⁾ for bearings with diameter $d_m < 100$		Factor η_c ¹⁾ for bearings with diameter $d_m \geq 100$ mm	
Extreme cleanliness • Particle size of the order of the lubricant film thickness • Laboratory conditions	1	1		
High cleanliness • Oil filtered through an extremely fine filter • Typical conditions: sealed bearings that are greased for life	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8		
Normal cleanliness • Oil filtered through a fine filter • Typical conditions: shielded bearings that are greased for life	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6		
Slight contamination • Typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and slight ingress of contaminants	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4		
Typical contamination • Typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles, and ingress from surroundings	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2		
Severe contamination • Typical conditions: high levels of contamination due to excessive wear and/or ineffective seals • Bearing arrangement with ineffective or damaged seals	0,1 ... 0	0,1 ... 0		
Very severe contamination • Typical conditions: contamination levels so severe that values of η_c are outside the scale, which significantly reduces the bearing life	0	0		

¹⁾ The scale for η_c refers only to typical solid contaminants. Contamination by water or other fluids detrimental to bearing life is not included. Because of strong abrasive wear in highly contaminated environments ($\eta_c = 0$), the useful life of the bearing can be significantly shorter than the rating life.

Tabella 18

Factor a_{SKF} for radial ball bearings

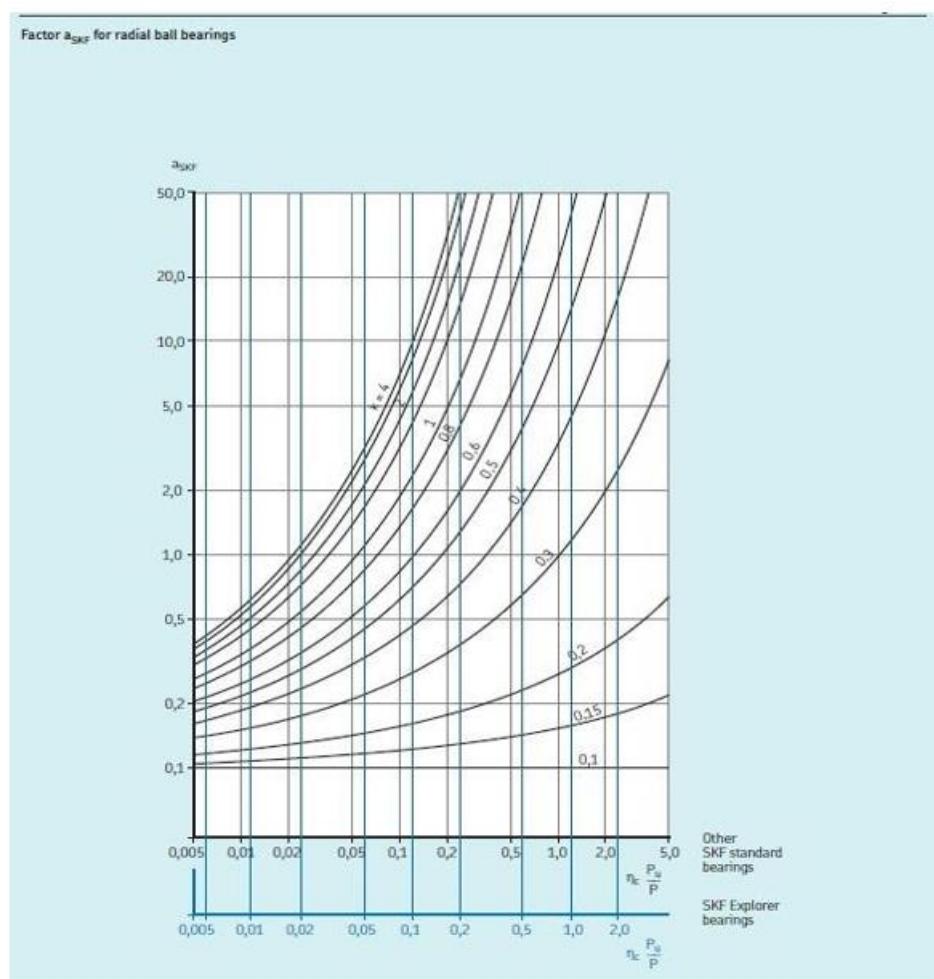


Tabella 19

4.6 COLLEGAMENTO ALBERO – MOZZO

Per quanto concerne l'ultimo tratto di albero, ovvero quello di diametro pari a 10 mm, si ipotizza la presenza di una linguetta di tipo A per la trasmissione della coppia proveniente dalla puleggia (a sua volta trainata dalla cinghia) e di un dado con rosetta avvitato direttamente sull'albero al fine di bloccare la puleggia stessa contro lo spallamento, come visibile nella figura sottostante.

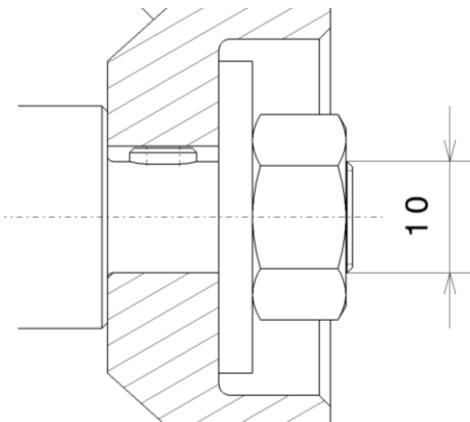


Figura 12 – Collegamento albero - mozzo

Diversamente da quanto assunto nelle sezioni precedenti, poiché si svolge in questa sezione un'analisi locale maggiormente dettagliata e concentrata su questo breve tratto di albero, si trascura l'approssimazione fino ad ora adottata riguardante l'applicazione dei carichi all'estremità dell'albero. Come si evince anche dall'immagine, si ricava che, in base alla disposizione degli organi meccanici in questa zona, i carichi provenienti dalla cinghia sono effettivamente trasmessi attraverso l'area di contatto tra albero e puleggia e pertanto il loro effetto è presente solo nella zona di albero compresa tra la puleggia e il cestello. Ne consegue che per le analisi di questo capitolo saranno presenti solamente il momento torcente proveniente dalla puleggia e i carichi generati dal dado.

4.6.1 Analisi organi filettati

Il diametro del tratto di albero ipotizzato è di 10 mm, da cui segue la scelta di un dado M10 x 1.5 – 10.9, in cui il materiale 10.9 deriva dalla necessità di evitare di avere un dado con uno snervamento inferiore a quello dell'albero filettato. Essendo l'unico compito del dado quello di assicurare il posizionamento della puleggia, verrà applicata ad esso la minima coppia di serraggio che assicuri il non-svitamento del dado, ovvero quella che corrisponde ad una forza di precarico F_s che genera uno sforzo pari al 70% dello snervamento del materiale in questione. Considerando il dado 10.9 in questione, con uno sforzo di snervamento di 940 MPa, e l'albero con uno di 689 MPa, si decide di considerare il 70% di 689 MPa.

Il precarico F_s viene calcolato come:

$$F_s = 0.7 \cdot \sigma_{sn} \cdot A_{res} = 0.7 \cdot \sigma_{sn} \cdot \pi \frac{d_3^2}{4} = 0.7 \cdot 689 \text{ MPa} \cdot \pi \cdot \frac{(8.160 \text{ mm})^2}{4} = 25222 \text{ N}$$

Dove A_{res} è l'area sottoposta allo sforzo e d_3 è il diametro di nocciolo (conservativo in quanto minimo) per una vite M10.

La coppia di serraggio totale è frutto della somma di due contributi: una coppia data dall'attrito tra le facce piane del dado e della rosetta (T_k) e una data dall'attrito tra le filettature (T_{GA}). Si procede al calcolo dei contributi appena citati,

$$T_k = \mu_k F_s \frac{d_m}{2} = 18.9 \text{ Nm}$$

Dove $\mu_k = 0.1$ e $d_m = 1.5 \cdot d$ (con d diametro nominale di 10 mm)

$$T_{GA} = F_s \cdot \tan(\varphi + \rho') \cdot \frac{d_2}{2}$$

Dove d_2 è il diametro primitivo della vite pari a 9.026 mm, mentre φ , definito angolo di elica, è pari a

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{p}{\pi d_2} \right) = 0.053 \text{ rad}$$

Con $p = 1.5 \text{ mm}$ passo della filettatura. Inoltre,

$$\rho' = \tan^{-1} \left(\frac{\mu}{\cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)} \right) = 0.11 \text{ rad}$$

dove $\mu = 0.1$ e $\frac{\alpha}{2} = \frac{\pi}{6}$, pari alla metà dell'angolo al vertice (60° per filettature Metriche ISO).

Ne segue che

$$T_{GA} = 18.7 \text{ Nm}$$

Coppia di serraggio totale:

$$T_A = T_k + T_{GA} = 37.6 \text{ Nm}$$

4.6.1.1 Verifica statica vite

Si esegue dunque la verifica statica della vite, mentre non si effettua quella a fatica essendo assenti i carichi alternati in questa zona dell'albero (si ricorda che si sta considerando il sistema reale, nel quale i carichi alternati sono effettivamente presenti solamente dalla puleggia in poi).

$$\sigma_{max} = \frac{F_s}{\pi \frac{d_3^2}{4}} = 482.3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{16T_{GA}}{\pi d_3^3} = 175.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} = 569.9 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{689 \text{ MPa}}{569.9 \text{ MPa}} = 1.21$$

Una volta completato l'avvitamento, la presenza del dado genera uno sforzo assiale costante lungo tutto il tratto di albero caratterizzato dal diametro di 10 mm. Vanno quindi riformulate le verifiche statica e a fatica viste nel capitolo precedente per tale tratto di albero.

4.6.1.2 Verifica statica albero

Al fine di eseguire un'analisi conservativa, consideriamo la minore sezione disponibile in tutto il tratto con i maggiori carichi agenti in esso. Pur considerando la cava della linguetta sull'albero (profonda 1,8 mm come si vedrà nel paragrafo successivo), la sezione minore resta quella di diametro d_3 nella zona filettata, mentre il carico maggiore è dato dalla somma dello sforzo generato dal dado e dei carichi già visti nella sezione dedicata al dimensionamento dell'albero stesso.

Si riportano dunque i carichi utilizzati in precedenza con l'aggiunta dei carichi generati dal dado.

$$A = \pi \frac{d_3^2}{4} = 52.30 \text{ mm}^2$$

$$Mf_c = 4.04 \text{ Nm}$$

$$Mt_c = 3.82 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{max} = 1.6 \frac{32Mf_c}{\pi d_3^3} + \sigma_{max,vite} = 603.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 1.6 \frac{16Mt_c}{\pi d_3^3} = 57.29 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} = 611.6 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{VM}} = 1.13$$

L'albero, nella sezione considerata, risulta quindi comunque verificato rispetto al caso statico.

4.6.1.3 Verifica a fatica albero

Si riportano i carichi utilizzati precedentemente con l'aggiunta dei carichi generati dal dado.

$$\sigma_a = \frac{32Mf_{rot}}{\pi d^3} = 41.17 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_{max} = 482.3 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{16Mt_{nom}}{\pi d^3} = 19.45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fa,f'} = \frac{\sigma_f a b_2 b_3}{K_f} = \frac{0.5 \cdot R_m \cdot b_2 b_3}{1 + q(K_{tf} - 1)} \cong 196.97 \text{ MPa}$$

Equazione dal diagramma di Haigh:

$$\sigma_a = -\frac{\sigma_{fa,f'}}{R_m} \sigma_m + \sigma_{fa,f'}' = -0.16029 \cdot \sigma_m + 196.97$$

Equazione degli sforzi:

$$\sigma_m = 482.3 \text{ MPa}$$

Da cui:

$$\sigma_{lim} = \sigma_F' = 119.7 \text{ MPa}$$

Successivamente, si calcola σ_{GP} , con $K_{tt} = 1.5$

$$\tau_{lim} = \frac{R_{sn}}{\sqrt{3}} = 397.8 \text{ MPa}$$

$$H = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_{lim}} = 0.3009$$

$$\sigma_{GP}^* = \sqrt{\sigma_a^2 + H^2 K_{tt}^2 \tau_m^2} = 42.10 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{GP}} = 2.843$$

La sezione C resta, quindi, comunque verificata anche nel caso di carichi a fatica.

4.6.2 Analisi linguetta

Considerando il caso reale, introdotto all'inizio di questo capitolo, nel tratto di albero in cui è ricavata la cava della linguetta è presente solamente il momento torcente (costante) oltre allo sforzo assiale generato dal dado (anch'esso costante).

Si eseguono dunque di seguito le verifiche delle pressioni di contatto linguetta-albero e linguetta-mozzo, avendo già eseguito nel paragrafo precedente la verifica statica per questa porzione di albero.

Al fine di poter trasmettere correttamente la coppia tra puleggia e albero, si sfrutta la linguetta denominata A 3x3x6 UNI 6604-69, corrispondente alla dimensione minima (tra le linguette) per alberi con diametro $8 \text{ mm} < d \leq 10 \text{ mm}$.

4.6.2.1 Scelta dei materiali

Vengono usati, per la linguetta e per il mozzo, i materiali indicati in tabella

	Materiale	Proprietà materiale	R_{sn} (MPa)	R_m (MPa)
Linguetta	18NiCrMo5	Duttile	635	830-1130
Mozzo	GJL250	Fragile	325	250-350

4.6.2.2 Verifiche della linguetta

Tra le forme più diffuse di cedimento nel collegamento tramite linguetta vi è sicuramente l'effetto della pressione sui fianchi che, se eccessiva, può provocare il cedimento locale dell'albero.

4.6.2.3 Verifica pressione locale sui fianchi

Si verifica separatamente la pressione locale sui fianchi di linguetta, dell'albero e del mozzo. Il valore della pressione locale ha la seguente espressione:

$$p = \frac{M_t}{z^d} \cdot \frac{1}{L(h-t_i)} \cdot k_{\varphi B}$$

dove i seguenti termini rappresentano:

- M_t , coppia da trasmettere
- z , numero di linguette
- d , diametro albero
- L , lunghezza del mozzo
- h , altezza linguetta scelta
- t_i , profondità della linguetta su albero e mozzo, dove t_1 rappresenta quella sull'albero e t_2 quella sul mozzo, i cui valori si possono ottenere a partire dalla Tab.20
- $k_{\varphi B}$, fattore di frazionamento, il quale tiene conto di una distribuzione non uniforme della pressione su tutti gli elementi di trascinamento e sulla lunghezza

Tale valore di p , viene poi confrontato con il valore limite pari a:

$$p_{lim} = f_s \cdot R_{sn}$$

dove f_s è il fattore di collaborazione, il quale tiene conto dell'effetto di collaborazione in compressione rispetto ai valori di resistenza allo snervamento ottenuti rispetto a prove di trazione, tali valori possono essere ricavati dalla Tab.21.

Si riassumono nella seguente tabella i valori di p , p_{lim} ed il rispettivo S_F per la linguetta l'albero ed il mozzo:

	p (MPa)	R_{sn} (MPa)	f_s	p_{lim} (MPa)	S_F
Linguetta	106.07	635	1	635	5.99
Mozzo	106.07	325	2	650	6.13
Albero	79.55	689	1.2	826.8	10.39

4.6.2.4 Verifica pressione locale sui fianchi a carico massimo

Come per la verifica fatta sopra, si analizza il contributo di pressione locale sui fianchi per linguetta, albero e mozzo separatamente. In questo caso si calcola il valore di pressione locale massima con la stessa espressione della verifica precedente, tuttavia considerando la massima coppia torcente, che si pone pari a 1.6 volte il valore nominale.

Tale valore di pressione va poi confrontato sempre con un valore limite pari a:

$$p_{lim} = f_L(N) \cdot R_{sn}$$

dove in questo caso il fattore di collaborazione è funzione del numero di avviamenti a cui è soggetta la linguetta (ricavabile dalla Tab.22). Considerando il periodo di vita della lavatrice, ipotizzando a scopo cautelativo 3 avviamenti quotidiani, si considerano circa 8500 avviamenti totali.

Si riassumono nella seguente tabella i valori calcolati:

	p (MPa)	R_{sn} (MPa)	f_s	p_{lim} (MPa)	S_F
Linguetta	169.71	635	1.4	889	5.24
Mozzo	169.71	325	1.2	390	2.30
Albero	127.28	689	1.4	964.6	7.58

È possibile quindi concludere che entrambe le tipologie di verifiche sono ampiamente soddisfatte.

4.6.3 Immagini e tabelle utilizzate per i calcoli

1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14		15	
Shaft (see Notes)		Key (see Notes)																											
nominal diameter d		section $b \times h$ width thickness				width b				depth																			
over incl.		nominal key section $b \times h$ width thickness				tolerance for class of fit				depth								radius r											
mm.		mm.		from		nominal		clear and interference		shaft r_1		from		incl.		from		incl.		max.		min.							
6	8	2 × 2	2	+	0.020	+	0.000	-0.004	+	0.012	-0.006	1.2		1		1.2		1.4		0.16	0.08								
	10	3 × 3	3	0	+	0.020	+	-0.020	-0.012	-0.012	-0.011	1.8				1.8				0.16	0.08								
10	12	4 × 4	4									2.5		+ 0.1	0	1.8		+ 0.2	0	0.16	0.08								
12	17	5 × 5	5	+	0.030	+	0.028	0	+ 0.005	-0.005	-0.012	3				2.3				0.25	0.16								
17	22	6 × 6	6	0	+	0.030	+	-0.030	-0.020	-0.012	-0.012	3.5				2.8				0.25	0.16								

NOTE: The tolerances between shaft diameter and key section given above are for general applications. The use of smaller key sections is permitted if suitable for the particular application. It is recommended to standardise when larger diameters are required; for example to minimise costs when many different sizes of shafts and keys are required. The use of larger key sections which are standardised in accordance with the ISO standard is not recommended, as unusual disposition of key in shaft will relate to the hub eccentricity. Therefore, dimensions $d - l_1$ and $d + l_2$ should be modified to accommodate this relationship. The use of larger key sections which are standardised in accordance with the ISO standard is not recommended.

