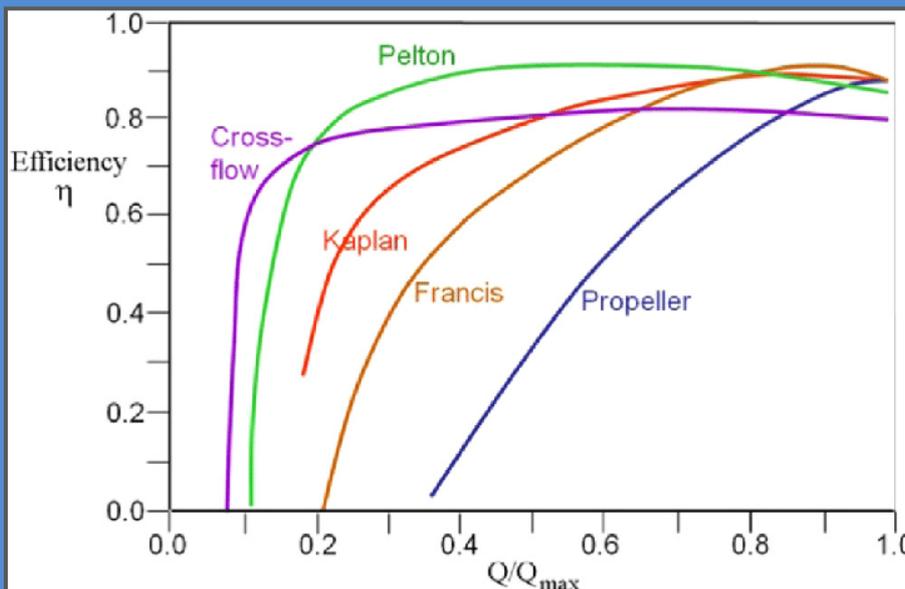
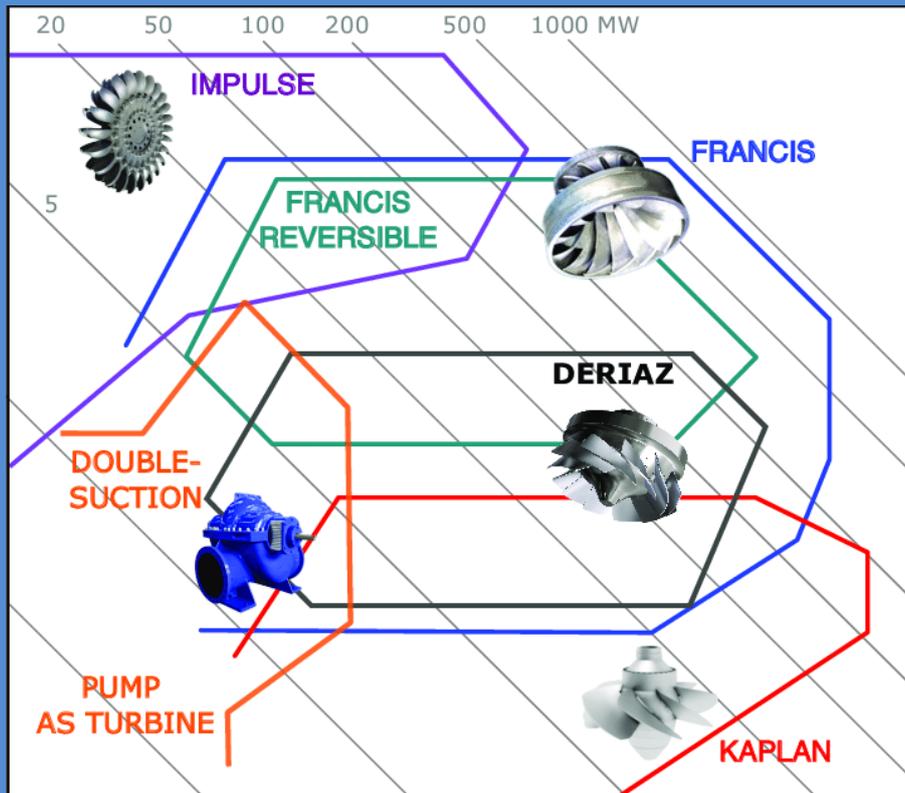


DISEGNO DI MACCHINE A FLUIDO



TURBINA IDRAULICHE

La turbina idroelettrica è una macchina in grado di trasformare l'energia cinetica dell'acqua in energia meccanica.

Una turbina idroelettrica è costituita da una parte fissa, detta distributore o statore, e dalla ruota o girante.

Il primo serve a indirizzare e regolare il flusso d'acqua, la seconda trasferisce l'energia cinetica sottratta all'acqua all'albero su cui è montata. In funzione del salto e della portata usufruibile, si possono individuare quattro grandi gruppi di macchine:

PELTON, FRANCIS, KAPLAN E CROSS-FLOW.

Nel campo delle piccole portate, si collocano molto bene le turbine a vite idraulica e le micro-turbine, prodotte in base alla disponibilità dell'acqua dovuta alle fluttuazioni del territorio. La loro produzione è determinata sulla base di specifiche esigenze del Cliente, sulla base del Sito di installazione e dell'analisi dei costi e benefici e dei piani economici di proiezione.

Trovano inoltre impiego in quelle situazioni dove la rete elettrica non è presente e quindi possono funzionare "in isola" sia per la produzione di energia elettrica che per uso termico-cogenerativo.

Caratteristiche idrauliche delle principali turbine

- » Pelton, idonee per piccole portate e grandi salti
- » Francis, adatte alle medie portate e salti di qualche centinaio di metri
- » Kaplan, utilizzate in presenza di grandi portate e piccoli dislivelli
- » Bulbo, evoluzione versatile della Kaplan
- » Cross Flow, adatte per piccole portate e salti fino a un centinaio di metri
- » Vite idraulica, vengono spesso utilizzate su piccoli salti e modeste portate
- » Mini turbine, macchine personalizzate, generalmente per installazioni "in isola"

CAMPI DI IMPIEGO

Pelton

Le turbine Pelton vengono utilizzate soprattutto nei bacini idroelettrici alpini, per salti d'acqua medio alti che vanno dai 50 ai 1200 metri.

La girante monolitica in acciaio inox è calettata direttamente sull'albero del generatore. Il distributore a più getti consente la migliore regolazione della portata allo scopo di ottimizzare l'efficienza energetica dell'intera macchina.

Il principale vantaggio di queste turbine, consiste nella possibilità di mantenere un elevato rendimento sia con portate massime che con portate minime.

Possono essere con asse orizzontale e la combinazione fino a tre getti, oppure ad asse verticale nella combinazione da 4 a 6 getti.



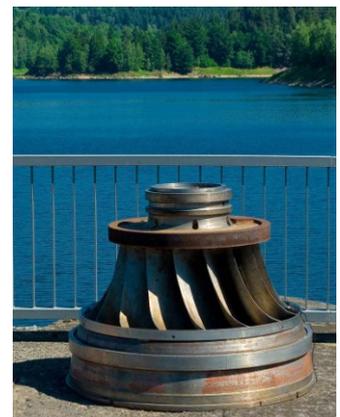
Francis

Le turbine Francis sono molto diffuse e sfruttano il dislivello d'acqua compreso tra una decina e qualche centinaio di metri.

L'acqua viene distribuita sulla ruota tramite una cassa a spirale ed il relativo predistributore.

Il distributore vero e proprio, solitamente con pale regolabili, indirizza invece l'acqua verso le palette della girante. In base alla potenza, possono essere considerate piccole, medie e grandi.