* The limits for tolerance Δ_d are quoted from [ISO 8751-2](#) "ISO limits and fits". to three significant figures.

All dimensions in millimetres																														
1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14				
Width b		Thickness h		Chamfer α				Range of lengths p																						
mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)	mm.	tol. (mm)			
2	0	2	0	0.025	0	0.16	0	0.16	0.025	0.16	0.25	6		20																
3		3										0.16		0.25	6		36													
4	0	4	0									0.16		0.25	8		45													
5	-0.030	5	0	-0.030	0	0.16	-0.030	0.25	0.40	10		56																		
6	0	6	0									0.40		14	70															

* See Table 9 for preferred lengths of keys.

Tabella 20

Component	Material	f_s
Key	Carbon steel, quenched and tempered steel	1.0
Shaft	Carbon steel, quenched and tempered steel, case-hardened steel, cast iron GJS, cast iron GS	1.2
	Cast iron GJL	1.0
Hub	Carbon steel, quenched and tempered steel, case-hardened steel, cast iron GJS, cast iron GS	1.5
	Cast iron GJL	2.0

Tabella 21

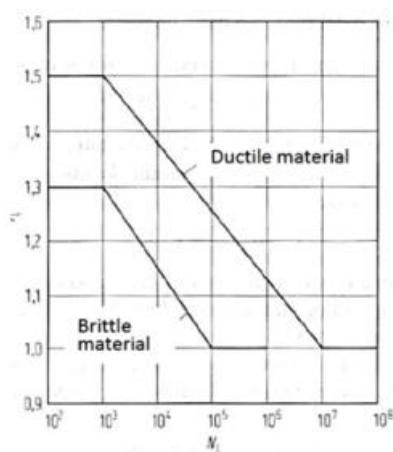


Tabella 22

4.7 TENUTE

Essendo la lavatrice un elettrodomestico che per sua natura si trova costantemente a dover lavorare in presenza dell'acqua, ed essendo quest'ultima uno dei principali fattori che portano all'ossidazione dei metalli, risulta fondamentale scegliere, oltre ad un acciaio adatto all'applicazione (come visto nei paragrafi precedenti), il più appropriato organo di tenuta possibile che sia in grado di bloccare l'acqua all'interno della zona del cestello ed evitare che trafilino verso l'albero.

A tal proposito si utilizza nuovamente il catalogo SKF.

Tra i macro-gruppi proposti dalla casa produttrice, si sceglie le *tenute per la trasmissione di potenza*, essendo proprio questo lo scopo dell'albero su cui deve agire la nostra tenuta. A questo punto si opta per la categoria *tenute radiali per alberi*. All'interno di tale categoria, ci affidiamo alla gamma dedicata alle applicazioni più comuni, essendo tutte le altre destinate a casi specifichi o pressioni particolarmente elevate: la scelta ricade dunque sulle serie HMS5 e HMSA10, “*tenute radiali standard con diametro esterno in gomma per applicazioni industriali generiche*”.

La tenuta si posiziona tra il cuscinetto maggiore (SKF 6206-2Z), il cui diametro esterno è di 62 mm, e la crociera, che resterà a contatto con l'acqua. L'obiettivo è quello di cercare una tenuta che abbia un diametro esterno maggiore di 62 mm in modo da poter creare un alloggiamento apposito nel mozzo e contestualmente semplificare il processo di montaggio del cuscinetto. Il diametro interno deve invece restare a contatto con l'albero, il quale, in questa zona, presenta un diametro di 40 mm, dovuto alla presenza dello spallamento per il cuscinetto stesso.

Considerando tutte le informazioni appena riportate, la scelta finale ricade sulla seguente tenuta:

SKF 40X65X10 HMS5 RG, con le seguenti specifiche:

- Temperatura di esercizio: $-40^{\circ}\text{C} < T < 100^{\circ}\text{C}$ (120°C per previ periodi)
- Massima velocità tangenziale: $6.93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- Massima velocità angolare: 3300 rpm
- Differenza di pressione massima: 0.05 MPa

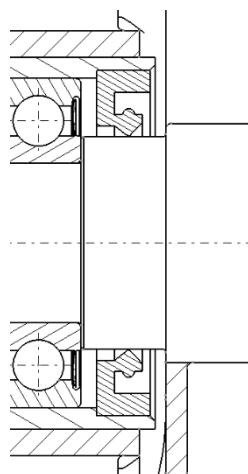


Figura 13 - Tenuta

5 MODELLAZIONE DI UNA LAVATRICE A CARICA FRONTALE

Scopo di questa sezione è lo studio del moto e delle forze agenti sulla lavatrice durante il suo utilizzo, al fine di ottimizzarne la massa e scegliere gli elementi elastici e dissipativi più adatti alla configurazione utilizzata.

5.1 CREAZIONE DEI MODELLI

5.1.1 Realtà

La lavatrice è una macchina composta, in prima approssimazione, da due corpi distinti che interagiscono tra di loro: il cabinet ed il gruppo vasca. Quest'ultimo è il corpo nel quale vengono generate le forze necessarie al funzionamento della macchina stessa, che vengono poi trasmesse al cabinet attraverso gli elementi elastici (molle) e dissipativi (smorzatori a frizione), generalmente entrambi presenti in numero pari a due. In particolare, il gruppo vasca è assimilabile ad un corpo rigido nello spazio, ed in quanto tale, possiede sei gradi di libertà: tre traslazionali e tre rotazionali.

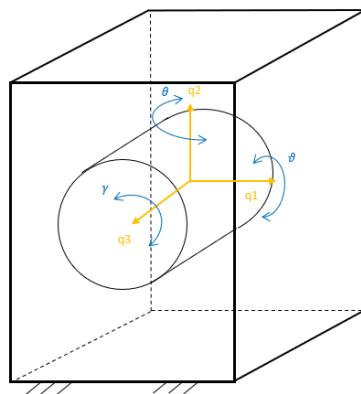


Figura 14 – Gradi di libertà della vasca della Lavatrice

Le forze agenti sul gruppo vasca (da qui in avanti denominato Tub) sono principalmente di due tipi:

- Forza peso, dovuta alla massa del Tub – il Tub è composto da diversi componenti, quali vasca, cestello, albero e crociera, cuscinetti e altri organi meccanici. Collegati al Tub si trovano, inoltre, la resistenza, il motore e, come si vedrà in seguito, anche i blocchi di cemento utilizzati per ottimizzare la massa in base alle nostre necessità: il loro moto è sempre solidale a quello del Tub. Infine, all'interno del Tub si verranno a trovare i vestiti ed anche l'acqua utilizzata per il processo di lavaggio. Tutte le parti citate sono dotate di una propria massa, ed il loro insieme contribuisce a definire la massa complessiva del Tub.
- Forza dovuta all'eccentricità – per tutte le lavatrici, è possibile definire la “velocità di satellizzazione”, ottenibile come

$$\omega_{sat} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{r}}$$

Dove

- ω_{sat} è la velocità di satellizzazione, calcolata in $\frac{rad}{s}$
- g è l'accelerazione di gravità $\frac{m}{s^2}$
- r è il raggio del cestello [m]

L'importanza di questo valore è dovuta al fatto che, per velocità angolari del cestello superiori a ω_{sat} , i vestiti rimangono "aderenti" al perimetro dello stesso: nel caso il centro di massa dell'insieme dei vestiti non coincida con l'asse di rotazione del cestello, si avrà la nascita di una forza eccentrica. Essendo la forza eccentrica definita come

$$F = (m\epsilon\omega^2)e^{i\omega t} = F_0 e^{i\omega t}$$

con

- m massa eccentrica [kg]
- ϵ eccentricità [m]
- ω velocità angolare della massa squilibrata [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$]
- t tempo [s]

si noti come l'intensità del modulo F_0 sia proporzionale al quadrato della velocità angolare ω : i valori massimi della forzante eccentrica si avranno quindi in fase di centrifuga.

5.1.1.1 Frequenze fasi lavaggio lavatrice

Le fasi più importanti di un ciclo di lavaggio della lavatrice sono state ipotizzate alle seguenti velocità di rotazione del cestello:

- Fase iniziale di lavaggio: $\omega = 50 \text{ rpm} = 5.2360 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- Velocità di satellizzazione: $\omega = 59.8185 \text{ rpm} = 6.2642 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- Inizio centrifuga: $\omega = 400 \text{ rpm} = 41.8879 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- Velocità di centrifuga: $\omega = 1200 \text{ rpm} = 125.6637 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

5.1.2 Assunzioni

Per procedere con la creazione dei modelli da studiare, si è partiti dalla macchina reale e sono state effettuate determinate ipotesi e semplificazioni. In primo luogo, si è deciso di studiare il moto del Tub nel solo piano di rotazione del cestello, riducendo le coordinate libere (gradi di libertà del Tub) da sei a tre

$$\underline{q} = \{q_1, q_2, \gamma\}^T$$

dove \underline{q} indica il vettore delle coordinate libere.

Inoltre, si è deciso di trascurare la coordinata libera γ , che descrive la rotazione attorno a q_3 , per semplicità di trattazione.

Il modello è quindi ora ridotto ad un moto piano puramente traslazionale, descritto dalle due coordinate libere q_1, q_2 (vedi Fig.15).

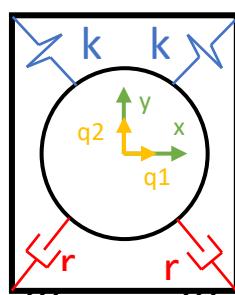


Figura 15 – Modello Studiato

Il modello creato può essere ulteriormente semplificato in termini di moto q_1 e q_2 nei due assi coordinati X e Y, andando a considerare separatamente le due equazioni di moto in due modelli ad 1 grado di libertà (vedi Fig.16 e 17).

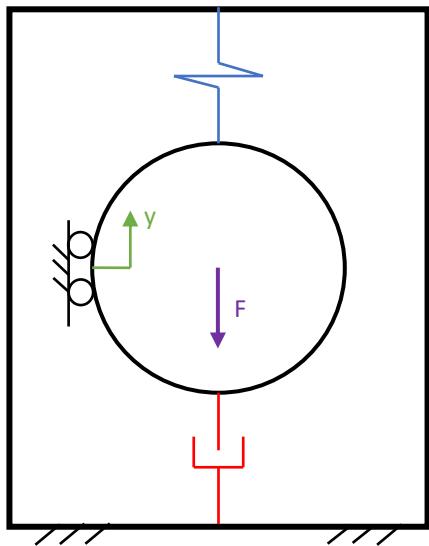


Figura 16 – Asse Verticale

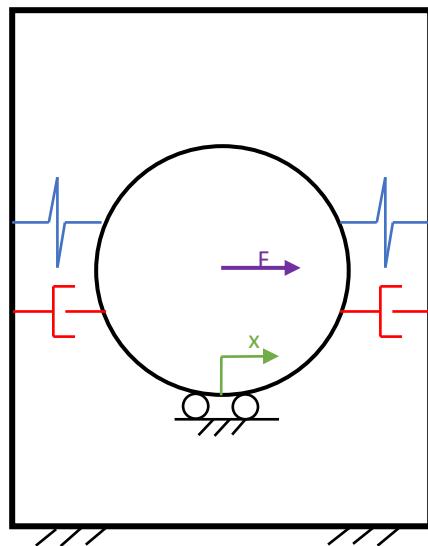


Figura 17 – Asse Orizzontale

Usando l'approccio proposto da Ali Hassaan in (Hassaan, 2015), si procede ad una scomposizione geometrica delle quantità k (rigidezza della molla) e r (coefficiente di smorzamento).

Le due quantità vengono scomposte ipotizzando che l'angolo che hanno molle e smorzatori sia sempre costante e pari a 45° .

Quindi;

$$\alpha = \frac{\pi}{4} \quad \text{e} \quad \beta = \frac{\pi}{4}$$

Di conseguenza lungo l'asse y:

$$k_v = 2ksin(\beta) \quad \text{e} \quad r_v = 2rsin(\alpha)$$

Mentre sull'asse x:

$$k_L = k_R = kcos(\beta) \quad \text{e} \quad r_L = r_R = rcos(\alpha)$$

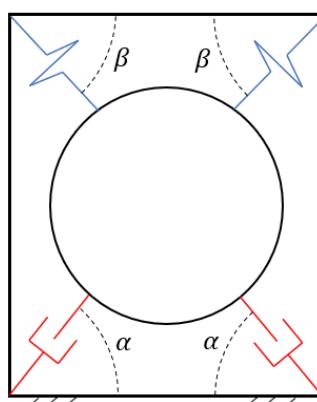


Figura 18 - Scomposizione Molle
e Smorzatori

Un approccio all'analisi della forza agente sul cestello è stato invece proposto da Papadopoulos e Papadimitriou (Papadopoulos, 2001). Si considerino l'espressione della forzante eccentrica

$$F = (m\varepsilon\omega^2)e^{i\omega t} = F_0 e^{i\omega t}$$

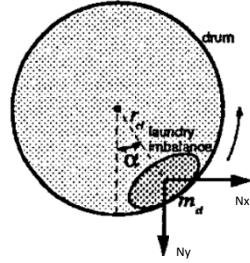


Figura 19 – Forza Eccentrica

e l'espressione della forza peso

$$F = P = (M + m)g$$

Le due forze, agenti entrambe sul cestello, e quindi sul Tub, possono essere scomposte nelle due direzioni descritte da x e y , trovando

$$\begin{cases} F_x = m\varepsilon\omega^2 \sin(\alpha) \\ F_y = -m\varepsilon\omega^2 \cos(\alpha) - (M + m)g \end{cases}$$

Dove con M [kg] si è indicata la massa del Tub, con m [kg] viene sempre indicata la massa dell'eccentrico ed infine α [rad], come si può notare dalla Fig. 19, è l'angolo spazzato dall'eccentrico rispetto all'asse y – α può quindi essere anche descritto come

$$\alpha = \omega t$$

Con ω [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$] velocità angolare a cui ruota il cestello e t [s] tempo.

5.1.3 Modelli

Si procede, quindi, con la descrizione dei due modelli creati, che saranno analizzati tramite l'approccio energetico – equazione di Lagrange

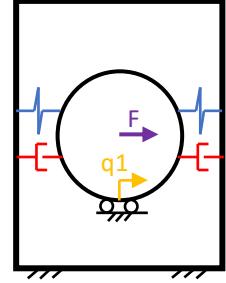
$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial V}{\partial q} = Q$$

5.1.3.1 Modello 1 GLD, asse orizzontale (x)

Nel seguente modello, si assume che il Tub sia vincolato a terra e possa esclusivamente traslare sull'asse orizzontale tramite l'utilizzo di una coppia di carrelli. Si sceglie quindi la coordinata libera q_1 per la descrizione del moto.

Si calcolano le quantità energetiche di interesse in termini fisici:

$$\begin{aligned} E_c &= \frac{1}{2}(M+m)v^2 \\ V &= \frac{1}{2}k_L \Delta l_{kL}^2 + \frac{1}{2}k_R \Delta l_{kR}^2 \\ D &= \frac{1}{2}r_L \Delta \dot{l}_{kL}^2 + \frac{1}{2}r_R \Delta \dot{l}_{kR}^2 \\ \delta^* L &= F * \delta^* S_f \end{aligned}$$



Si noti che, nell'equazione che descrive l'energia potenziale, non è stato considerato il precarico della molla (in quanto per via della scomposizione effettuata gli effetti delle due molle si annullano a vicenda) e nemmeno la componente di energia gravitazionale, dal momento che il piano su cui trasla il Tub è orizzontale e quindi il suo centro di massa non varierebbe mai la sua elevazione.

Analizzando geometricamente il modello, si trovano i seguenti legami tra coordinate fisiche e coordinate indipendenti (x):

$$\begin{aligned} v &= \dot{x} \\ \Delta l_{kL} &= x \quad \Delta l_{kR} = -x \\ \Delta \dot{l}_{kL} &= \dot{x} \quad \Delta \dot{l}_{kR} = -\dot{x} \\ \delta^* S_f &= \delta^* x \end{aligned}$$

Sostituendo i legami appena trovati all'interno delle funzioni che descrivono l'energia in termini fisici, si trovano le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} E_c &= \frac{1}{2}(M+m)\dot{x}^2 \\ V &= \frac{1}{2}k_L x^2 + \frac{1}{2}k_R x^2 \\ D &= \frac{1}{2}r_L \dot{x}^2 + \frac{1}{2}r_R \dot{x}^2 \end{aligned}$$

$$\delta^* L = F \delta^* x$$

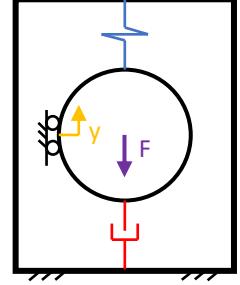
A questo punto, applicando l'equazione di Lagrange, si trova la EDM (Equazione Di Moto) che descrive il moto del Tub sull'asse orizzontale:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} + \frac{\partial V}{\partial x} = Q$$

$$(M+m)\ddot{x} + (r_L+r_R)\dot{x} + (k_L+k_R)x = m\epsilon\omega^2 \sin(\omega t)$$

5.1.3.2 Modello 1 GDL, asse verticale (y)

Nel seguente modello, si assume che il Tub sia vincolato a terra e possa esclusivamente traslare sull'asse verticale tramite l'utilizzo di una coppia di carrelli. Si sceglie quindi la coordinata libera q_2 per la descrizione del moto.



Si calcolano le quantità energetiche di interesse in termini fisici:

$$E_c = \frac{1}{2}(M+m)v^2$$

$$V = \frac{1}{2}k_v \Delta l_k^2 + (M+m)gh$$

$$D = \frac{1}{2}r_v \Delta \dot{l}_r^2$$

$$\delta^* L = F * \delta^* S_f$$

Si noti che, nell'equazione che descrive l'energia potenziale, a differenza dell'analisi sull'asse orizzontale, sono stati considerati il precarico della molla (necessario ai fini del mantenimento della posizione di equilibrio sotto l'effetto della forza di gravità) e la componente di energia gravitazionale, dovuta al fatto che il centro di massa del Tub varia la sua elevazione.