Il rendimento di queste macchine risulta elevato su un ampio campo di portate. Sono **inoltre** realizzabili con l'asse orizzontale o verticale, in base alle dimensioni del sito.



Kaplan

Le turbine Kaplan permettono numerose applicazioni, anche in settori molto diversi. Sono utilizzate in presenza di salti generalmente piccoli e fino a una cinquantina di metri. Sfruttano la grossa portata del fiume, che può giungere fino a un centinaio di metri cubi al secondo.

Possono essere costruite con l'asse verticale, orizzontale o inclinato, nonché in camera asciutta o bagnata. La costruzione, in base al salto e la portata, può avere il distributore fisso e le pale regolabili, in questo caso la turbina risulta a semplice regolazione, detta anche mono-regolante.

Quando, sia il distributore che le pale sono ad assetto variabile in marcia, allora la turbina diventa bi-regolante.

Con la doppia regolazione si possono ottenere maggiori vantaggi, sia sulla modulazione delle portate che sulle prevalenze.

In tal caso la curva di rendimento si mantiene costante praticamente su quasi tutto il campo delle portate, così da ottenere un grado di efficienza migliore.



Bulbo

Le turbine a Bulbo sono ricavate dalle turbine Kaplan e risultano molto più semplici.

Vengono solitamente utilizzate su livelli di qualche metro. La particolarità di queste macchine risiede nel bulbo, immerso nell'acqua, dove trova collocazione l'alternatore per la produzione di energia.

Cross Flow-Banki

Le turbine Cross Flow-Banki sono adatte a funzionare con salti compresi tra 4 e 60 metri e sono inoltre caratterizzate dalla loro versatilità di servizio dovuta principalmente allo speciale flusso incrociato, dove l'acqua entra dal lato superiore, attraversa l'asse della girante ed esce nuovamente dal lato inferiore, incrementando il rendimento della macchina. Le caratteristiche peculiari di queste turbine sono la semplicità costruttiva e la robustezza, che consentono un sistema di costruzione modulare ed a basso costo. L'acqua, passando attraverso il distributore e la camera di ingresso, suddivisa appositamente in un terzo oppure due terzi, favorisce il funzionamento sia con piccole che medie portate. In condizioni di portata massima, la turbina funziona con le due camere in parallelo. La generosità e flessibilità di questa turbina è determinata inoltre dal rendimento uniforme su tutto il campo di portata.



Vite idraulica

Le turbine a Vite idraulica o Coclea sono conosciute anche come ruota di Archimede.

Invertono il principio di funzionamento e sfruttano la differenza di potenziale dell'acqua in caduta, dal punto più alto fino a scorrere nuovamente nel corso d'acqua naturale.

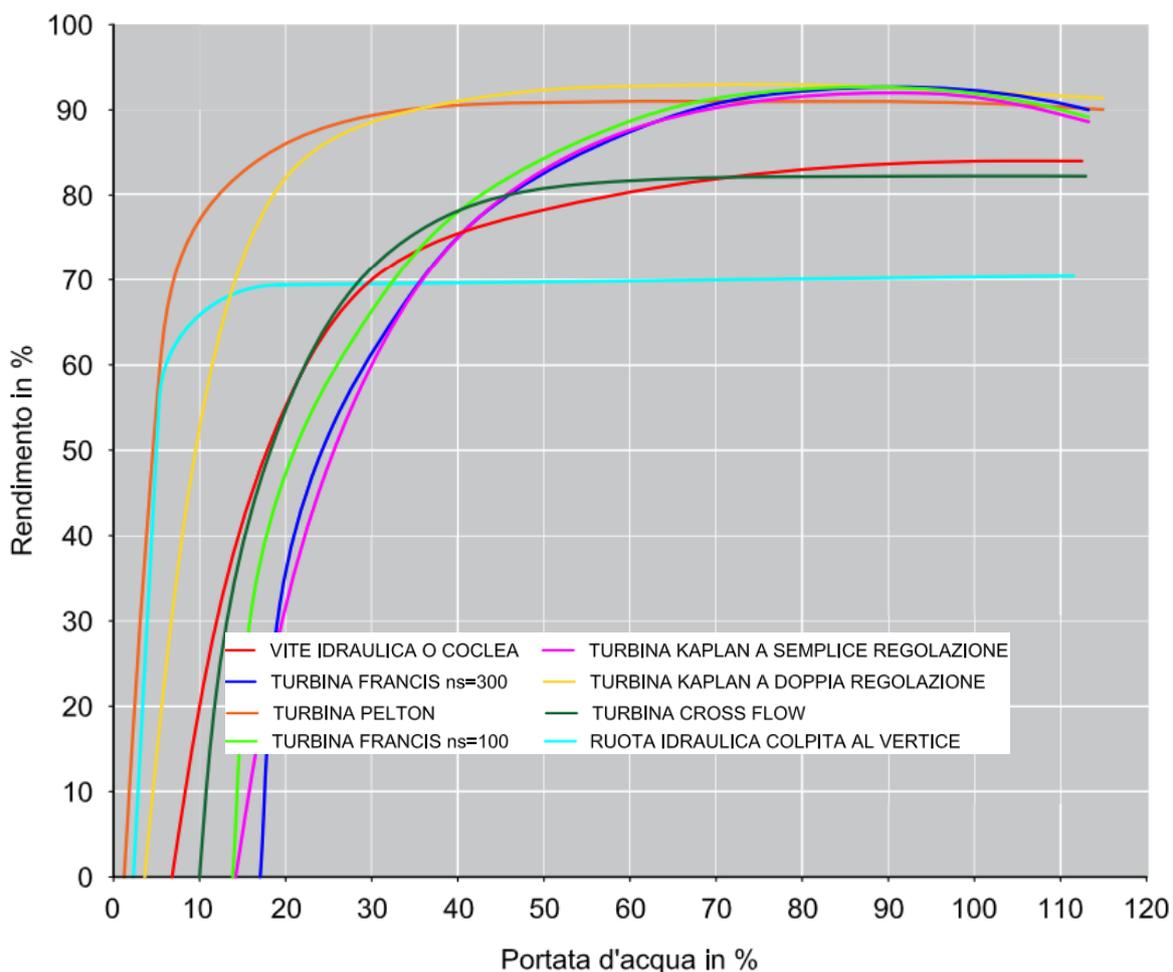
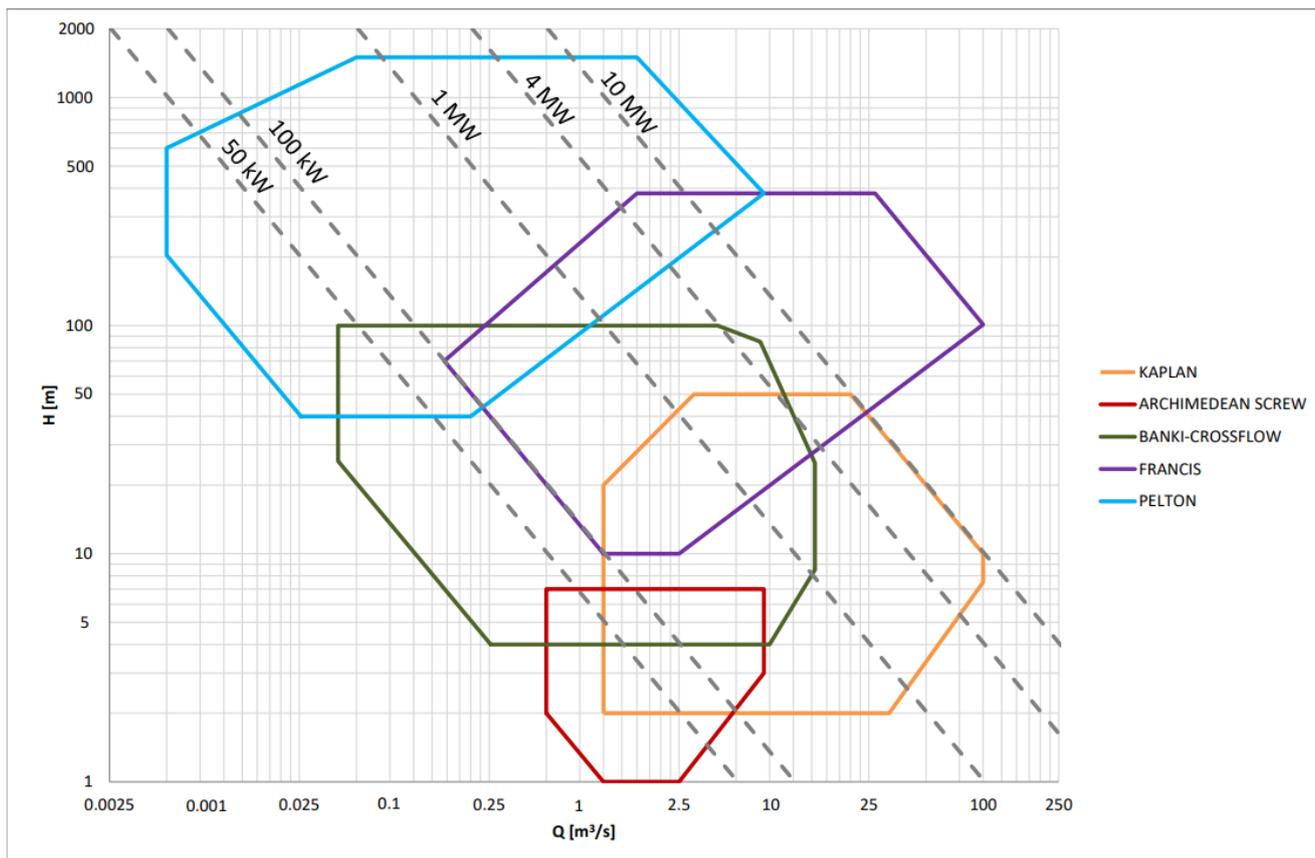
Sono utilizzate per salti fino a 10 metri e portate fino a 6 mc/s.