Analizzando geometricamente il modello, si trovano i seguenti legami tra coordinate fisiche e coordinate indipendenti (y):

$$v = \dot{y}$$

$$\Delta l_k = \Delta l_0 + \Delta l_d, \text{ con } \Delta l_0 \text{ precarico della molla e } \Delta l_d = -y$$

$$h = y$$

$$\Delta \dot{l}_r = \dot{y}$$

$$\delta^* S_f = \delta^* y$$

Sostituendo i legami appena trovati all'interno delle funzioni che descrivono l'energia in termini fisici, si trovano le seguenti relazioni:

$$E_c = \frac{1}{2}(M+m)\dot{y}^2$$

$$V = \frac{1}{2}k_v(\Delta l_0 - y)^2 + (M+m)gy$$

$$D = \frac{1}{2}r_v \dot{y}^2$$

$$\delta^* L = -F\delta^* y$$

Si trova la EDM (Equazione Di Moto) che descrive il moto del Tub sull'asse verticale:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial y} + \frac{\partial D}{\partial \dot{y}} + \frac{\partial V}{\partial y} = Q$$

$$(M+m)\ddot{y} + r_v\dot{y} - k_v(\Delta l_0 - y) + (M+m)g = -m\varepsilon\omega^2 \cos(\omega t)$$

Dall'ultima equazione, sostituendo il valore del precarico calcolato nel capitolo successivo, si trova che

$$(M+m)\ddot{y} + r_v\dot{y} + k_v y = -m\varepsilon\omega^2 \cos(\omega t)$$

5.1.3.3 Precarico

Ai fini del mantenimento della posizione di equilibrio del Tub (quando analizzato sull'asse verticale), è necessario un precarico sulla molla che lo collega, nella sua parte superiore, al cabinet.

Nello specifico, il precarico viene così calcolato:

$$\left. \frac{\partial V}{\partial y} \right|_{y_0} = 0$$

da cui:

$$\Delta l_0 = \frac{(M+m)g}{k_v}$$

Come si può notare, quando inserito nella EDM che descrive il moto del Tub sull'asse verticale, il precarico “annulla” l'azione della forza di gravità, come ci si potrebbe aspettare.

5.1.3.4 Massa, molle

Per la scelta delle molle e delle masse di cemento aggiuntive da collegare al Tub, si è proceduto in modo iterativo: l'obiettivo era quello di scegliere la coppia di elementi in modo che restituissero una frequenza di risonanza

$$\omega_{ris} = \sqrt{\frac{k_{eq}}{M+m}}$$

lontana dalle frequenze a cui opera principalmente la lavatrice (si veda il paragrafo 5.1.1.1) (con M [kg] si è indicata la massa del Tub, con m [kg] viene sempre indicata la massa dell'eccentrico ed infine k_{eq} [$\frac{N}{m}$] rappresenta la rigidezza equivalente del sistema).

Partendo da una scelta di primo tentativo per gli elementi elastici, basata principalmente sui valori del coefficiente di rigidezza citati in (Lijing Xiao, 2017), si è scelto di utilizzare una molla con coefficiente di rigidezza $k = 7500$ N/m. Successivamente, si è proceduto per tentativi al dimensionamento delle masse di cemento, così da trovare quelle che meglio rispondesse alle nostre necessità: la scelta è ricaduta su due blocchi distinti di cemento, da posizionarsi nella parte superiore e in quella inferiore del Tub, del peso complessivo di 20 kg.

Inoltre, ulteriore conferma della scelta, deriva dall'analisi degli elementi presenti nella lavatrice da noi smontata:

- Le masse di cemento presenti sono del peso complessivo di 19.2kg
- Il coefficiente di rigidezza delle molle è stato calcolato tramite l'utilizzo della seguente formula

$$k = \frac{Gd^4}{8nD^3} = 7346.67 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Dove:

- | | |
|--------------------------------------|-----------------------|
| • Diametro filo: | $d = 3.6\text{ mm}$ |
| • Diametro elica: | $D = 23.5\text{ mm}$ |
| • Numero avvolgimenti: | $n = 17$ |
| • Modulo di taglio acciaio inox 302: | $G = 77.2\text{ GPa}$ |

e, come si può notare, è simile a quello da noi utilizzato.

Da un punto di vista della produzione, masse di cemento ed elementi elastici sarebbero acquistati da aziende terze, in particolare:

- Le masse di cemento sarebbero fabbricate da “Zavorre Industriali S.R.L.” (<https://www.zavorreindustriali.it/servizi/contrappesi-per-elettrodomestici>)
- Gli elementi elastici sarebbero acquisti da “The Spring Store” Modello:PE148-1000-23270-SST-5000-CO-N-IN (https://www.thespringstore.com/catalog/product/view/id/123284/s/pe148-1000-23270-sst-5000-co-n-in/category/2/?unit_measure=me)

5.1.4 Camminamento

Durante l'analisi delle frequenze di esercizio più rilevanti nel ciclo di lavaggio, risulta di fondamentale importanza eseguire uno studio sul fenomeno del camminamento. A tal proposito, ci si affida allo studio “*On the Problem of Oscillatory Walk of Automatic Washing Machines*” [(Conrad, 1995)]

Il camminamento è un fenomeno caratterizzato dallo spostamento della lavatrice dalla sua posizione iniziale durante il ciclo di lavaggio, tipicamente legato a mal funzionamenti del sistema molle-smorzatori e causato dalle forze generate dalla rotazione delle eccentricità. Due sono i principali tipi di camminamento: il fenomeno del “tipping”, ovvero la rotazione attorno all'asse uscente dal piano che porta ad un ribaltamento della lavatrice (vedi Figura.20), e quello dello slittamento traslazionale, in cui i carichi generati durante l'esercizio sono tali da sovrastare gli attriti presenti tra pavimento e lavatrice, causandone lo strisciamento.

Essendo il tipping un fenomeno estremamente pericoloso dal punto di vista della sicurezza e volendo quindi il più possibile evitarlo, si effettua un'analisi che punti ad ottenere una velocità critica per lo slittamento inferiore a quella del ribaltamento.

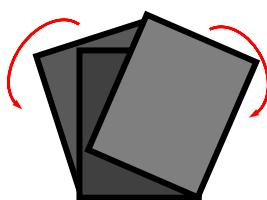


Figura 20 - Camminamento

Al fine di semplificare i calcoli vengono fatte le seguenti assunzioni:

1. Condizioni stazionarie durante la fase di centrifuga
2. Massa totale lavatrice: $M_{tot} = 80 \text{ kg}$
3. Massa eccentrica di valore costante: $m = 0.45 \text{ kg}$
4. Raggio eccentrico di valore costante: $\varepsilon = 0.25m$
5. Velocità di rotazione costante

Le forze vengono scomposte come in Figura 21a e 21b

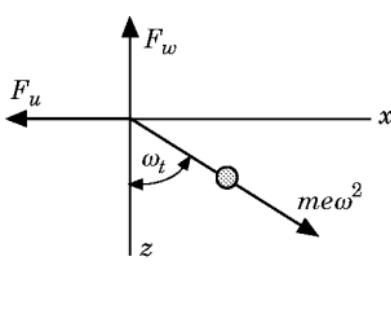


Figura 21a- Scomposizione Eccentrico

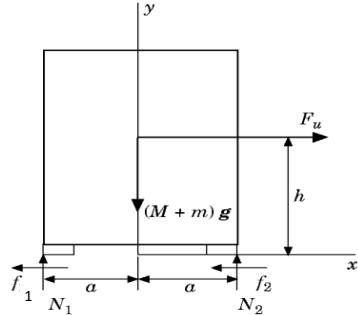


Figura 21b – Corpo Libero

Dall'analisi di corpo libero lungo le due direzioni principali si trova

$$(M_{tot} + m)\ddot{x} = F_u - f_1 - f_2 \quad \text{e} \quad (M_{tot} + m)\ddot{y} = F_w - (M_{tot} + m)g + N_1 + N_2$$

Sviluppando i calcoli:

- I termini inerziali sono nulli supponendo che la lavatrice rimanga nella posizione iniziale
- Dal corpo libero: $N_1 + N_2 = (M_{tot} + m)g - F_w$
- Quindi: $0 \leq |f_1 + f_2| \leq \mu[(M_{tot} + m)g - F_w]sign(\dot{x})$
- Scomponendo: $F_w = -m\varepsilon\omega^2\cos(\omega t)$ e $F_u = m\varepsilon\omega^2\sin(\omega t)$

Di conseguenza risolvendo l'equilibrio lungo la direzione orizzontale, imponendo una condizione di incipiente slittamento e quindi considerando le forze d'attrito massime si ottiene:

$$m\varepsilon\omega^2\sin(\omega t) = \mu[(M_{tot} + m)g + m\varepsilon\omega^2\cos(\omega t)]$$

Quindi risolvendo per omega si arriva a trovare la formula che definisce la velocità di rotazione alla quale si ha slittamento, ovvero:

$$\omega_{slitt} = \sqrt{\frac{\mu(M_{tot} + m)g}{m\varepsilon\sqrt{1 + \mu^2}}}$$

Seguendo nuovamente l'approccio proposto su (Conrad, 1995) si calcola la velocità critica di "tipping":

$$\omega_{Tipp} = \sqrt{\frac{a}{h} \frac{(M_{tot} + m)g}{m\varepsilon\sqrt{1 + \left(\frac{a}{h}\right)^2}}}$$

Di conseguenza confrontando le due velocità critiche si vuole avere:

$$\omega_{slitt} < \omega_{Tipp}$$

Semplificando:

$$\mu < \frac{a}{h}$$

Usando uno script MATLAB siamo andati a calcolare le velocità critiche precedentemente descritte usando come dati:

- Massa Totale: $M_{tot} = 80kg$
- Massa Eccentrica: $m = 0.45kg$
- Raggio Eccentrico: $\varepsilon = 0.25m$
- Coefficiente d'attrito: $\mu = 0.3$
- Dimensione orizzontale: $a = 305mm$
- Dimensione verticale: $h = 427.5mm$
- Accelerazione gravitazionale: $g = 9.81m/s$

I quali suggeriscono che la condizione da noi ricercata è verificata e che la velocità critica è:

$$\omega_{Slitt} = 44.8978 \frac{rad}{s} = 428.7426 rpm$$

5.2 RISULTATI E DISCUSSIONE

5.2.1 FRF – Funzione di Risposta in Frequenza

Per poter fare un accurata scelta del sistema molla – smorzatore della lavatrice e confermare le nostre ipotesi si va ad analizzare il grafico della Funzione di Risposta in Frequenza del modello precedentemente descritto.

Tramite la FRF si è quindi studiata la risposta del sistema, in termini di spostamento, al variare della pulsazione della forzante, con l'obbiettivo di trovare quale fosse il valore di h che consentisse uno spostamento massimo del sistema pari a 5 mm

Tale analisi è stata effettuata utilizzando uno script MATLAB di cui riportiamo solo il grafico finale della FRF. Dal grafico si può osservare come la FRF segua un andamento che rispecchia la natura della forzante del sistema (nei termini del suo modulo).

Essendo una forzante di natura eccentrica, infatti, la curva della FRF dovrà partire dall'origine, in quanto per velocità di rotazione nulla il modulo della forzante sarà nullo, mentre all'aumentare della velocità il modulo aumenterà fino ad arrivare nella zona di risonanza del sistema. Durante la risonanza, risulta chiara la necessità di montare degli smorzatori sul sistema; infatti, osservando le varie curve al variare di h è evidente che una situazione dove $h = 0$ è insostenibile anche per pochi istanti in cui il sistema è sollecitato a quella determinata frequenza. La scelta ottimale del rapporto di smorzamento sembra essere $h = 0.2$, in quanto rispetta i limiti massimi di spostamento che avevamo impostato.

Osservando ulteriormente le curve, si evince che la scelta degli elementi elastici e delle zavorre di cemento è stata corretta in quanto nessuna delle frequenze da noi considerate cade nella banda di risonanza; infatti, tutti gli spostamenti associati a tali frequenze sono ben inferiori al limite prefissato.

Aumentando ulteriormente la velocità fino a quella massima di centrifuga si vede che la curva si stabilizza lungo l'asintoto attorno a un valore di $\sim 1.954mm$, nuovamente molto inferiore al nostro limite.

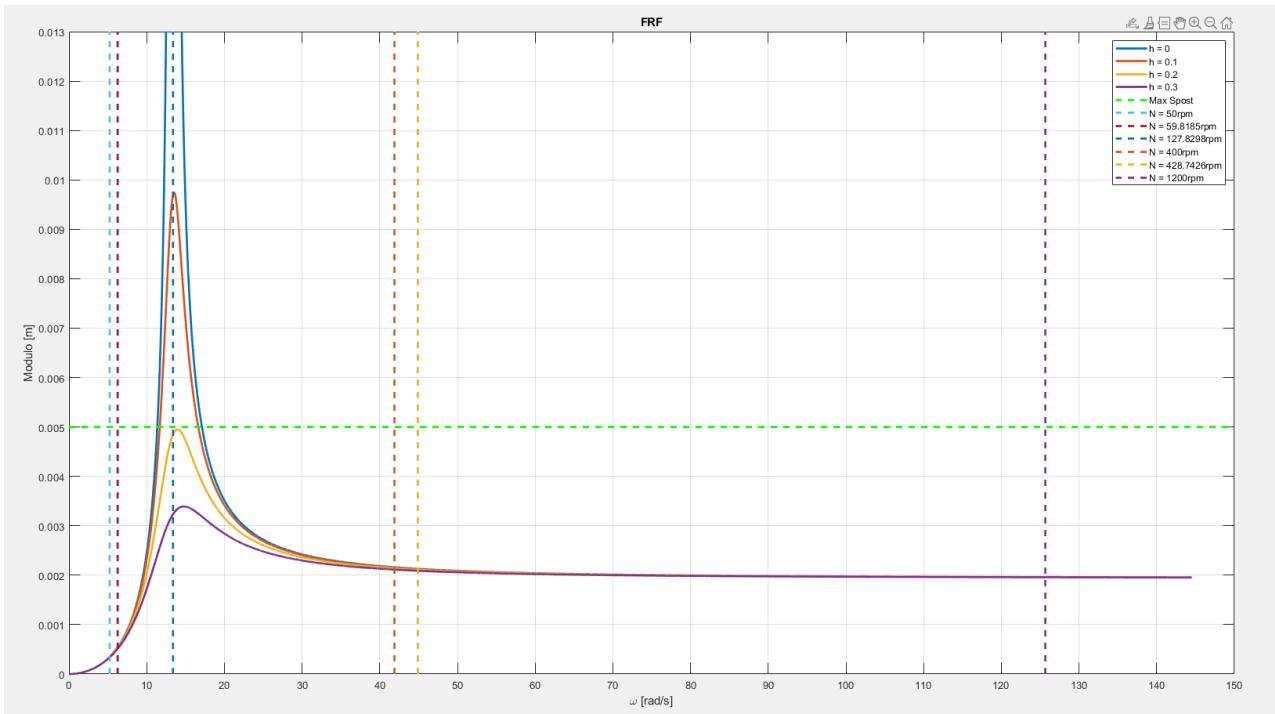


Figura 22 - FRF

5.2.2 EDM - Asse Verticale

Proseguendo lo studio si è deciso di risolvere, e poi mostrare graficamente, le Equazioni di Moto del sistema, lungo i due assi di riferimento scelti.

Entrambe le analisi sono state portate a termine tramite uno script MATLAB, usando in particolare il comando “ode45” per risolvere numericamente le EDM.

Le EDM sono state risolte focalizzandosi sulle varie velocità di rotazione da noi ritenute importanti, escludendo però le velocità di lavaggio iniziale e satellizzazione in quanto durante tali fasi di lavaggio le velocità in gioco sono troppo basse per poter modellare la forzante esterna sottoforma di eccentrico.

La prima velocità di rotazione studiata è quella di risonanza, dove forzando il per un tempo fino a 4s si nota che lo spostamento lungo l'asse Y aumenta con andamento periodico, come prevedibile dalla teoria. In questo grafico è possibile nuovamente apprezzare l'importanza degli smorzatori in quanto attutiscono molto gli spostamenti, ma allo stesso tempo si apprezza anche la piccola differenza che fa l'avere un h piccolo o grande, in quanto tutte le curve dove sono presenti smorzatori sono molto vicine. Da questo si evince come una particolare scelta di h , e di conseguenza di r non sia necessaria in quanto tutti gli smorzatori avranno un comportamento simile.

Il secondo e terzo grafico illustrano il comportamento del sistema alle velocità rispettivamente di inizio centrifuga e di camminamento, essendo queste due velocità molto vicine tra di loro ne consegue che anche i due grafici risultano molto simili, infatti le curve di entrambi partono con lo stesso andamento e entrambi si stabilizzano dopo circa 0.75s e seguono lo stesso andamento.

L'ultimo grafico invece contiene le curve che si ottengono forzando il sistema alla velocità massima di centrifuga. Qui si può vedere che dopo circa 1s, finito il transitorio, il sistema si stabilizza con un andamento sinusoidale in cui il massimo spostamento lungo l'asse y risulta essere di $\sim 1.954\text{mm}$, in entrambe i versi dell'asse y, come anche già previsto dalla FRF.

Da notare il fatto che i primi tre grafici però vanno osservati tenendo in mente che il tempo effettivo in cui la lavatrice lavorerà a queste esatte frequenze sarà molto piccolo, in quanto impiegherà 17.879s secondi a passare dalla velocità della fase iniziale di lavaggio a 50rpm a quella di inizio centrifuga a 400rpm. In particolare, per quanto riguarda la banda di risonanza, il sistema non sarà eccitato per un tempo sufficiente ad avere degli spostamenti significativi. Questo dimostra ulteriormente che la scelta di uno smorzatore particolarmente sofisticato non è necessaria, in quanto basta avere un minimo smorzamento per poter passare attraverso la banda di risonanza senza rischiare danni e rotture.

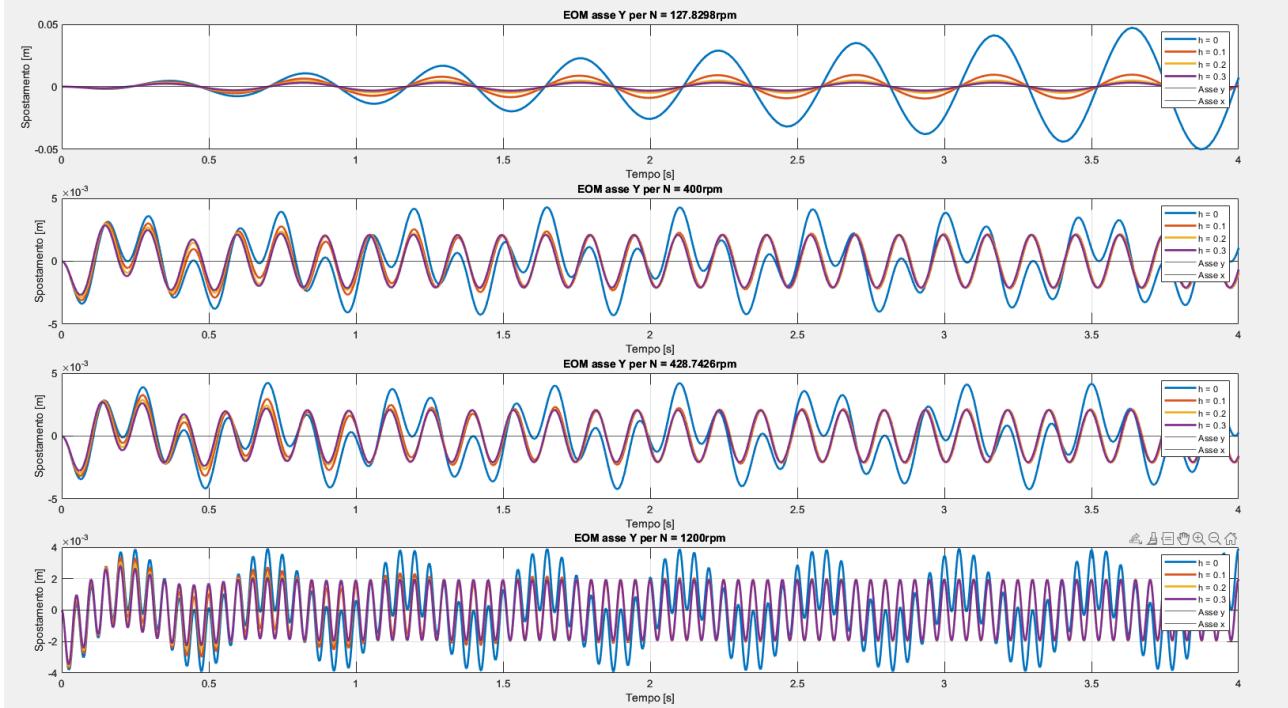


Figura 23 EDM - Verticale

5.2.3 EDM - Asse Orizzontale

Procedendo con l'analisi lungo l'altra direzione da noi scelta, si usa lo stesso script MATLAB, avendo cura di cambiare la natura della forzante, da cosinusoidale a sinusoidale.

Come ci si poteva aspettare dalla natura del modello, le curve delle EDM, una volta stabilizzate, saranno molto simili tra l'asse orizzontale e verticale, e tenderanno agli stessi valori, per tutte le frequenze.

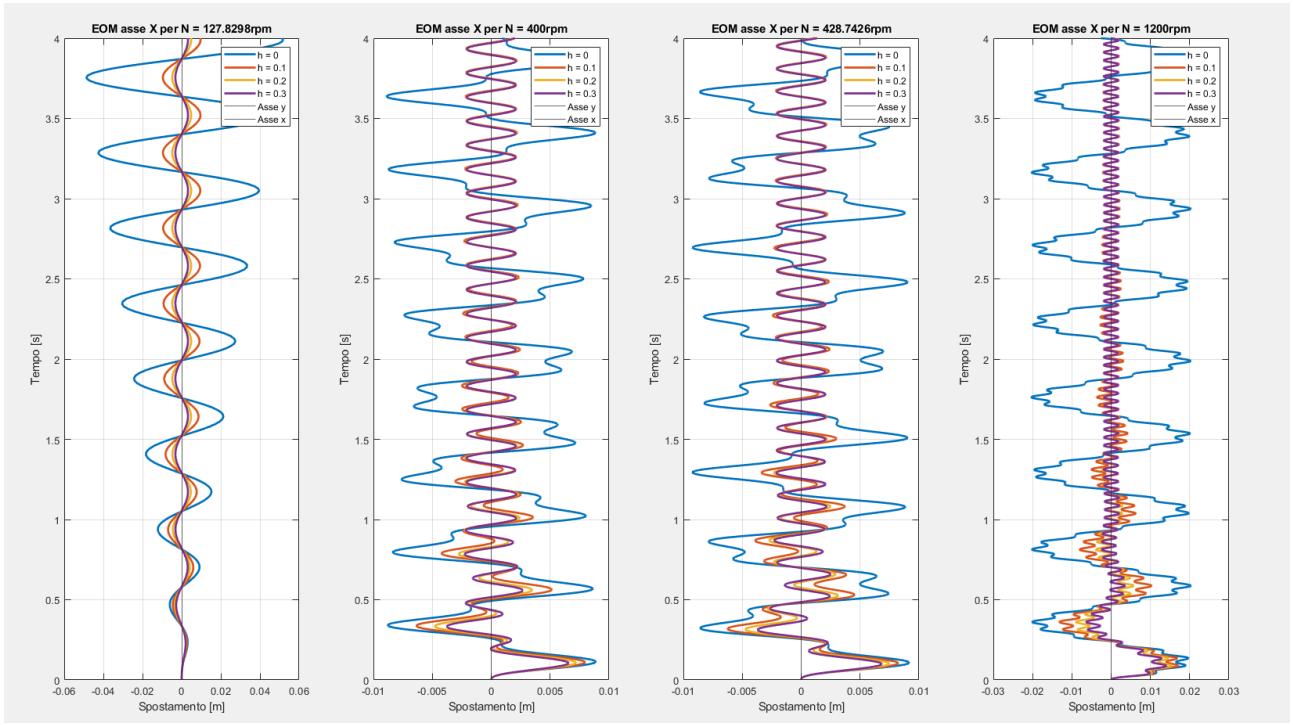


Figura 24 EDM - Orizzontale

5.2.4 Smorzatori

Dopo aver scelto la massa totale del nostro sistema e la rigidezza delle molle utilizzate, si è proceduto alla scelta degli smorzatori da utilizzare nel nostro prodotto. Per trovare lo smorzatore che meglio si adattasse alle nostre esigenze, si sono costruite diverse curve della FRF al variare del parametro

$$h = \frac{r}{r_c}$$

dove h viene definito coefficiente di smorzamento adimensionale, $r \left[\frac{Ns}{m} \right]$ rappresenta il coefficiente di smorzamento degli smorzatori installati, ed infine $r_c \left[\frac{Ns}{m} \right]$ rappresenta lo smorzamento critico del sistema.

Dall'analisi dei grafici precedentemente effettuata nella sezione 5.2.1 si nota che il valore migliore è $h = 0.2$.

D'altro canto, come già discusso, essendo noto il tempo richiesto dal motore per aumentare a sufficienza la sua velocità angolare in modo da superare la banda di risonanza, e quindi entrare nella zona sismografica del grafico della FRF ($\omega > \omega_{ris}$), si osserva che il sistema non permane in zona di risonanza per un tempo sufficientemente elevato da consentire il raggiungimento di spostamenti con valore proibitivo (si vedano i grafici nelle sezioni 5.2.2 e 5.2.3). Si decide quindi, anziché di utilizzare smorzatori viscosi, andare a posizionare nel sistema una coppia di smorzatori a frizione (che comunque consentono la dissipazione di energia quando le velocità sono prossime alla banda di risonanza): per la scelta dello smorzatore viscoso, sarebbe necessario ricercare i valori di r ottimali, ma come si può vedere dai grafici delle EDM, l'ampiezza delle curve al variare di h varia infinitesimalmente. Di conseguenza per la scelta di uno specifico smorzatore sceglieremo quello più utilizzato dagli altri produttori di lavatrice affidandoci al catalogo SUSPA.

Il tipo di smorzatore scelto è quindi l'RD18, uno smorzatore a frizione, prodotto dalla azienda SUSPA (<https://www.suspa.com/global/products/friction-dampers/dampers>).

5.3 RIFERIMENTI & BIBLIOGRAFIA

I dati utilizzati nello script MATLAB sono i seguenti

- $g = 9.81;$ % [m/s²]
 - $M_{Cemento_1} = 10;$ % [kg]
 - $M_{Cemento_2} = 10;$ % [kg]
 - $M_{Eccentrica} = 0.45;$ % [kg] Per simulare eccentricità durante centrifuga
 - $M_{Group} = 20;$ % [kg] Tutta la massa sospesa (tolto il cemento)
 - $M_{Vestiti} = 8;$ % [kg] Massa vestiti
 - $M_{Acqua} = 10/1000*998;$ % [kg] Massa Acqua
 - $M_{Tot} = 80;$ % [kg] Massa totale lavatrice
 - $Eccentricita = 0.250;$ % [m] Raggio del cestello
 - $R_{Cestello} = 0.250;$ % [m] Raggio del cestello
 - $\omega_{Sat} = \sqrt{g/R_{Cestello}};$ % [rad/s] Velocità di satellizzazione
 - $N_{Lavaggio} = 50;$ % [rpm] Velocità di Lavaggio
 - $N_{Inizio_Centr} = 400;$ % [rpm] Velocità di Inizio fase di Centrifuga
 - $N_{Centr} = 1200;$ % [rpm] Velocità di Centrifuga a regime
 - $Max_{Spost} = 0.005;$ % [m] Max spostamento ammesso alla lavatrice
 - $h = 0.0:0.1:0.3;$ % [1] Coeff Adim Smorzamento
- % Molla
- $d_filo = 3.6e-3;$ $n_{avvolgimenti} = 17;$ $d_molla = 23.5e-3;$ $G = 77.2e9;$
 - $k_molla = G * d_filo^4 / (8 * n_{avvolgimenti} * d_molla^3);$
- % Camminamento
- $h_{mezzi} = 0.4275;$ % [m] Altezza da base del tub
 - $a_{mezzi} = 0.305;$ % [m] Posizione orizzontale tub
 - $\mu = 0.3;$ % [1] Coefficiente d'attrito

6 ELEMENTI COMPLEMENTARI

6.1 POMPA, TUBAZIONI

Per quanto riguarda lo scarico dell'acqua in uscita dalla vasca, viene predisposta una pompa di scarico tipicamente posizionata nella parte frontale inferiore della lavatrice, collegata alle tubazioni di scarico domestiche tramite un tubo in plastica (spesso PVC, talvolta PE) generalmente di tipo corrugato.

Al fine di selezionare la pompa più adeguata possibile allo scopo procediamo con i seguenti calcoli.

Si considera il trinomio di Bernoulli, riferito ad un fluido in una condotta:

$$H = z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$$

Dove H è il carico totale, z è la quota geodetica, P la pressione, γ il peso specifico, V la velocità media del fluido e g l'accelerazione gravitazionale.

Si ha che

$$\Delta H = \Delta H_P - \Delta H_D - \Delta H_C$$

Dove ΔH_P è la prevalenza della pompa, ΔH_D le perdite di carico distribuite e ΔH_C le perdite di carico concentrate.

Possiamo inoltre notare che, nel sistema pompa-tubo, se consideriamo solo le condizioni al contorno in ingresso e in uscita, non c'è variazione di pressione, che resta quella ambiente (1 atm) e non varia la velocità, essendo il tubo caratterizzato da un diametro costante. Di conseguenza

$$\Delta H = \Delta z + \Delta \frac{P}{\gamma} + \Delta \frac{V^2}{2g} = \Delta z$$

Poiché l'allacciamento alle tubazioni di scarico è normalmente posto dietro la lavatrice, consideriamo come Δz , nel caso peggiore, l'altezza della lavatrice stessa:

$$\Delta H = \Delta z = 0.855 \text{ m}$$

Per quanto riguarda le perdite distribuite, specifichiamo di seguito le caratteristiche di un tubo tipico per questa applicazione:

- | | |
|-----------------------|------------------------------------|
| • Diametro: | $D = 25 \text{ mm}$ |
| • Lunghezza: | $L = 2.5 \text{ m}$ |
| • Scabrezza assoluta: | $\epsilon \approx 0.02 \text{ mm}$ |
| • Materiale: | PVC |
| • Tipologia: | Corrugato |

Per quanto riguarda questo ultimo dato ci si affida all'articolo "Determination of friction factor for corrugated drains (O. Giustolisi, 2008)", il quale afferma che in un tubo corrugato ove il rapporto tra l'altezza delle creste e la loro distanza è circa uguale a 1, si genera una situazione di "flusso quasi-regolare" nel quale lo spazio tra una cresta e la successiva viene riempito da vortici stabili di acqua che fanno assomigliare questa situazione al passaggio del fluido in un tubo liscio dello stesso materiale di quello corrugato.

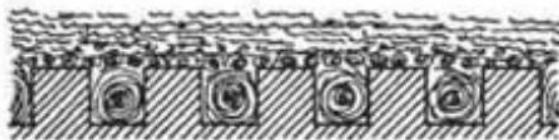


Figura 25 - Quasi-smooth (skimming) flow

Essendo il tubo composto da PVC, spesso scelto perché più elastico del PE, ci affidiamo alla seguente tabella per determinare il valore della scabrezza assoluta.

Tubazione	ϵ mm	Bazin y $m^{1/2}$	Kutter m $m^{1/2}$	Strickler k $m^{1/3} \cdot s^{-1}$
Tubi nuovi PE, PVC, PRFV, Rame, Acciaio Inox	0 - 0,02	-	-	-
Tubi nuovi Gres, Ghisa rivestita, Acciaio	0,05 - 0,15	< 0,06	< 0,12	120 - 100
Tubi in Cemento ordinario, tubi con lievi incrostazioni	0,10 - 0,4	0,10	0,12	105 - 85
Tubi con incrostazioni e depositi	0,6 - 0,8	0,18	0,25	80 - 90

Tabella 26 - Scabrezza materiali tubazioni

Da cui, considerando il peggiore dei casi,

$$\epsilon = 0.02 \text{ mm.}$$

Si calcola quindi la scabrezza relativa:

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.02 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 0.0008$$

Per calcolare le perdite distribuite, è necessario il numero di Reynolds (Re), e quindi la velocità del fluido, nonché la portata. Consideriamo come primo tentativo una pompa con statore di 25 mm, stessa dimensione osservata su quella smontata. La scelta ricade quindi sulla pompa "Bosch COPRECI EBS Series" che presenta la seguente relazione tra portata e prevalenza:

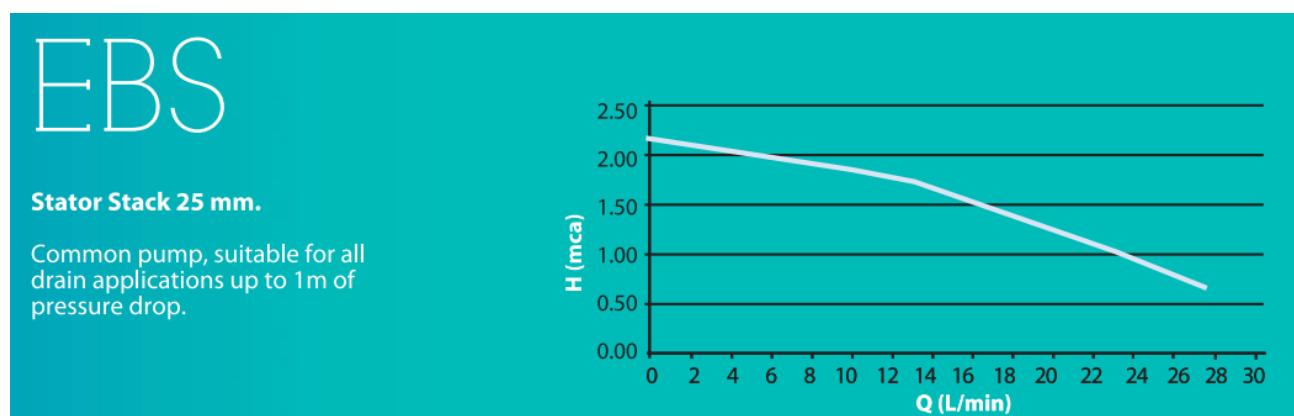


Figura 27 - Relazione portata-prevalenza

Prevedendo delle perdite concentrate e distribuite non particolarmente elevate per il nostro caso, consideriamo una H di poco meno di 1 metro colonna d'acqua (poco più del Δz) e quindi una Q di circa $24 L/min$ ovvero $0.0004 m^3/s$.

Di conseguenza la velocità media del fluido nel tubo sarà

$$V = \frac{Q}{\pi \frac{D^2}{4}} = 0.815 \frac{m}{s}$$

e quindi

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 20338$$

Dove $\rho = 998.2 kg/m^3$ e $\mu = 0.001 Pa \cdot s$ sono rispettivamente la densità e la viscosità dinamica dell'acqua a $20^\circ C$ (caso peggiore).

A questo punto è possibile utilizzare l'abaco di Moody per ottenere l'Indice di Resistenza λ del tubo.