Mini turbine

Le Mini turbine sono la soluzione ideale per disporre di energia elettrica soprattutto nelle zone non asservite dalla rete di distribuzione. Sono derivate dalla produzione di serie, ma costruttivamente molto più semplici. La plausibile regolazione avviene con l'impiego di azionamenti a velocità variabile. Questi sistemi di produzione, riducono inoltre i consumi di combustibili tradizionali evitando l'inquinamento atmosferico.

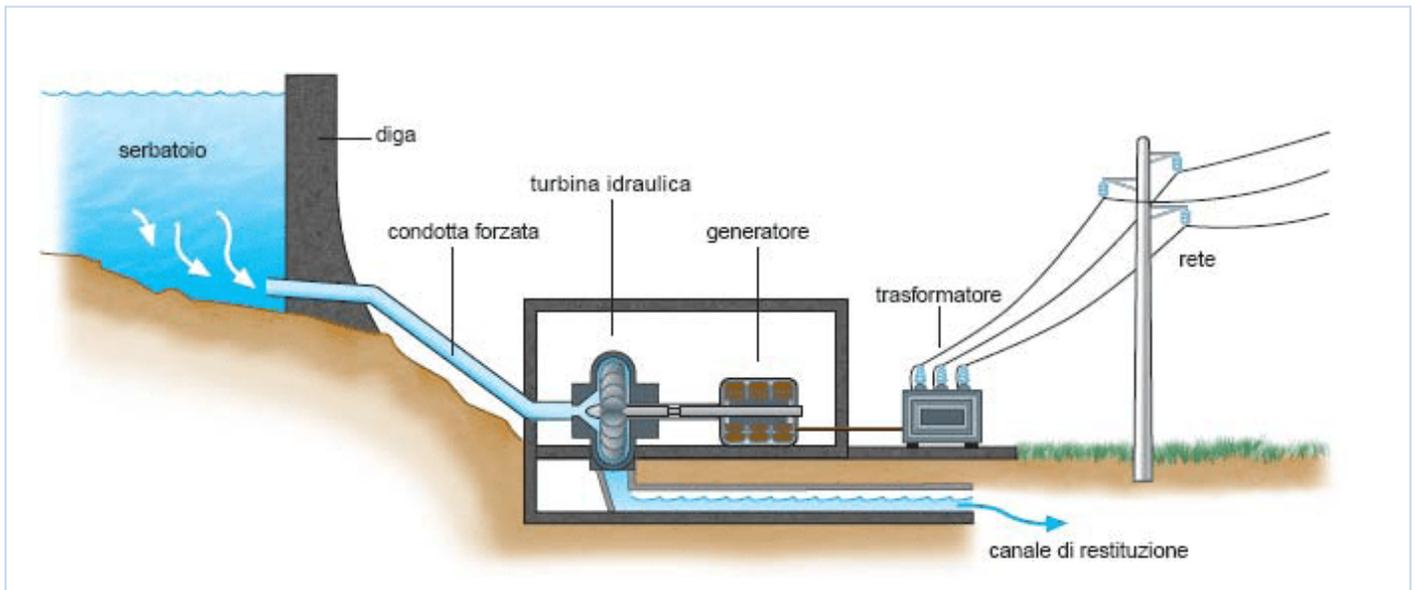
DIAGRAMMA CAMPO DI IMPIEGO E RENDIMENTO TURBINE IDRAULICHE



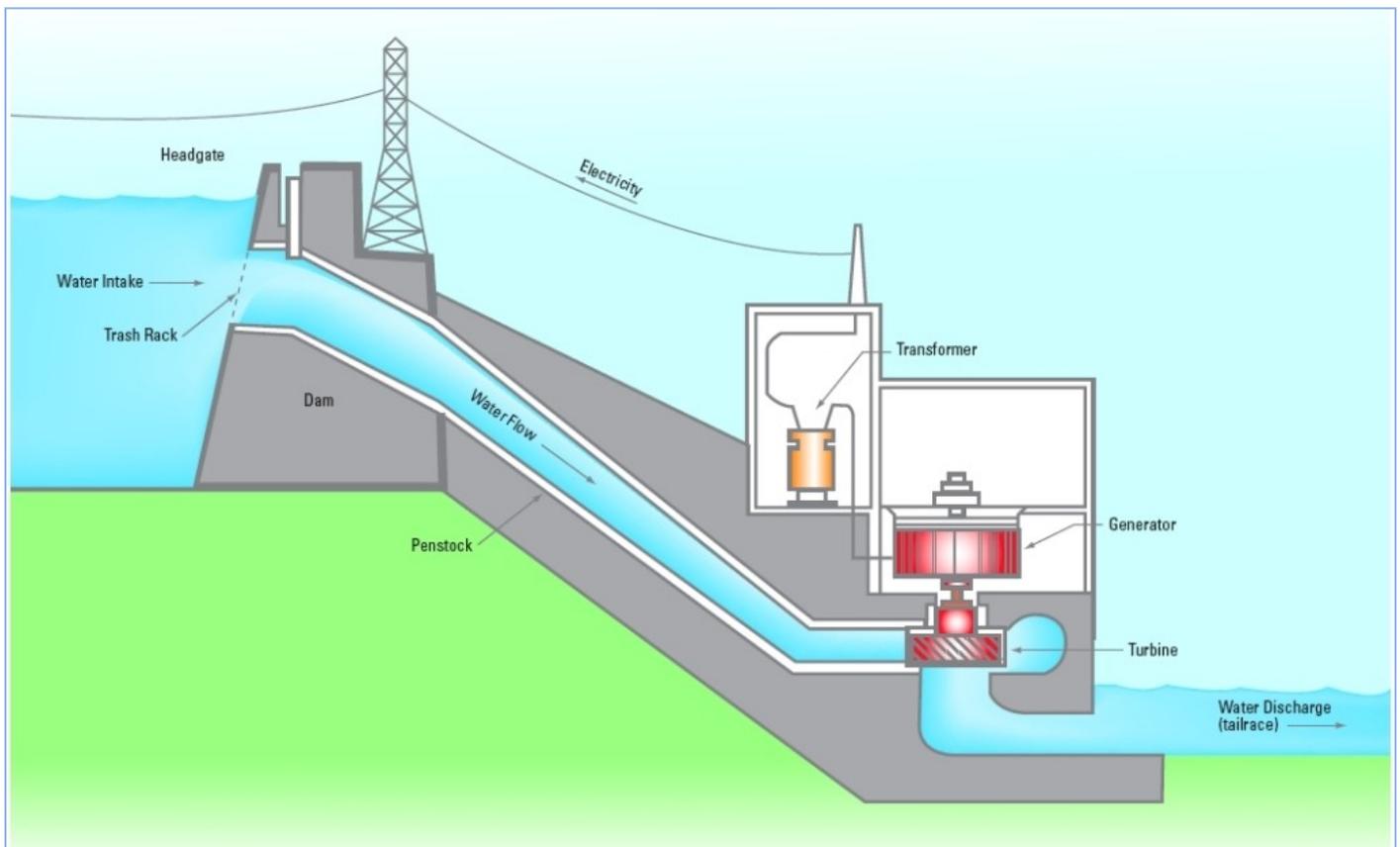
IMPIANTO IDROELETTRICI

A seconda del salto e della portata disponibili cambia la turbine idraulica da utilizzare per garantire il massimo rendimento. In tutte le grandi centrali idroelettriche