Si ottiene: $\lambda \approx 0.028$

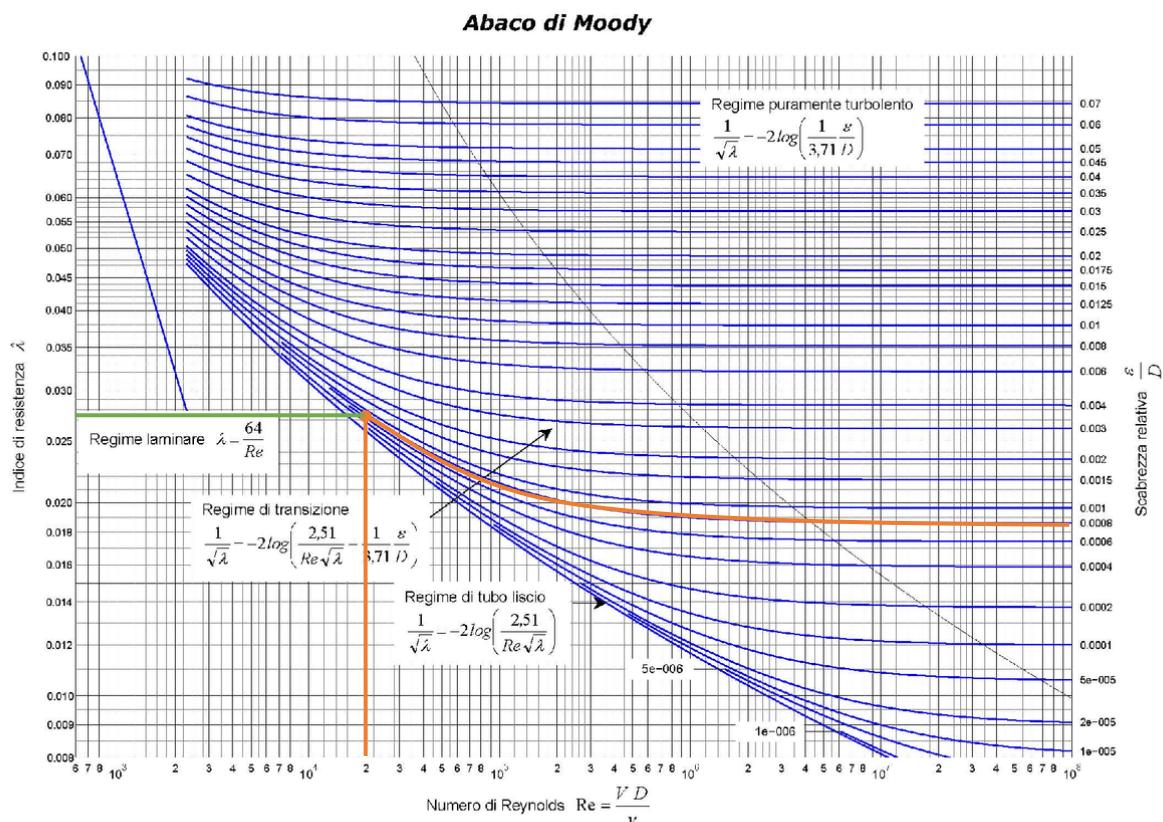


Figura 28 - Abaco di Moody: le linee arancioni e verdi rappresentano le entrate in X e Y dei valori calcolati in precedenza

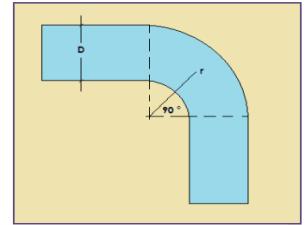
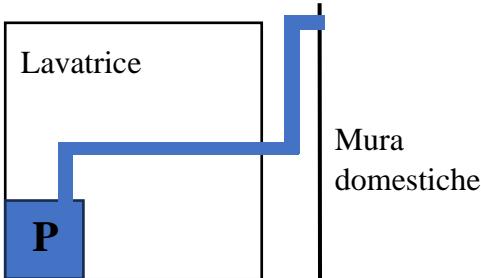
Dall'Equazione di Darcy-Weisbach si ottiene dunque la cadente media del tubo:

$$J = \lambda \frac{V^2}{2gD} = 0.0379$$

E infine:

$$\Delta H_D = JL = 0.0948 \text{ m} \approx 0.1 \text{ m (conservativo)}$$

Per le perdite concentrate, si considerano due curve di 90° , una all'inizio e una alla fine del tubo, secondo il seguente modello, dove P è la pompa:



$K = 0,13$ per curve a 45° con $r/D = 1,5$;
 $K = 0,14$ per curve a 45° con $r/D = 2,0$;
 $K = 0,18$ per curve a 60° con $r/D = 1,0$;
 $K = 0,17$ per curve a 60° con $r/D = 1,5$ e $r/D = 2,0$;
 $K = 0,29$ per curve a 90° con $r/D = 1,0$;
 $K = 0,24$ per curve a 90° con $r/D = 1,5$ e $r/D = 2,0$.

Figura 29 - Raccordo curvilineo a gomito

Basandosi sulla figura 29 a destra, considerando $r/D = 1$, si ricava un $K = 0.29$ che va utilizzato nella seguente formula per le perdite concentrate:

$$\Delta H_{C,singola} = K \frac{V^2}{2g} = 0.0120 \text{ m}$$

$$\Delta H_C = 2\Delta H_{C,singola} = 0.0240 \text{ m}$$

Nel complesso, quindi:

$$\Delta H_P = \Delta z + \Delta H_D + \Delta H_C = 0.979 \text{ m}$$

Si nota dunque che la prevalenza ΔH_P rispecchia l'ipotesi presa in considerazione inizialmente relativa alla relazione tra H e Q permettendo dunque di confermare la scelta della pompa che sarà in grado di generare una portata di circa 24 L/min .

Si vuole inoltre sottolineare che, se anche per assurdo si sfruttasse tutta la lunghezza disponibile del tubo nella direzione verticale, ovvero con un Δz di circa 2 m , considerando la profondità della lavatrice di circa 0.5 m che deve comunque essere percorsa dal tubo in senso orizzontale, la pompa sarebbe ugualmente in grado di lavorare, seppur con una portata piuttosto ridotta di circa 6 L/min .

Si riportano di seguito i dati tecnici della pompa:

Tipologia	Pompa sincrona bifase
Diametro rotore	25 mm
Potenza dichiarata	30 W
Altri dati elettrici	220/240 V – 50 Hz
Portata al regime considerato	24 L/min o 0.0004 m ³ /s

Si noti infine che le caratteristiche trovate sono coerenti con quelle della pompa trovata all'interno della lavatrice da noi smontata (pompa “Leili Changzhou BPX2-75”), che presentava una potenza di 30 W, un rotore da 25 mm, una prevalenza di 1 m ma una portata leggermente inferiore da 17 L/min, secondo quanto dichiarato dalla casa costruttrice.

6.2 RESISTENZA TERMICA

Dato fondamentale per lo studio è la quantità di acqua immessa nella vasca destinata al processo di riscaldamento. Come specificato nell'introduzione, esistono tre categorie di lavaggi, una più ecologica o destinata ai capi più delicati, una per i lavaggi standard e una per i lavaggi più aggressivi, corrispondenti rispettivamente alle temperature di 40, 60 e 80 °C. A seconda della modalità scelta, del tipo di tessuto introdotto e della quantità di panni immessi nel cestello, varia ovviamente anche la quantità di acqua consumata, passando dai circa 40 L dei lavaggi più ecologici ai circa 60 L di quelli più intensi. Si è quindi deciso di verificare tutte le possibili combinazioni di volume e temperatura appena citati in modo da avere un quadro che sia il più ampio possibile sui tempi di riscaldamento, tenendo a mente che solo metà del volume di acqua immesso è destinato alla fase di lavaggio e quindi necessita di essere riscaldato; la restante metà viene utilizzata solamente per il risciacquo.

La scelta della resistenza è stata dunque effettuata partendo dalla massa di acqua da scaldare, che sarà quindi $M = 20 \text{ kg}$, $M = 25 \text{ kg}$ o $M = 30 \text{ kg}$. Il calore richiesto dal processo si può trovare come

$$Q = Mc_p\Delta T$$

Con c_p calore specifico dell'acqua e ΔT differenza tra la temperatura iniziale dell'acqua e la temperatura richiesta. Le temperature richieste dai lavaggi sono state appunto scelte a 40 °C, 60 °C e 80 °C, mentre la temperatura di entrata dell'acqua è stata ipotizzata pari a 20 °C.

Successivamente, partendo dai valori più comuni delle potenze erogabili dalle resistenze elettriche presenti sul mercato, è stato calcolato il tempo richiesto per portare l'acqua a temperatura

$$\dot{Q} = \frac{Q}{\Delta T}$$

Da cui

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{Q}}$$

Dove \dot{Q} rappresenta la potenza, espressa in Watt.

Scegliendo come valore della resistenza 1950 W, i tempi necessari per riscaldare l'acqua sono i seguenti:

Massa Acqua [kg]	Temperatura Programma [°C]	Tempo Riscaldo [min]
20	40	14.31
20	60	28.62
20	80	42.93
25	40	17.89
25	60	35.78
25	80	53.67
30	40	21.47
30	60	42.93
30	80	64.40

In particolare, si sceglie di utilizzare il prodotto Beko 2863403000 (<https://www.ersatzteil-lager.com/Heizelement-passend-fuer-beko-2863403000-1950W-230V-mit-Fuehler-fuer-Waschmaschine>)

7 FATTIBILITÀ TECNOLOGICA

Per facilità di comprensione, il seguente capitolo è stato suddiviso in due sezioni: una prima denominata “globale”, incentrata sulla struttura macroscopica della lavatrice, ed infine una sezione dedicata al solo gruppo vasca, così da potersi focalizzare sui dettagli e sul processo di lavorazione di parti a dimensioni ridotte. Inoltre, le voci dei prodotti che verranno acquistati da aziende terze sono contrassegnate, nella colonna “Lavorazione”, con “BUY, da catalogo” nel caso di prodotti standardizzati o con “BUY, da specifiche di progetto” se si tratta di prodotti le cui dimensioni e/o specifiche dipendono da scelte progettuali effettuate in precedenza (in questo caso, marca, modello e specifiche sono collocate nel capitolo di “appartenenza” del prodotto in questione).

7.1 PROCESSI DI LAVORAZIONE – GLOBALE

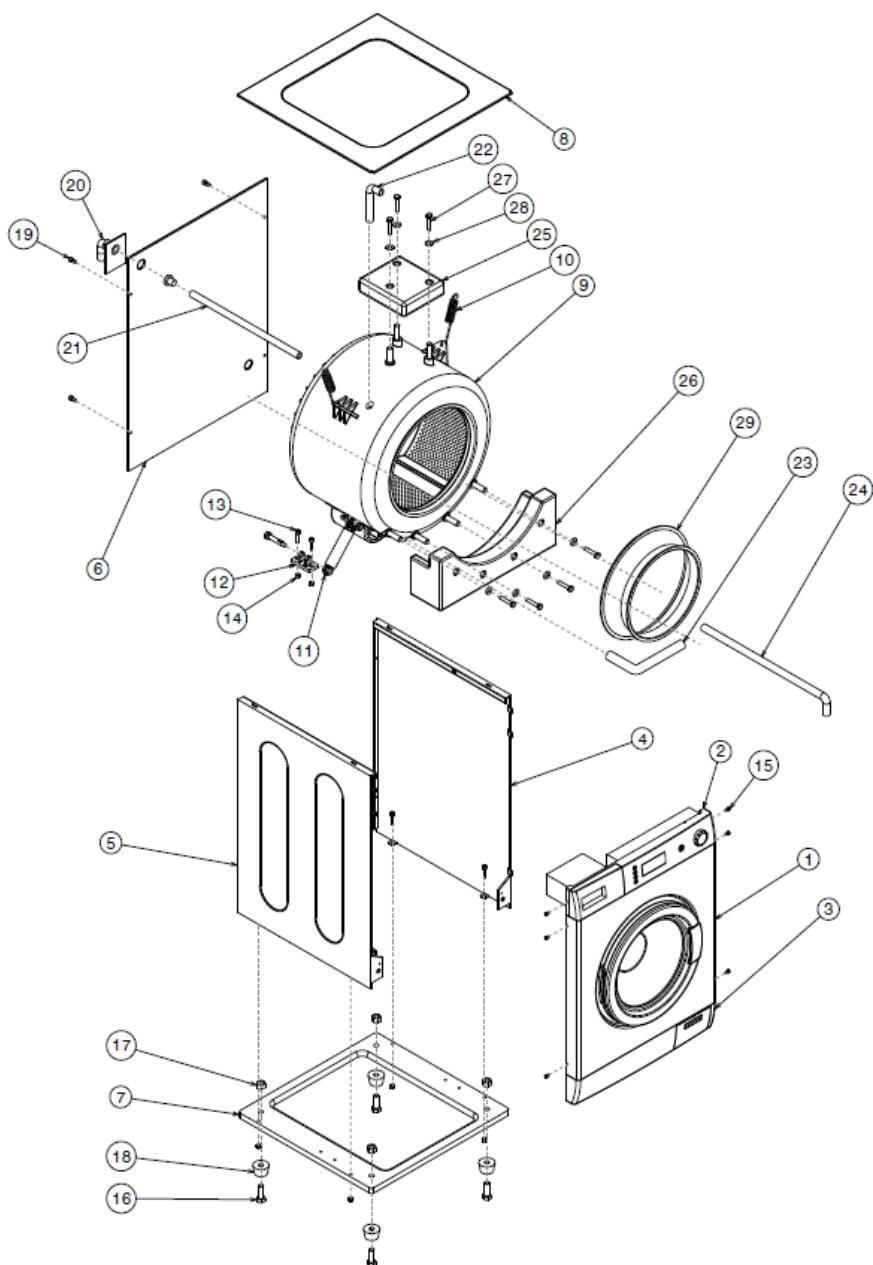


Figura 30 - Esploso Globale

Numero	Nome	Quantità	Materiale	Lavorazione
1	Frontale	1	Metallo	Deformazione plastica
2	Pannello di Controllo	1	Materie plastiche	Lavorazioni materie plastiche
3	Frontale Inferiore	1	Materie plastiche	Lavorazioni materie plastiche
4	Laterale - Destra	1	Metallo	Deformazione plastica
5	Laterale - Sinistra	1	Metallo	Deformazione plastica
6	Posteriore	1	Metallo	Deformazione plastica
7	Basamento	1	Metallo	Deformazione plastica
8	Chiusura Superiore	1	Metallo	Deformazione plastica
9	Gruppo Vasca	1	Varie, vedi dopo	Varie, vedi dopo
10	Molle	2	Metallo	BUY, da specifiche di progetto
11	Smorzatore	2	Misto	BUY, da specifiche di progetto
12	Connettore Smorzatori	2	Materie plastiche	Lavorazioni materie plastiche
13	ISO 4762 SCREW M8x35	8	Metallo	BUY, da catalogo
14	ISO 4034 NUT M8	8	Metallo	BUY, da catalogo
15	ISO 1207 SCREW M6x10	6	Metallo	BUY, da catalogo
16	Piedino	4	Plastica	BUY, da catalogo
17	ISO 4018 SCREW M16x45	4	Metallo	BUY, da catalogo
18	ISO 4034 NUT M16	4	Metallo	BUY, da catalogo
19	ISO 4762 SCREW M8x16	4	Metallo	BUY, da catalogo
20	Tubo ingresso acqua	1	Materie plastiche	BUY, da catalogo
21	Tubo ingresso cassetto detergente	1	Materie plastiche	BUY, da catalogo
22	Tubo Vasca - Entrata	1	Materie plastiche	BUY, da catalogo
23	Tubo Vasca - Uscita	1	Materie plastiche	BUY, da catalogo
24	Tubo Pompa - Uscita	1	Materie plastiche	BUY, da catalogo
25	Blocco Cemento - Superiore	1	Conglomerato artificiale	BUY, da specifiche di progetto
26	Blocco Cemento - Inferiore	1	Conglomerato artificiale	BUY, da specifiche di progetto
27	ISO 4017 SCREW M10x50	7	Metallo	BUY, da catalogo
28	Rosetta	7	Metallo	BUY, da catalogo
29	Guarnizione	1	Materie plastiche	BUY, da specifiche di progetto

Tabella 24

In particolare, vengono segnalate le seguenti lavorazioni come processo produttivo preferibile per la realizzazione di determinate parti metalliche (i numeri sono riferiti alla BOM in tabella 1):

- Parti 1, 4, 5, 6, 7, 8 - Si ottengono tramite lavorazioni per deformazione delle lamiere (lamiere ottenute a loro volta da “bramme” tramite deformazione massiva). In particolare, si parte dal coil (o da un foglio di lamiera piatta) e per cesoiaatura (preferibile alla traciatura, così da non generare pressioni eccessive) si ottengono parti di lamiera con le dimensioni volute. Nel caso siano presenti cavità o rientranze, è possibile ottenerle tramite imbutitura. Successivamente, per la realizzazione dei fori viene eseguita una punzonatura ed infine, per la creazione dei raccordi, si esegue una piegatura. Come materiale, si suggerisce di usare una lamiera zincata, costituita da un substrato di acciaio e da un rivestimento di zinco, che le conferisce una elevata resistenza alla corrosione (in caso di perdita, il metallo entrerebbe plausibilmente in contatto

con l'acqua – la zincatura evita che questa si corroda, cosicché il cabinet resti funzionante e non vada in seguito sostituito).