per la produzione di energia (parliamo di Giga watt) sono presenti le parti mostrate in figura. L'alternatore in genere è dimensionato in modo da essere direttamente compatibile con il n° di giri della turbina.

PELTON



FRANCIS



TURBINA PELTON

La turbina Pelton è stata inventata dal carpentiere Lester Allan Pelton nel 1879 mentre lavorava in California. E' la turbina idraulica ad azione con il rendimento più elevato fra le turbine idrauliche. Viene utilizzata per grandi salti (di solito tra i 300 e i 1400 m) e piccole portate (inferiori a 50 m³/s).

(No Model.)

L. A. PELTON.
WATER WHEEL.

No. 409,865.

Patented Aug. 27, 1889.

Fig. 1.

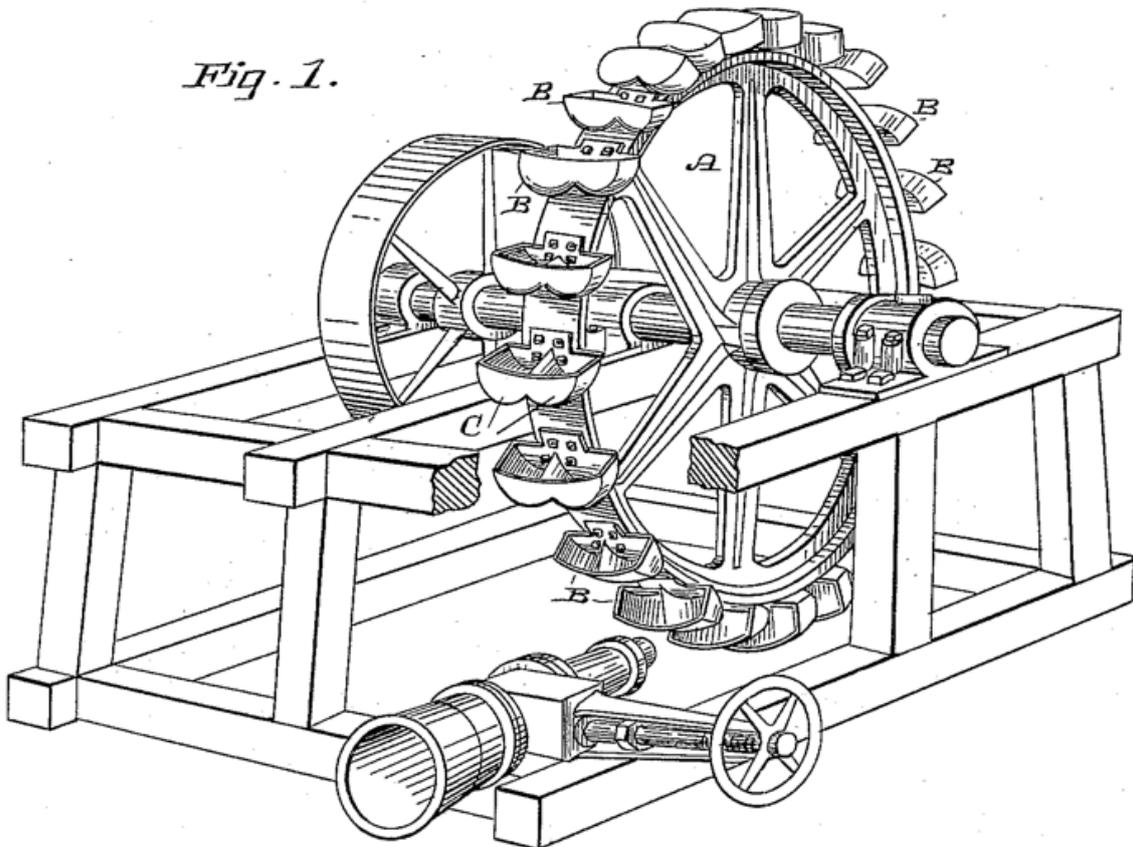
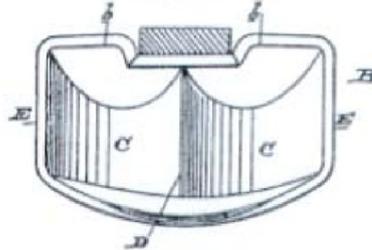
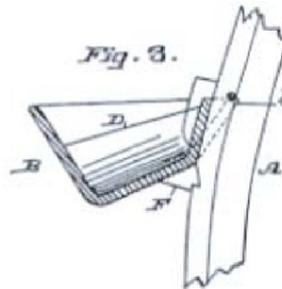


Fig. 2.

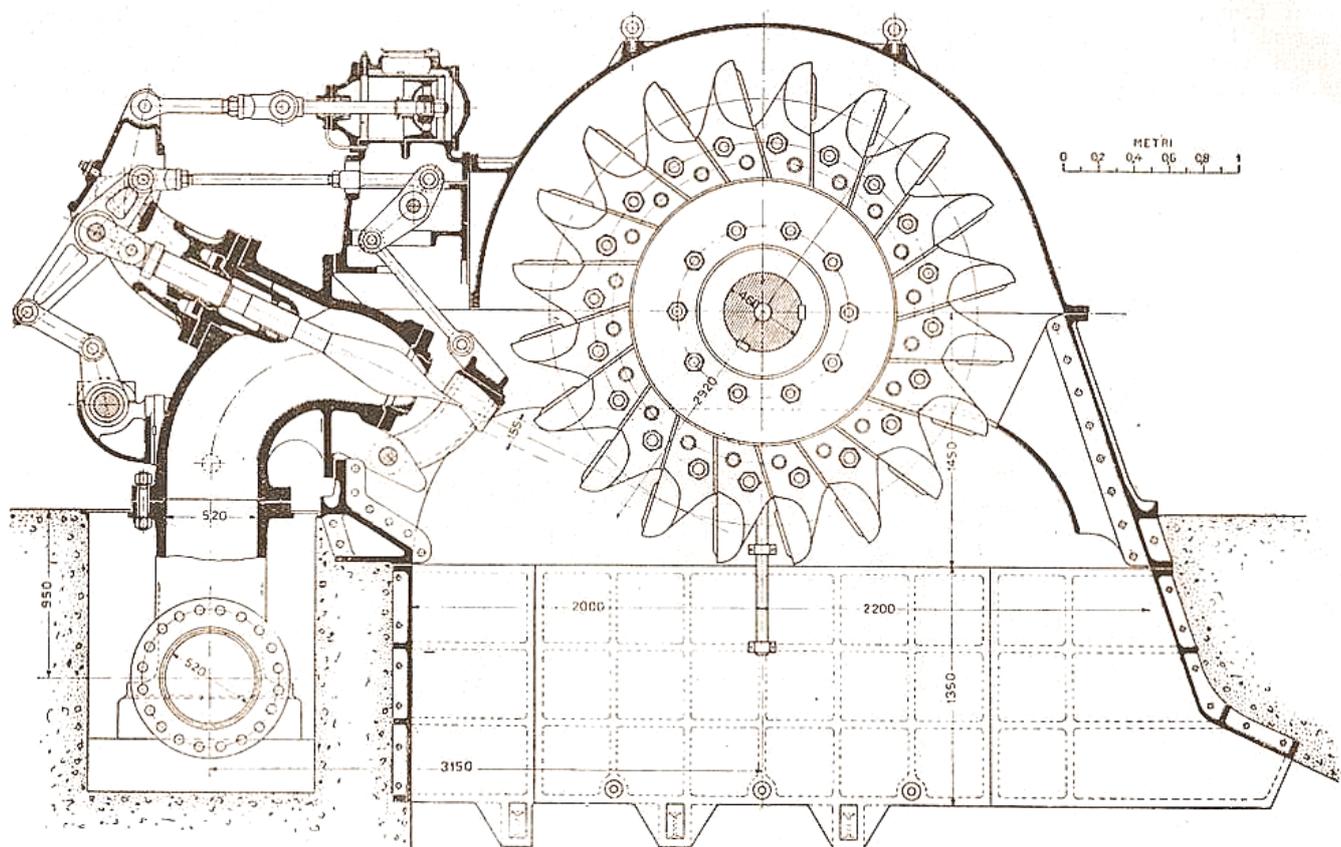


Witnesses,
Geo. S. Strong,
J. H. Fowler

Fig. 3.



Inventor
L. A. Pelton
By
Dewey & Co.
attys



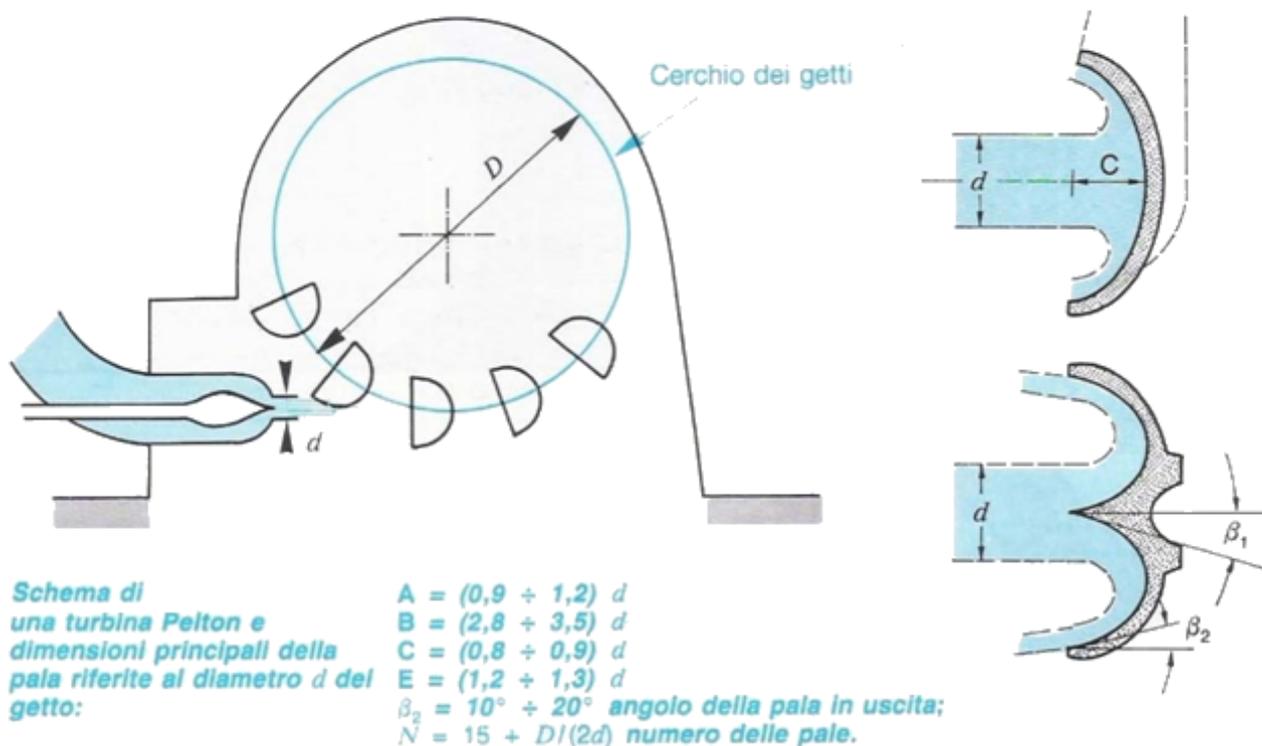
Sezione trasversale di una turbina Pelton 16.000 kW; $Q = 2.200 \text{ m}^3/\text{s}$; $H = 1030 \text{ m.}$; $N 500/\text{s.}$

Distributore

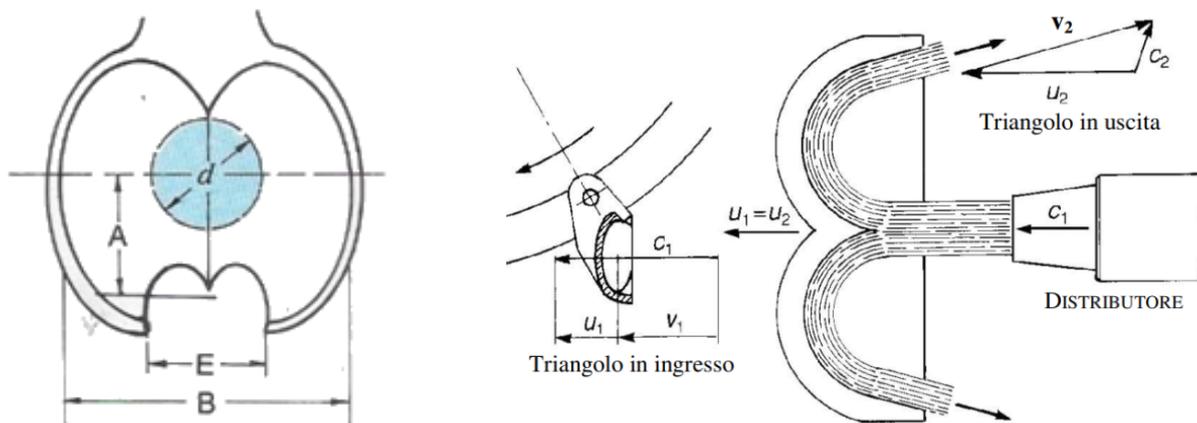


DIMENSIONI DELLE PALE E DELLA RUOTA PELTON

Il dimensionamento geometrico delle pale viene fatto sulla base del diametro medio "D" della ruota e "d" del getto d'acqua.