7.2 PROCESSI DI LAVORAZIONE - GRUPPO VASCA

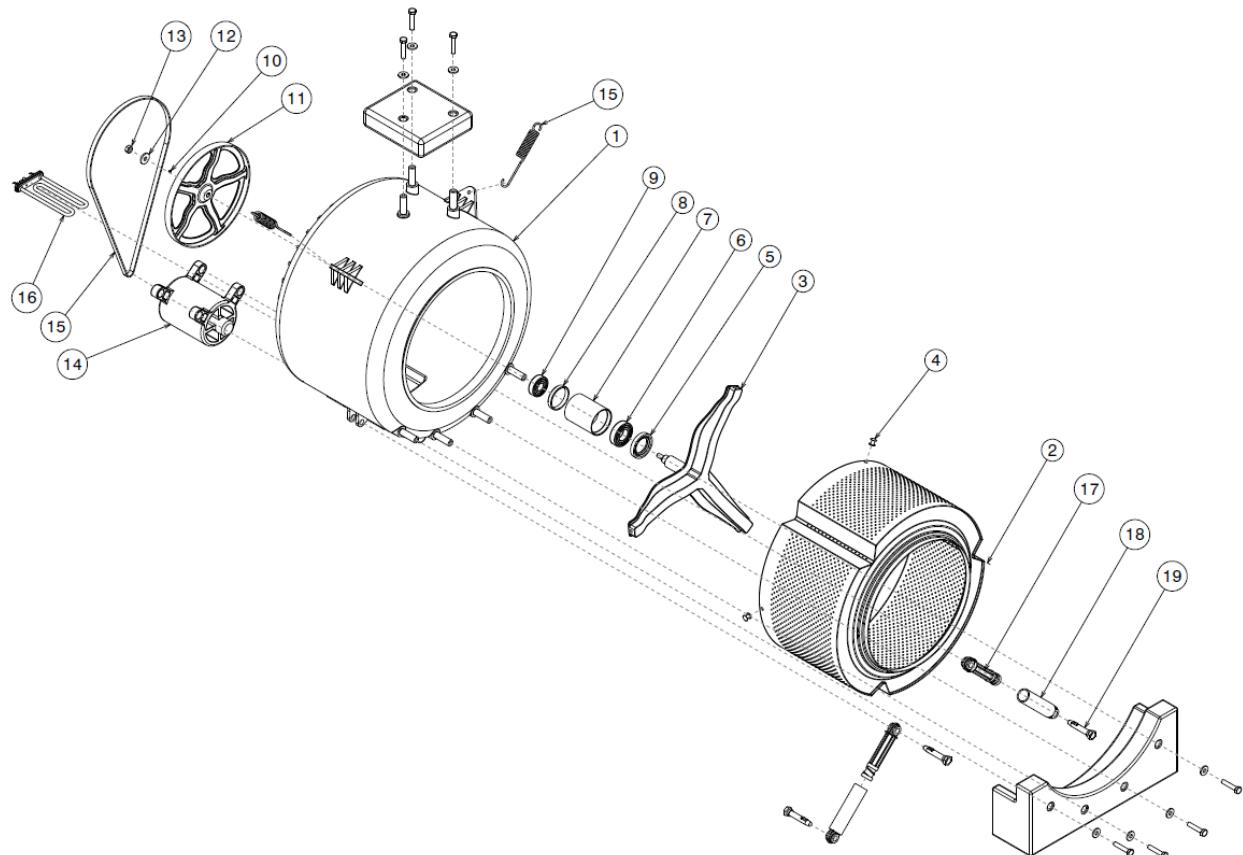


Figura 31 - Esploso Gruppo Vasca

Numero	Nome	Quantità	Materiale	Lavorazione
1	Vasca	1	Materie plastiche	Lavorazioni materie plastiche
2	Cestello	1	Metallo	Deformazione plastica
3	Crociera + Albero	1	Metallo	Fonderia, Asportazione truciolo
4	Perno di Bloccaggio	3	Metallo	BUY, da catalogo
5	SKF 40x65x10 HMS5 RG	1	Gomma + Metallo	BUY, da catalogo
6	SKF 6206 – 2Z	1	Metallo	BUY, da catalogo
7	Mozzo	1	Metallo	Deformazione plastica
8	Distanziale	1	Metallo	Deformazione plastica
9	SKF 6304 – 2Z	1	Misto	BUY, da catalogo
10	A 3x3x6 UNI 6604 - 69	1	Metallo	BUY, da catalogo
11	Puleggia	1	Materie plastiche	Lavorazioni materie plastiche
12	Rosetta	1	Metallo	BUY, da catalogo
13	ISO 4032 NUT M10	1	Metallo	BUY, da catalogo
14	Motore	1	Misto	BUY, da specifiche di progetto
15	Cinghia	1	Gomma	BUY, da specifiche di progetto
16	Resistenza	1	Misto	BUY, da specifiche di progetto
17	Stelo Smorzatore	2	Misto	BUY, da specifiche di progetto
18	Cilindro Smorzatore	2	Misto	BUY, da specifiche di progetto
19	Perno	4	Materie Plastiche	Lavorazioni materie plastiche

Tabella 25 – BOM Esploso Gruppo Vasca

Per la creazione di determinate parti metalliche si suggeriscono i seguenti processi:

- Parte 2 - Il cestello è sicuramente una delle parti che richiede, a livello tecnologico, un processo composto da un elevato numero di lavorazioni per deformazione plastica. Partendo dal coil di lamiera si procede, tramite cesoiatura, a creare una lamiera rettangolare. Si va poi a creare il pattern dei fori voluto tramite punzonatura (creando anche quelli per i trascinatori fermacarico). Successivamente, la parte creata viene sottoposta ad un processo di calandratura per conferirle la forma cilindrica. Per creare i trascinatori fermacarico si procede tramite piegatura per ottenere la tipica forma triangolare che li caratterizza. Infine, per creare la chiusura del cilindro, si esegue un processo di aggraffatura, considerando che le due lamiere di chiusura debbano essere precedentemente piegate alle estremità per poter essere correttamente alloggiate in presenza dei trascinatori. La lamiera frontale deve essere inoltre precedentemente sottoposta a imbutitura per crearne la tipica forma "bombata". Come materiale da utilizzare, dal momento che il cestello è sempre in contatto con acqua e detergenti, si suggerisce un acciaio inox.
- Parte 3 - La parte in questione è composta da due pezzi, rispettivamente albero e crociera. Il processo produttivo eseguito è composto idealmente da tre passaggi: creazione separata delle parti, rifinitura delle stesse ed infine saldatura. Le parti vengono inizialmente create tramite un processo di fonderia. Successivamente, prima di essere saldate tra di loro, vengono sottoposte ad una lavorazione per asportazione di truciolo. In particolare, l'albero verrà sottoposto ad un processo di tornitura per aumentarne la precisione della dimensione del diametro: essendo in contatto con i cuscinetti, è essenziale che il pezzo venga prodotto con tolleranze dimensionali strette. La crociera, invece, verrà sottoposta ad una lavorazione per fresatura ad asse orizzontale, così da rimuovere eventuali imprecisioni nella zona in cui verrà poi effettuata la saldatura con l'albero – albero che dovrà essere sottoposto anch'esso ad un simile processo sulla sezione inferiore per lo stesso motivo.
- Parte 7 – Per quanto riguarda il processo di produzione del mozzo, a causa della sua particolare geometria interna, si consiglia di procedere inizialmente con un processo di fonderia per creare un primo cilindro cavo di diametro interno pari al minore dei diametri interni presenti nel mozzo. Successivamente, tramite lavorazioni per asportazione di truciolo, si genereranno i diametri maggiori, alloggiamenti dei cuscinetti e della guarnizione, e si lavoreranno le superfici interna (tramite barenatura) ed esterna (tramite tornitura) al fine di conferir loro la corretta geometria e/o rugosità superficiale.
- Parte 11 – La puleggia nel suo complesso viene ricavata tramite lavorazioni su materie plastiche. Si fa notare però che, al fine di poter sopportare i carichi a cui è sottoposta durante la trasmissione della coppia, viene predisposta su tutta la sezione a contatto con l'albero e con la linguetta una lamina in acciaio, ottenuta tramite piegatura e sottoposta a lavorazioni di finitura superficiale, in modo che possa lavorare il più ottimamente possibile a contatto con gli organi meccanici a cui è collegata.

8 ANALISI DEI CONSUMI

Secondo la normativa europea n.1015/2010, per poter valutare la classe energetica di una lavatrice, è necessario calcolare il consumo in kWh su 220 lavaggi annui ponderandolo su 3 differenti configurazioni:

1. ciclo di lavaggio di cotone a 40°C con metà del carico nominale (4 kg);
2. ciclo di lavaggio di cotone a 60°C con metà del carico nominale (4 kg);
3. ciclo di lavaggio di cotone a 60°C a pieno carico (8 kg).

In tutti e tre i casi la modalità di lavaggio deve essere impostata su “eco”, essendo quella di riferimento per i più bassi consumi ottenibili.

Si identificano inizialmente le componenti che gravano maggiormente sui consumi:

- resistenza elettrica, con potenza pari a 1950 W, responsabile di un valore compreso tra il 70% e il 90% del consumo totale di energia elettrica;
- pompa di scarico, con una potenza pari a 30 W e capace di processare circa 24 l/min.
- motore elettrico, corresponsabile dei consumi in tutte le fasi del lavaggio;
- altre componenti elettroniche interne alla lavatrice, il cui consumo risulta essere ridotto se relazionato al totale.

8.1 IPOTESI CONSIDERATE

A partire dai consumi medi dichiarati per altre lavatrici, si considera per il lavaggio a 60 °C e pieno carico una quantità complessiva di acqua pari a 48 L, mentre per i due lavaggi eseguiti alla metà del carico massimo si considera un quantitativo complessivo minore pari a circa 38 L. Si ipotizza anche che circa la metà di tale contributo sia utilizzato nella fase di lavaggio, e che sia quindi il volume di acqua che la resistenza dovrà sottoporre a riscaldamento.

Per la condizione di pieno carico, si è considerata una fase di centrifuga identica a quella presentata nel dimensionamento degli organi meccanici: 1 min per la fase di transitorio e 8 minuti a regime. Considerando costante la coppia fornita dal motore, la potenza erogata sarà caratterizzata da un andamento lineare (secondo le ipotesi già presentate): si può dunque equivalentemente considerare una potenza media di 240 W (metà di quella massima, 480 W, erogata a 1200 rpm) spalmata sull'intero minuto di transitorio. I restanti 8 minuti, si considerano caratterizzati da una potenza pari a circa 120 W, ipotizzata potenza necessaria a compensare le dissipazioni che si verificano durante il moto. La suddivisione dei tempi per questa fase viene considerata dimezzata in ogni sua parte nel caso di lavaggi a mezzo carico.

Come ipotizzato sin dalle premesse, si considera un tempo complessivo di completamento del ciclo pari a circa 130 min, metà dei quali considerati (conservativamente) sfruttati per la rotazione del cestello a velocità di lavaggio (50 rpm). Al fine di poter stimare, seppur sommariamente, la potenza assorbita in questa condizione, è stata calcolata una coppia equivalente, generata esclusivamente dal peso dei panni asciutti con l'aggiunta di una stima di acqua, essendo il contributo della forza centrifuga molto ridotto con velocità di tale valore. Complessivamente, considerando che non tutti i panni vengono sollevati contemporaneamente, i valori delle masse risultano pari a 5 kg per metà carico nominale e 10 kg per l'intero carico, corrispondenti a circa 1/3 del peso dei panni bagnati non centrifugati (si rimanda al dimensionamento del motore per le masse considerate). Il braccio scelto è

approssimativamente pari a 0.2 m, inferiore a 0.25 m (raggio del cestello), in quanto contrariamente alla centrifuga i panni non sono disposti uniformemente sul bordo del cestello.

Chiarite le ipotesi iniziali di seguito si svolgono i calcoli a seconda delle varie configurazioni.

8.2 ANALISI PER VARI CICLI DI LAVAGGIO

8.2.1 Ciclo di lavaggio di cotone a 40°C e mezzo carico

8.2.1.1 *Consumi resistenza elettrica*

A partire dall'analisi dei capitoli precedenti si ricava che il tempo necessario per poter riscaldare 19 L di acqua con la resistenza scelta di 1950 W è pari a 14 min circa.

Dunque, il consumo in kWh per un singolo lavaggio è il seguente:

$$consumo_{res} = 1950 \text{ W} * \frac{14}{60} \text{ h} = 455 \text{ Wh} = 0.455 \text{ kWh}$$

8.2.1.2 *Consumi pompa di scarico*

Nota la portata di 24 L/s, è possibile calcolare il tempo necessario a scaricare il volume di acqua complessivo, pari a 38 L.

$$tempo \text{ di scarico} = \frac{\text{litri complessivi}}{\text{portata}} = \frac{38 \text{ L}}{24 \text{ L/min}} = 1.58 \text{ min}$$

Per calcolare il consumo in kWh si moltiplica ora la potenza per il tempo di utilizzo:

$$consumo_{pompa} = \text{tempo di scarico} * \text{potenza} = 30 \text{ W} * \frac{1.58}{60} \text{ h} = 7.9 * 10^{-4} \text{ kWh}$$

8.2.2 Consumi fase di centrifuga

Durante la centrifuga, si considera come da ipotesi una potenza del motore pari a 240 W per il transitorio e da 120 W per il moto a regime di centrifuga, di seguito il valore del consumo:

$$consumo_{centrif} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 240 \text{ W} * \frac{0.5}{60} \text{ h} + 120 \text{ W} * \frac{5}{60} \text{ h} = 0.012 \text{ kWh}$$

8.2.2.1 Consumi fase di lavaggio

Come da ipotesi, si calcola inizialmente la coppia resistiva approssimativa, come:

$$C_r = P * b = 5kg * 9.81 m/s^2 * .2 m = 9.81 N * m$$

Si ricava in seguito la ω , nota la velocità di rotazione:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 50}{60} = 5.26 \text{ rad/s}, \text{ da cui si ricava la potenza richiesta: } P_{lav} = C_r * \omega = 51.06 W.$$

Infine si calcola il consumo:

$$consumo_{lav} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 51.06 W * \frac{130}{2 * 60} h = 0.0559 kWh$$

8.2.2.2 Consumo medio di altre componenti elettroniche

Il consumo medio delle varie componenti elettroniche, uguale per ogni tipologia di lavaggio, a partire da analisi svolte per altre lavatrici si considera pari a 0.31 W complessivi per ciclo di lavaggio, il quale ha una durata di 130 min, da cui risulta:

$$consumo_{elettronica} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 0.31 W * \frac{130}{60} h = 6.71 * 10^{-4} kWh$$

Si può dunque calcolare il consumo totale come somma di tutti i contributi da cui si ottiene:

$C_{tot} = 0.52 kWh$, per singolo lavaggio.

Analogamente, si eseguono i calcoli per i consumi tenendo conto delle ipotesi fatte in precedenza per le altre configurazioni.

8.2.3 Ciclo di lavaggio di cotone a 60°C e mezzo carico

8.2.3.1 Consumi resistenza elettrica

A partire dall'analisi dei capitoli precedenti si ricava che il tempo necessario per poter riscaldare 19 L di acqua con la resistenza scelta di 1950 W è pari a 28 min circa.

Dunque, il consumo in kWh per un singolo lavaggio è il seguente:

$$consumo_{res} = 1950 W * \frac{28}{60} h = 910 Wh = 0.91 kWh$$

8.2.3.2 Consumi pompa di scarico

Essendo sia la portata che i litri complessivi utilizzati identici, si riportano i calcoli che restituiscono gli stessi risultati.

$$\text{tempo di scarico} = \frac{\text{litri complessivi}}{\text{portata}} = \frac{38 \text{ L}}{24 \text{ L/min}} = 1.58 \text{ min}$$

$$\text{consumo}_{\text{pompa}} = \text{tempo di scarico} * \text{potenza} = 30 \text{ W} * \frac{1.58}{60} \text{ h} = 7.9 * 10^{-4} \text{ kWh}$$

8.2.3.3 Consumi fase di centrifuga

Essendo i valori identici al caso precedente si riportano unicamente i calcoli.

$$\text{consumo}_{\text{centrif}} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 240 \text{ W} * \frac{0.5}{60} \text{ h} + 120 \text{ W} * \frac{5}{60} \text{ h} = 0.012 \text{ kWh}$$

8.2.3.4 Consumi fase di lavaggio

Essendo i valori identici al caso precedente si riportano unicamente i calcoli:

$$C_r = P * b = 5 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 * .2 \text{ m} = 9.81 \text{ N} * \text{m}$$

$$\omega = \frac{2*\pi*50}{60} = 5.26 \text{ rad/s}, \text{ da cui si ricava la potenza richiesta: } P_{\text{lav}} = C_r * \omega = 51.06 \text{ W}.$$

$$\text{consumo}_{\text{lav}} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 51.06 \text{ W} * \frac{130}{2*60} \text{ h} = 0.0559 \text{ kWh}.$$

8.2.3.5 Consumo medio di altre componenti elettroniche

Essendo i valori identici al caso precedente si riportano unicamente i calcoli:

$$\text{consumo}_{\text{elettronica}} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 0.31 \text{ W} * \frac{130}{60} \text{ h} = 6.71 * 10^{-4} \text{ kWh}$$

Per cui il consumo totale finale risulta essere pari a:

$C_{\text{tot}} = 0.98 \text{ kWh}$, per singolo lavaggio.

8.2.4 Ciclo di lavaggio di cotone a 60°C e pieno carico

8.2.4.1 Consumi resistenza elettrica

A partire dall'analisi dei capitoli precedenti si ricava che il tempo necessario per poter riscaldare 24 l di acqua con la resistenza scelta di 1950 W è pari a 35 min circa.

Dunque, il consumo in kWh per un singolo lavaggio è il seguente:

$$consumo_{res} = 1950 \text{ W} * \frac{35}{60} \text{ h} = 1137 \text{ Wh} = 1.137 \text{ kWh}$$

8.2.4.2 Consumi pompa di scarico

Nota la portata di 24 L/s, è possibile calcolare il tempo necessario per poter scaricare i litri di acqua complessivi, che per come descritto nel paragrafo precedente è pari a 48 L.

$$\text{tempo di scarico} = \frac{\text{litri complessivi}}{\text{portata}} = \frac{48 \text{ L}}{24 \text{ L/min}} = 2.08 \text{ min}, \text{ e il consumo:}$$

$$consumo_{pompa} = \text{tempo di scarico} * \text{potenza} = 30 \text{ W} * \frac{2.08}{60} \text{ h} = 0.00104 \text{ kWh}$$

8.2.4.3 Consumi fase di centrifuga

Durante la centrifuga, si considera come da ipotesi una potenza del motore pari a 240 W per il transitorio e da 120 W per il moto a regime in centrifuga, tuttavia cambiano rispetto ai casi precedenti il tempo di transitorio e complessivo di centrifuga, di seguito il valore del consumo:

$$consumo_{centrif} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 240 \text{ W} * \frac{1}{60} \text{ h} + 120 \text{ W} * \frac{9}{60} \text{ h} = 0.024 \text{ kWh}$$

8.2.4.4 Consumi fase di lavaggio

Come da ipotesi, si calcola inizialmente la coppia resistiva approssimativa, come:

$$C_r = P * b = 10 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 * 2 \text{ m} = 19.62 \text{ N} * \text{m}$$

Si ricava in seguito ω , nota la velocità di rotazione:

$$\omega = \frac{2\pi * 50}{60} = 5.26 \text{ rad/s}, \text{ da cui si ricava la potenza richiesta: } P_{lav} = C_r * \omega = 103 \text{ W}.$$

Infine si calcola il consumo:

$$consumo_{lav} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 103 \text{ W} * \frac{130}{2 * 60} \text{ h} = 0.11 \text{ kWh}.$$

8.2.4.5 Consumo medio di altre componenti elettroniche

Essendo i valori identici al caso precedente si riportano unicamente i calcoli:

$$\text{consumo}_{\text{elettronica}} = \text{potenza} * \text{tempo di utilizzo} = 0.31 \text{ W} * \frac{130}{60} \text{ h} = 6.71 * 10^{-4} \text{ kWh}$$

Per cui il consumo totale finale risulta essere pari a:

$C_{tot} = 1.248 \text{ kWh}$, per singolo lavaggio.