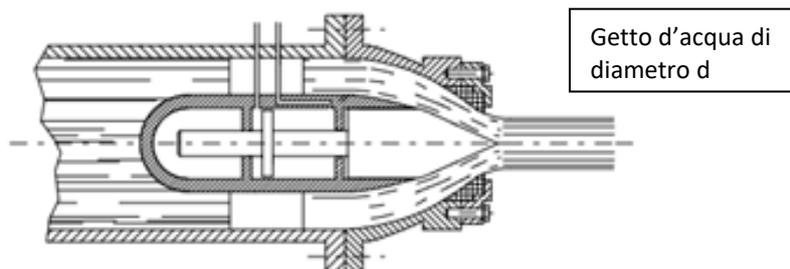


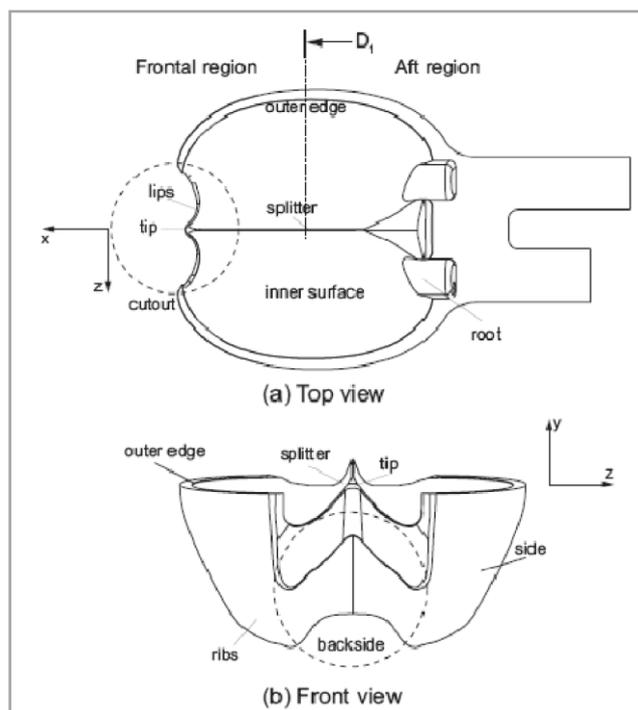
Triangoli delle velocità in ingresso e in uscita alla pala



Notare che il diametro del getto è diverso da quello di uscita del getto a causa del coefficiente di efflusso.

In genere la presenza della spina mobile di regolazione della portata riduce l'area di uscita dell'ugello e di conseguenza il diametro dell'ugello è maggiore di quello del getto.