Di seguito si riassume in una tabella i consumi globali per singolo lavaggio per ciascuna delle tre configurazioni. Successivamente, attraverso la media ponderata si ricava il consumo globale della lavatrice.

Configurazione di lavaggio	Consumo totale (per singolo lavaggio)	Consumo totale (per 220 lavaggi annui)
Ciclo di lavaggio di cotone a 40°C e mezzo carico	0.52 kWh	114.4 kWh
Ciclo di lavaggio di cotone a 60°C e mezzo carico	0.98 kWh	215.6 kWh
Ciclo di lavaggio di cotone a 60°C e pieno carico	1.248 kWh	274.56 kWh

A partire dalla media ponderata sul peso si ricava un valore totale pari a circa (arrotondato per eccesso):

$\text{Consumo lavatrice} = 1 \text{ kWh}$ per lavaggio, ovvero circa 220 kWh per 220 lavaggi.

8.3 DEFINIZIONE CLASSE ENERGETICA

A partire dal valore ottenuto su 220 lavaggi è possibile verificare la classe energetica di appartenenza confrontandolo con i valori di riferimento per ciascuna classe.

Tali valori sono elencati nella Tab.26:

Lavatrici, consumo max in kWh/anno riferito a 220 lavaggi in condizioni miste, Regolam. (UE) 1061/2010										
capienza	kg/anno	A+++	A++	A+	A	B	C	D	E	F
4 kg	629	110	125	141	163	185	209			
5 kg	786	132	149	169	195	221	249			
6 kg	943	154	174	197	227	257	290			
7 kg	1100	175	198	225	259	293	331			
8 kg	1257	197	222	252	291	329	372			
9 kg	1414	218	247	280	323	366	413			
10 kg	1571	240	271	308	355	402	454			

Tabella 26 – Classi energetiche

Si ottiene dunque che la lavatrice, data la sua capienza pari a 8 kg, rientra nella all'interno della classe energetica A++, tuttavia per mancanza di informazioni dettagliate riguardo i consumi esatti, sono state fatte delle approssimazioni per eccesso e dunque è possibile che la lavatrice possa anche rientrare nella classe energetica superiore.

Il far parte di tale classe è un'ulteriore riprova delle scelte progettuali iniziali dettate da esigenze economiche e di mercato, come il numero di vendite all'interno dell'UE, tuttavia non delineandosi come top di gamma del segmento anche nell'ottica di contenere i costi complessivi di produzione.

Si fa notare inoltre che è stata utilizzata come normativa di riferimento quella valida fino al 2021, essendo quella nuova obbligatoriamente basata sull'impostazione di lavaggio automatica "eco 40-60", sulla quale non abbiamo controllo e quindi dati a disposizione. Inoltre, secondo la nuova normativa, i consumi vanno ponderati su tre tipologie di lavaggi: pieno carico, mezzo carico e un quarto di carico, ulteriore dato di incertezza in base alle informazioni a nostra disposizione.

Si considera contestualmente anche il fatto che la lavatrice da noi smontata e nostro punto di riferimento e confronto faceva riferimento alla normativa considerata in questa trattazione ed era classificata come A+++.

9 TAVOLE TECNICHE

Nelle seguenti pagine si trova una raccolta di tutte le tavole tecniche non ancora inserite in capitoli precedenti ma ritenute importanti al fine della corretta comprensione del prodotto realizzato.

Si noti che alcune tavole sono state inserite in modalità “accoppiata”: nella pagina successiva a quella contenente la tavola con pallinatura è situato il *Bill of Material* della stessa.

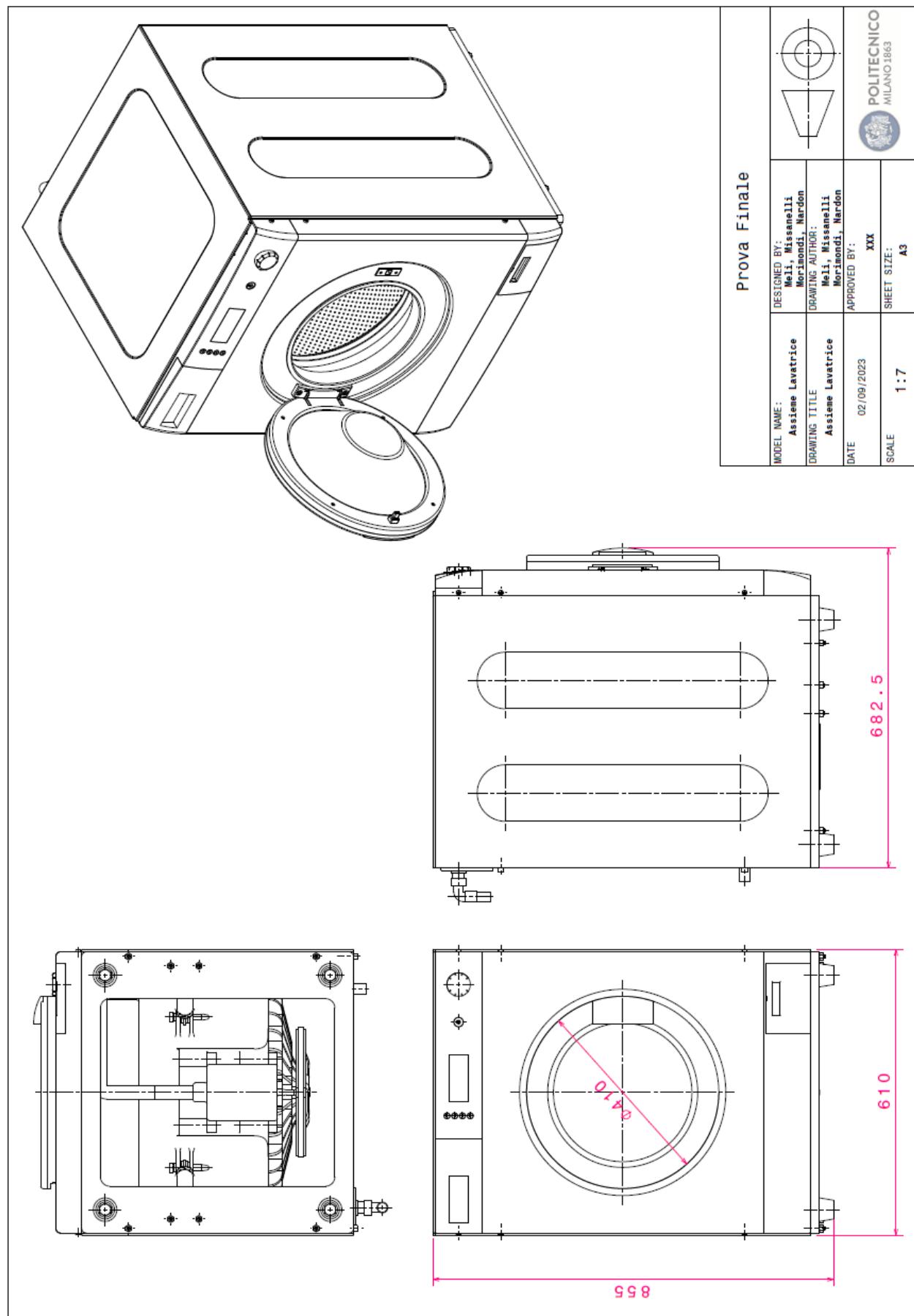


Figura 31 Tavola Tecnica d'Assieme con ingombri massimi

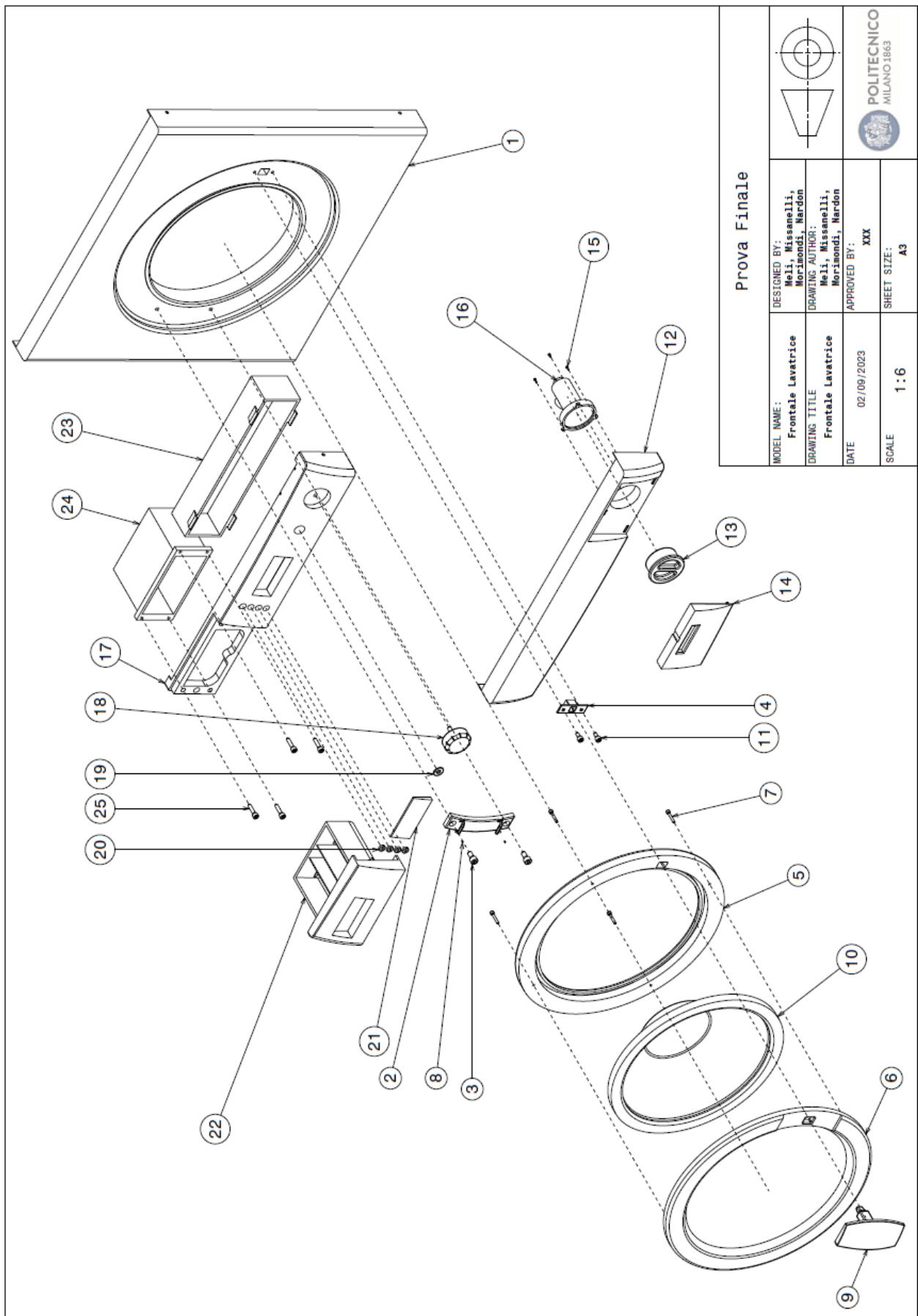


Figura 32 - Tavola Tecnica Frontale Lavatrice

BOM:	Frontale Lavatrice		
Number	Quantity		Part Number
1	1	Frontale	
2	1	Cerniera	
3	2	ISO 4762 SCREW M18x16	
4	1	Blocco Oblò - Lavatrice	
5	1	Retro Oblò	
6	1	Fronte Oblò	
7	4	ISO 4762 SCREW M4x25	
8	2	ISO 4062 SCREW M2x3	
9	1	Maniglia Oblò	
10	1	Vetro Oblò	
11	2	ISO 4762 SCREW M6x12	
12	1	Frontale Inferiore	
13	1	Tappo Pompa	
14	1	Cassetto Pompa	
15	3	ISO 4762 SCREW M2x6	
16	1	Pompa	
17	1	Pannello di Controllo	
18	1	Manopola Programmi	
19	1	Tasto Accensione	
20	4	Tasti - Generici	
21	1	Schermo LCD	
22	1	Cassetto Detergente	
23	1	Copertura - Componenti Elettronica	
24	1	Coperture - Cassetto	
25	4	ISO 4762 SCREW M6x25	