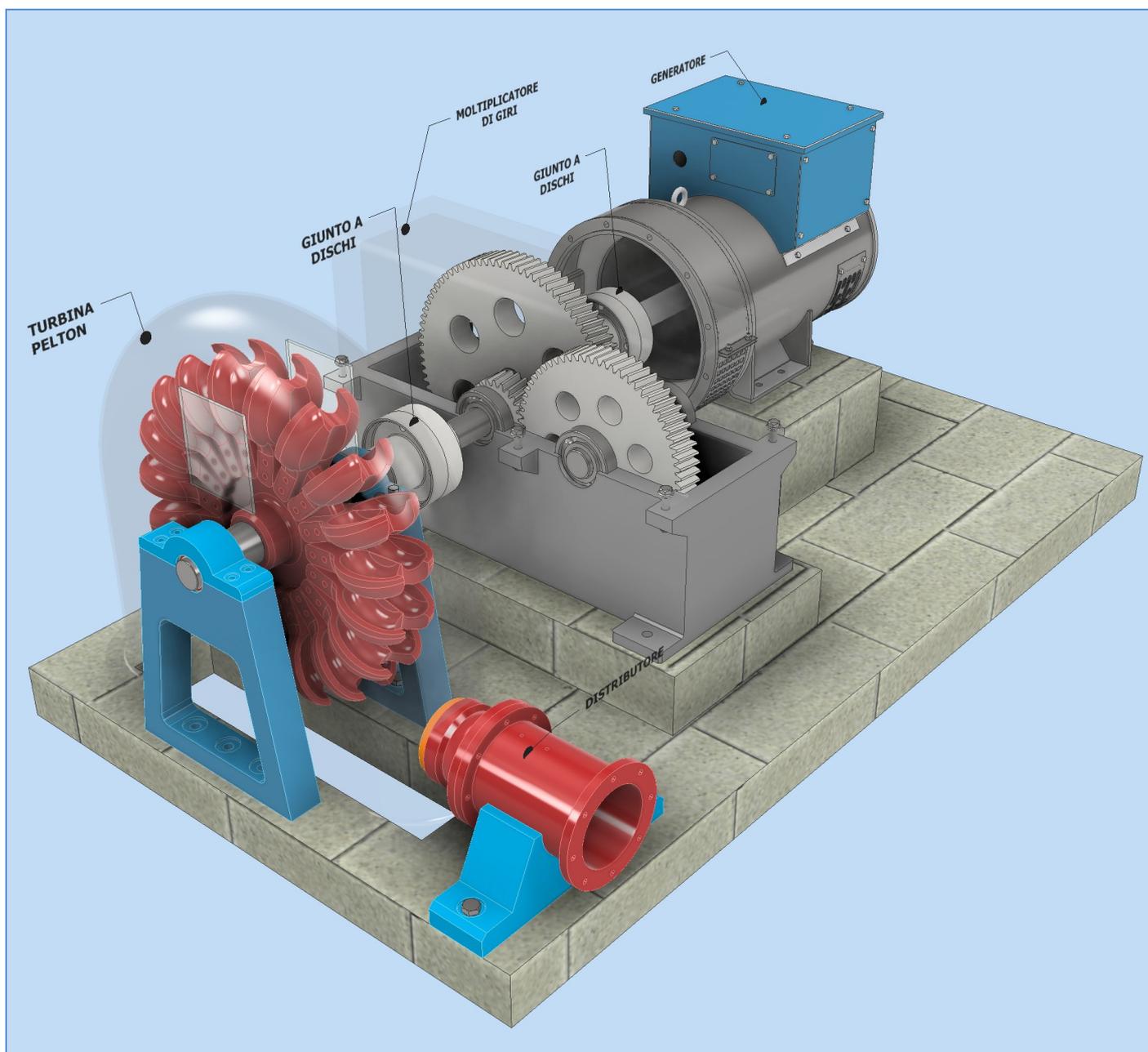




DISEGNO IMPIANTO TURBINA PELTON

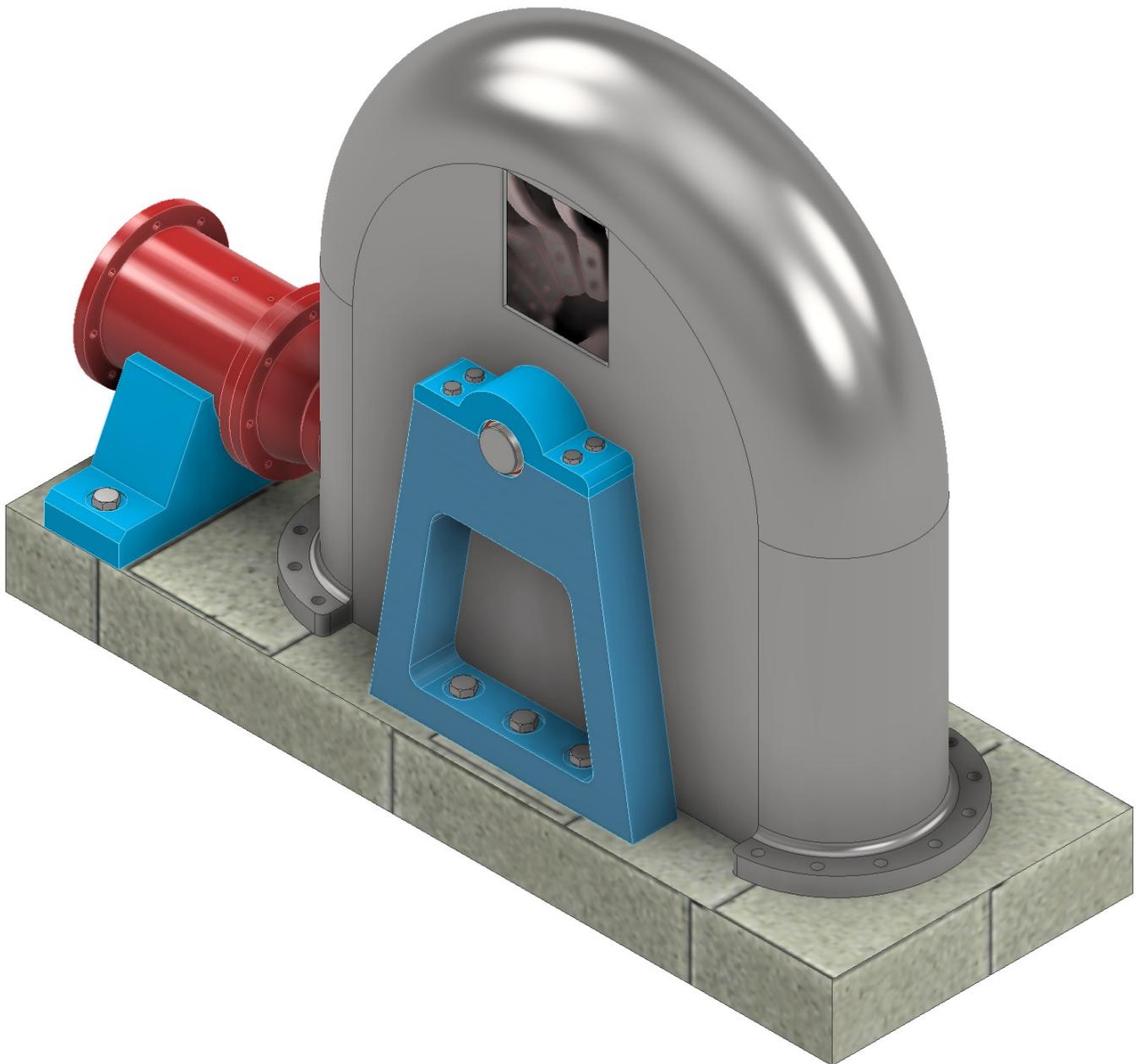
L'assieme è costituito dalle seguenti parti:

1. Turbina Pelton con distributore e supporti laterali
2. Moltiplicatore di giri ad ingranaggi
3. Giunti a dischi
4. Alternatore
5. Pavimentazione



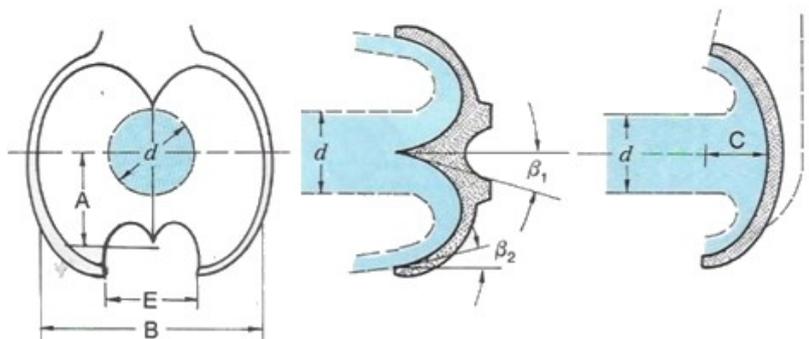
L'assieme è costituito dalle seguenti parti:

6. Distributore con spina mobile
7. Supporto distributore
8. Cassa con oblo laterale
9. Ruota Pelton con pale bullonate
10. Albero
11. Supporti laterali albero (a doppia flangia)
12. Cuscinetti radenti flangiati
13. Pavimentazione con foro scarico acqua