Tabella 27 – BOM Frontale Lavatrice

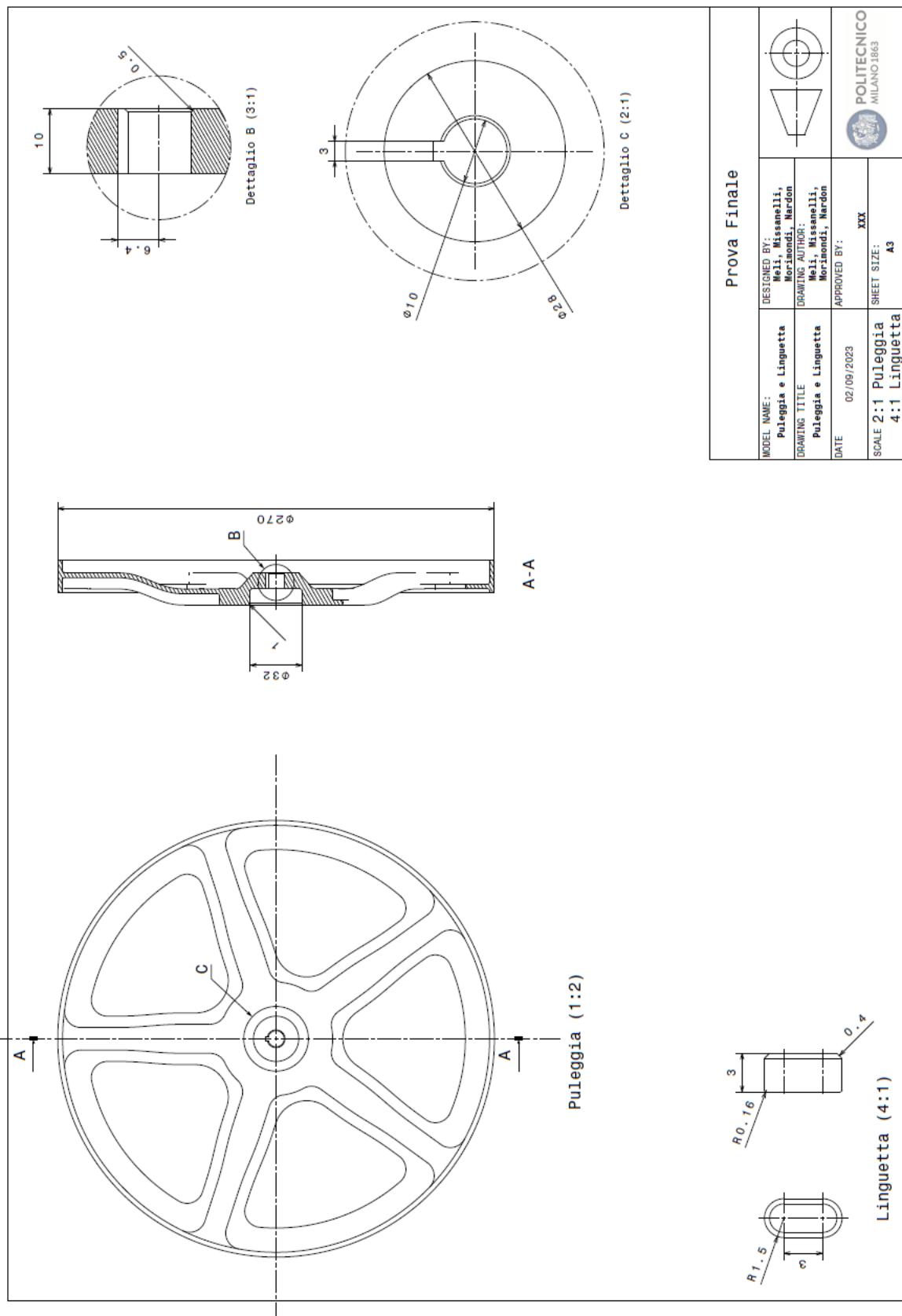


Figura 33 Tavola Tecnica Puleggia + Linguetta

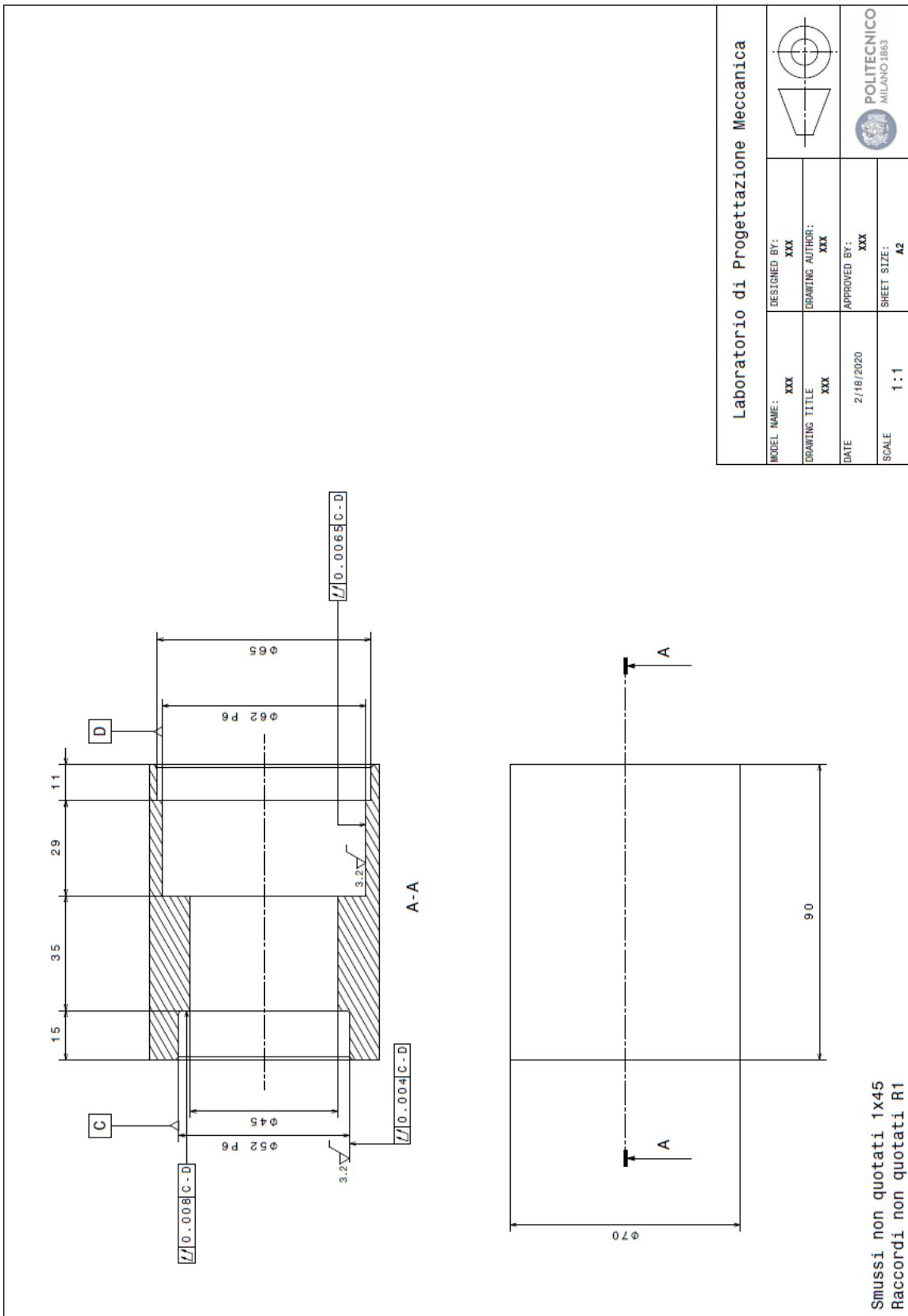


Figura 34 Tavola Tecnica Mozzo

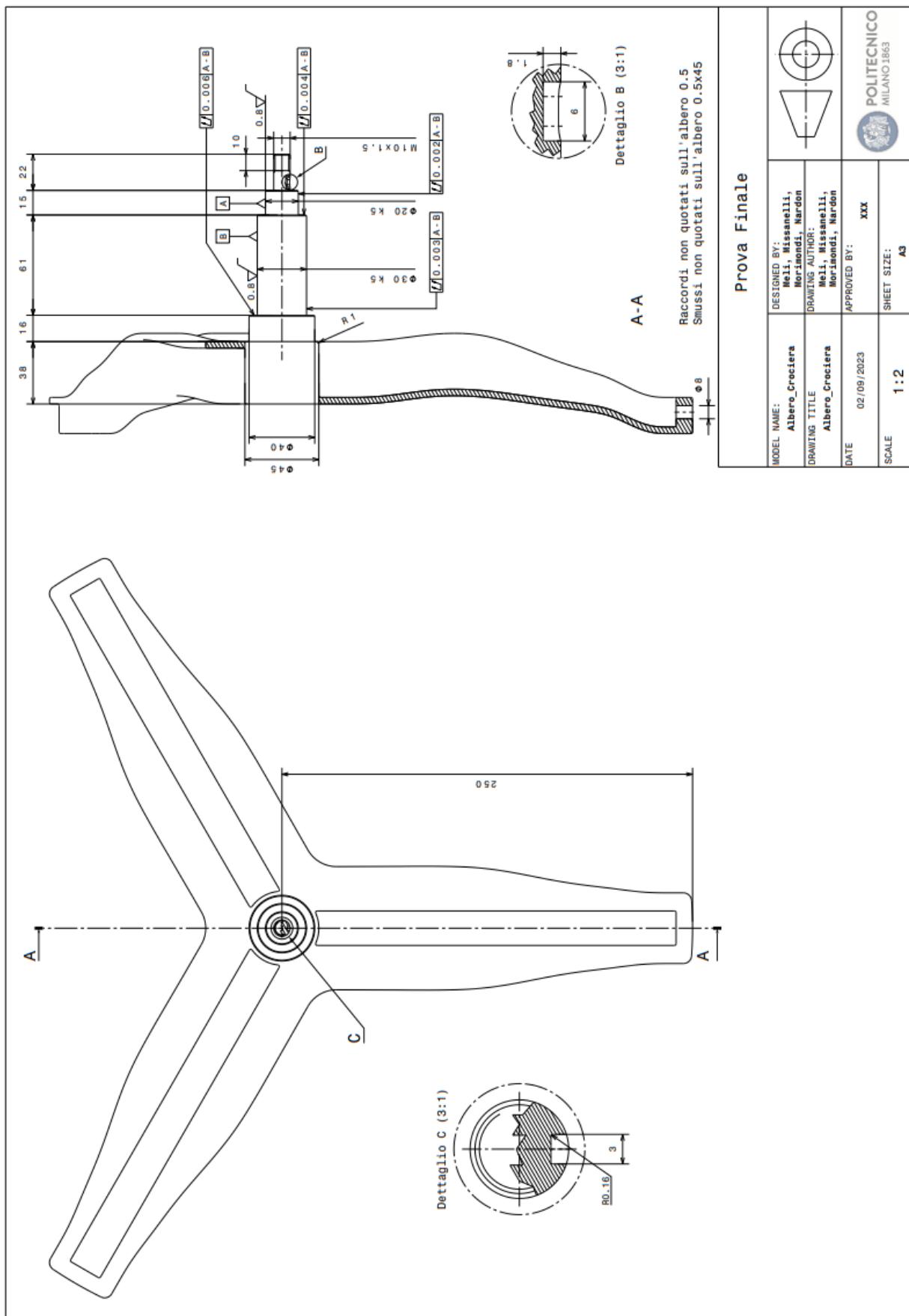


Figura 35 - Crociera ed albero

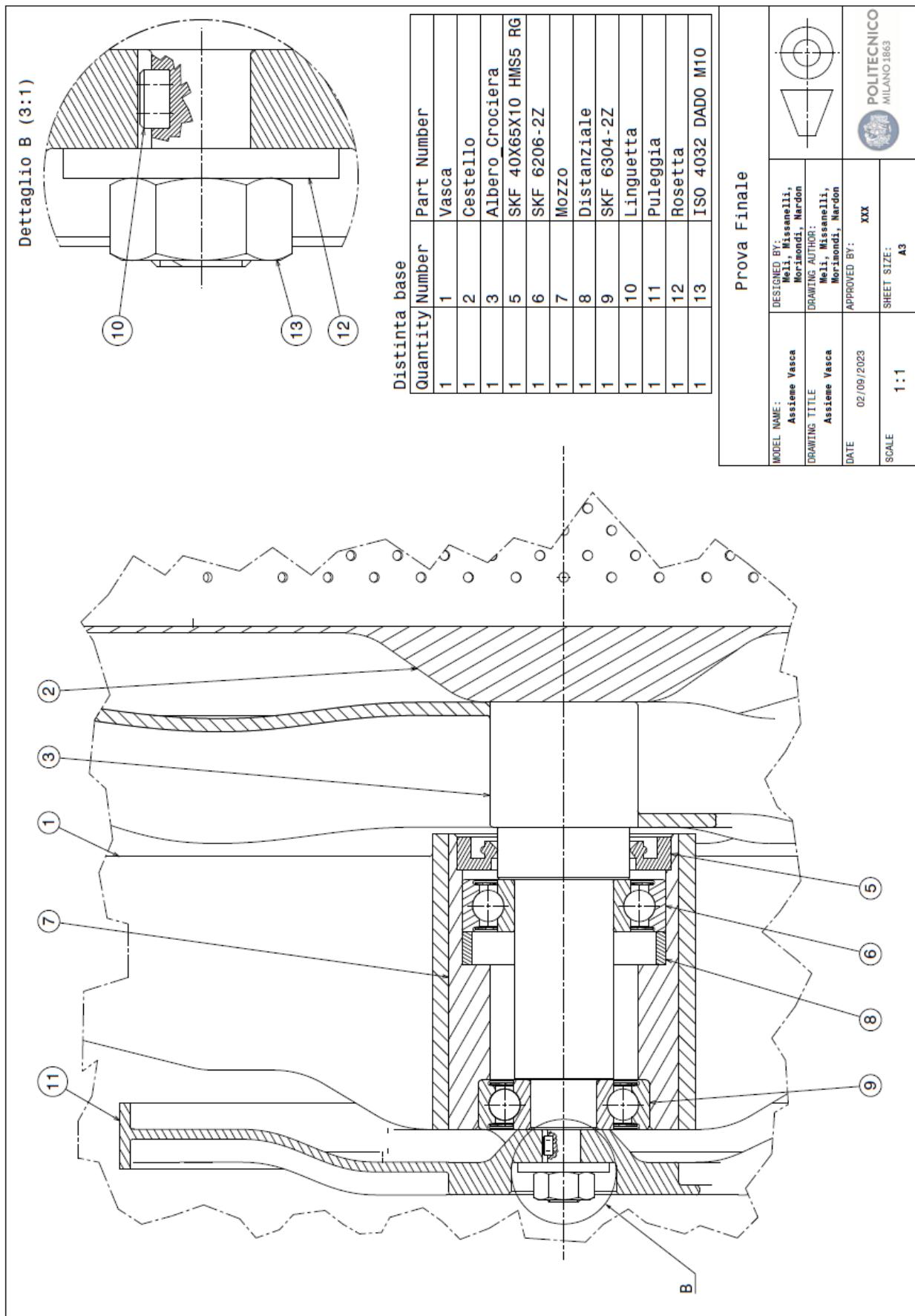


Figura 36 - Tavola di dettaglio riguardo albero e puleggia

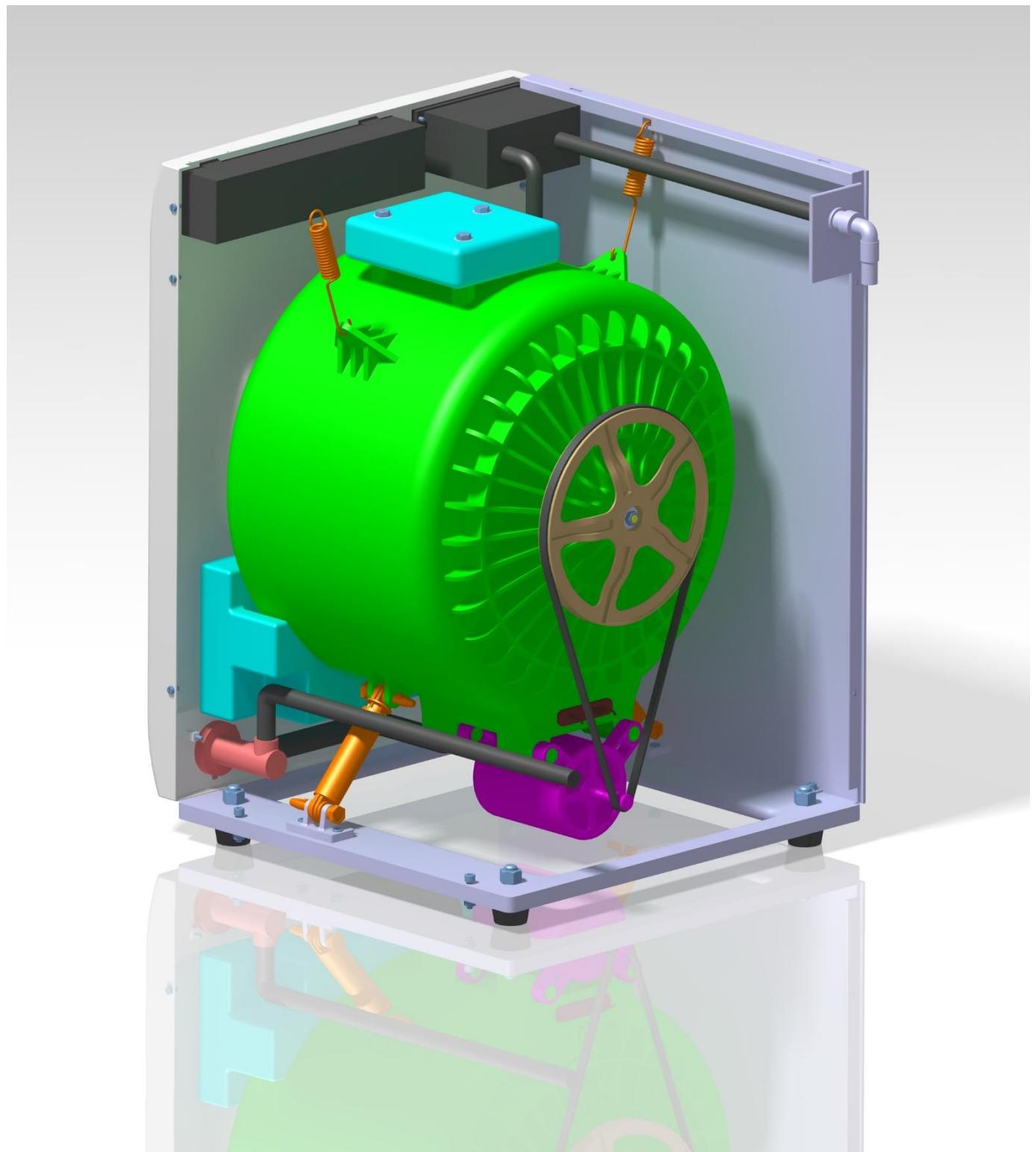


Figura 37 – Render Posteriore

10 RIFERIMENTI & BIBLIOGRAFIA

(s.d.). Tratto da RepairAid: <https://www.repairaid.co.uk/washing-machine-lifespan/>

(s.d.). Tratto da Statista: <https://fr.statista.com/>

Gobierno de México. (s.d.). Tratto da Data México:

<https://www.economia.gob.mx/datamexico/en/profile/product/washing-machines-including-machines-drying#mercado-global>

Luisa F. Cabeza, D. Ü.-V. (2018). Household appliances penetration and ownership trends in residential buildings. (U. d. Lleida, A cura di)

Zuloaga, F. R. (2014). Monitoring the washing machines market in Europe.

Ahmet Yörükoglu, E. A. (2009). Determining the Mass and Angular Position of the Unbalanced Load in Horizontal Washing Machines. International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Singapore.

ContiTech Power Transmission Systems. (s.d.). Conti-V Multirib multiple V-ribbed belts. Hannover.

Hee-Tae Lim, W.-B. J.-J. (2010). Dynamic Modeling and Analysis of Drum-type Washing Machine. INTERNATIONAL JOURNAL OF PRECISION ENGINEERING AND MANUFACTURING. Springer.

Merediz, A. (2009). Modeling of Dehydration Processes in Controlled Spinning of Washing Machines. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY , Department of Applied Mechanics , Göteborg, Sweden.

Mobil. (2020). Mobilith SHC™ Serie.

Park, J. (2021). Dynamic Modeling of a Front-Loading Type Washing Machine.

SKF. (n.d.). Contamination factor, nc. Retrieved from <https://www.skf.com/au/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/contamination-factor-nc>

SKF. (n.d.). Rolling Bearings. Catalogo.

Zuheros, R. G. (2011). Tratto da
<http://www.divaportal.org/smash/get/diva2:436519/FULLTEXT01>

Bosch. (2010). Serie | 2, Lavatrice a carica frontale, 8 kg, 1000 rpm WAJ20068IT. Manuale Utente e dei Consumi.

Commissione Europea. (2010). REGOLAMENTO (UE) N. 1015/2010 DELLA COMMISSIONE. Strasburgo.

Conrad, S. (1995). *On the Problem of Oscillatory Walk of Automatic Washing Machines.*

Elettrolux. (s.d.). *Manuale utente lavabiancheria.* Manuale utente lavatrici RWF 1289EOW RWF 1489EOW.

Hassaan, G. A. (2015). Vibration Analysis of a Horizontal Washing Machine, Part I: Vibration Displacement and Velocity. *International Journal of Advancement in Engineering Technology, Management & Applied Science*.

Join Research Center European Commission. (2018). *Durability assessment of products: analysis and testing of washing machines*.

Linjing Xiao, S. Z. (2017). Analysis and optimization of drum washing machine vibration isolation system based on rigid-flexible virtual prototype model.

O. Giustolisi, A. D. (2008). *Determination of friction factor for corrugated drains*.

Papadopoulos, P. (2001). Modeling, Design and Control of a Portable Washing Machine during the SPinning Cycle. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Proceedings*. Como, Italy.

Tabella 23: https://www.oppo.it/calcoli/coef_scabrezza_tubi.htm

Figura 22: https://www.copreci.com/download/index.php?file=Copreci_washing.pdf

Figura24:

<http://www.ecoacque.it/phocadownload/le%20perdite%20di%20carico%20nei%20circuiti%20idraulici.pdf>