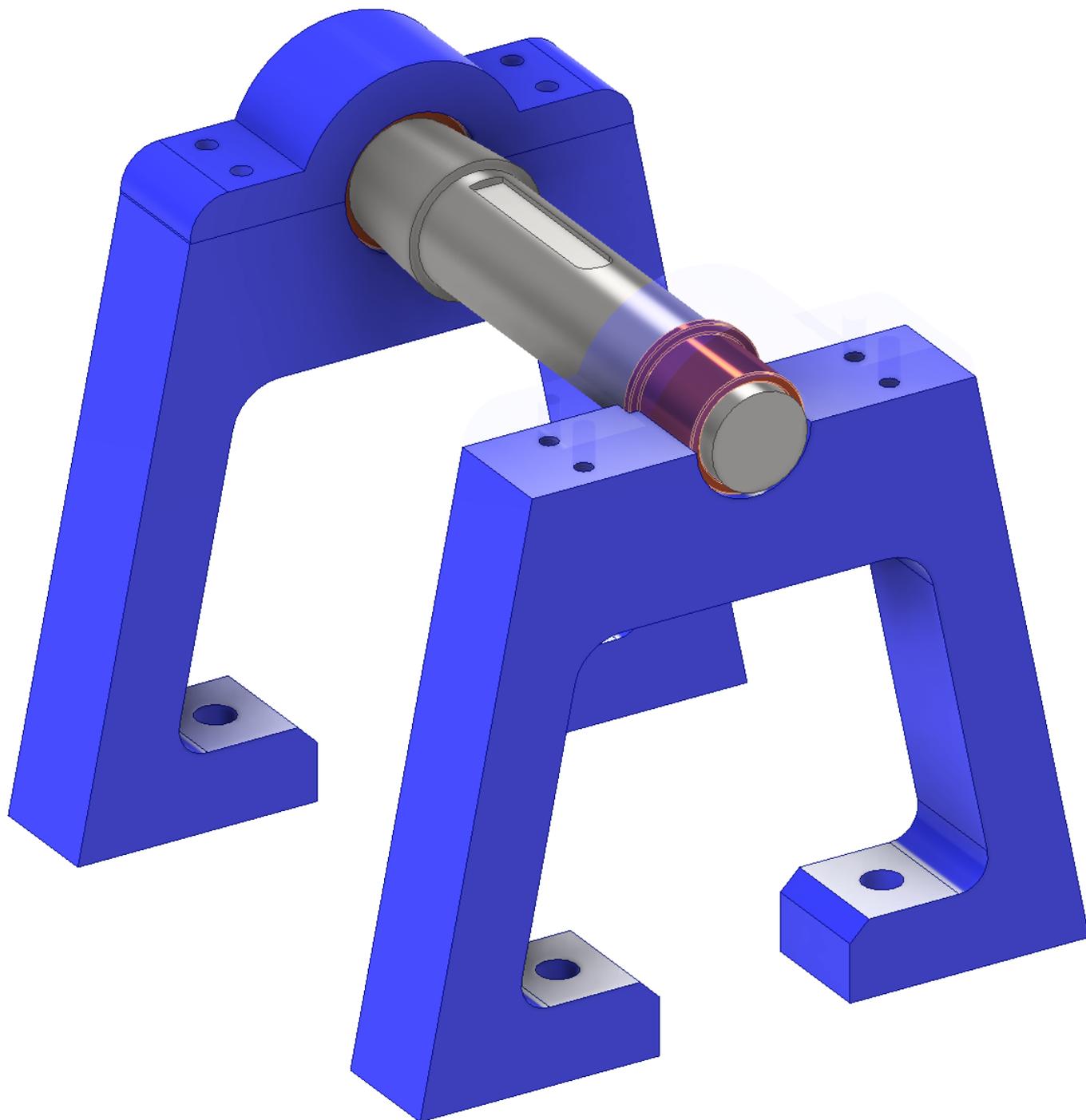
FOGLIO DI CALCOLO TURBINA PELTON

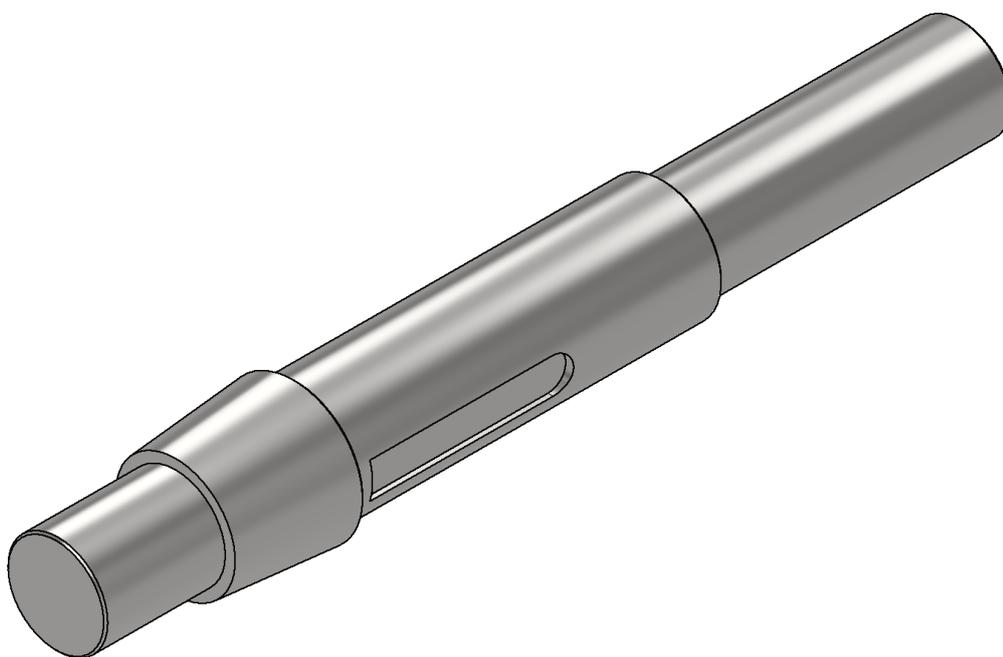
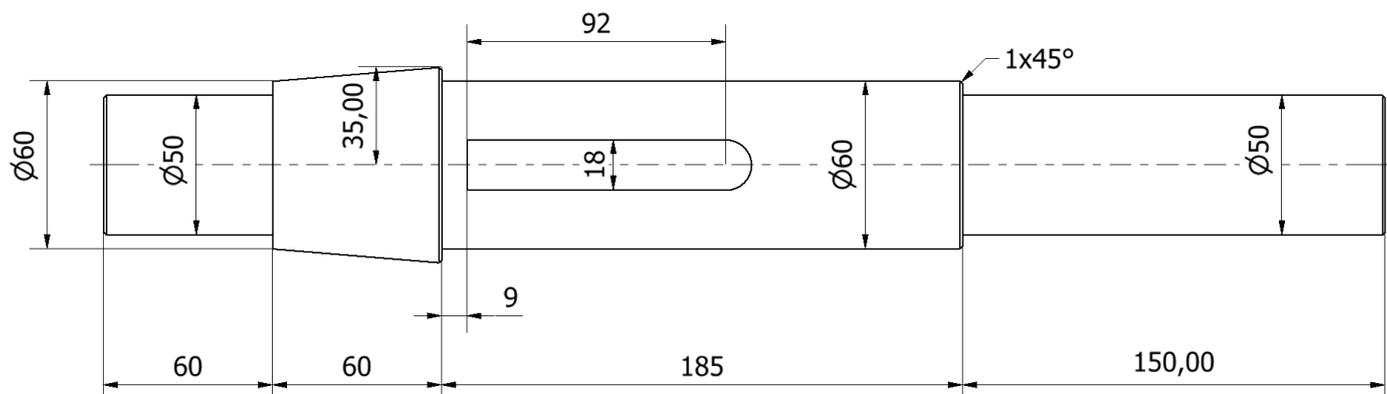
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	Ruota Pelton ITIS CASTELLI									
2										
3	N pale	19								
4	p pompa	3,43 bar								
5	hu	35,0 m								
6	β_2	15 °								
7	m portata	30 Kg/s								
8	φ	0,97 coeff. Efflusso ugello								
9	ψ	0,92 coeff. Attrito palette								
10	η_m	0,96 rendimento meccanico								
11	η_v	0,86 rendimento volumetrico								
12										
13	GENERATORE (ALTERNATORE)									
14	$n = \frac{60 \cdot f}{p}$ con f = frequenza di rete (50 Hz in Europa) e p = coppie polari dell'alternatore									
15										
16	p	6								
17	n°	500 rpm	supponiamo di non usare moltiplicatori di giri sull'albero							
18	ω	52,4 rad/s	velocità angolare							
19										
20	UGELLO									
21	v1 id.	26,2 m/s								
22	A ugello	0,001145 m ²								
23	d ugello	0,0382 m	38,2 mm							
24	v1 eff.	25,41 m/s	φ coeff. di efflusso							
25	A getto	0,001181 m ²								
26	d getto	0,0388 m	39 mm							
27										
28	TRIANGOLI VELOCITA'									
29	Nella condizione di max. rendim. il rapp. di vel. periferica vale K=0,45 (medio)									
30	K	0,45	valore ottimale 0,43-0,47							
31	u	11,8 m/s	← u = k*v1id							
32	w1	14,4 m/s								
33	w2	13,3 m/s	Velocità assoluta uscita							
34	v2m	3,4 m/s								
35	v2u	-1,0 m/s								
36	v2	3,6 m/s								
37	D turbina	0,450 m	si trova fissato il n° desiderato							
38	N pale	21	=15+D/2d							
39	m=D/d	11,61	ottimale 12<m<18							
40										
41	LAVORO RENDIMENTO E POTENZA					DIMENSIONI PALA				
42	l id.	303,2 j/Kg	320,665 j/Kg			A	40,7 mm			
43	η_i	0,884	=l id / (g*hu)			B	122 mm			
44	P id.	9095,2 w	=m*l id			C	33 mm			
45	P eff.	7509,0 w	7,5 Kw			E	48,5 mm			
46										
47	Formula generale per la potenza idraulica									
48	P id	10290 w								
49	P eff.	7509,0 w	(Pid * η_m * η_i)							
50										
51	SPINTE PALE									
52	P pale	7822 w								
53	Spinta	664 N	=P/u							
54	Mt	149,39 Nm								
55										



L'assieme è costituito dalle seguenti parti:

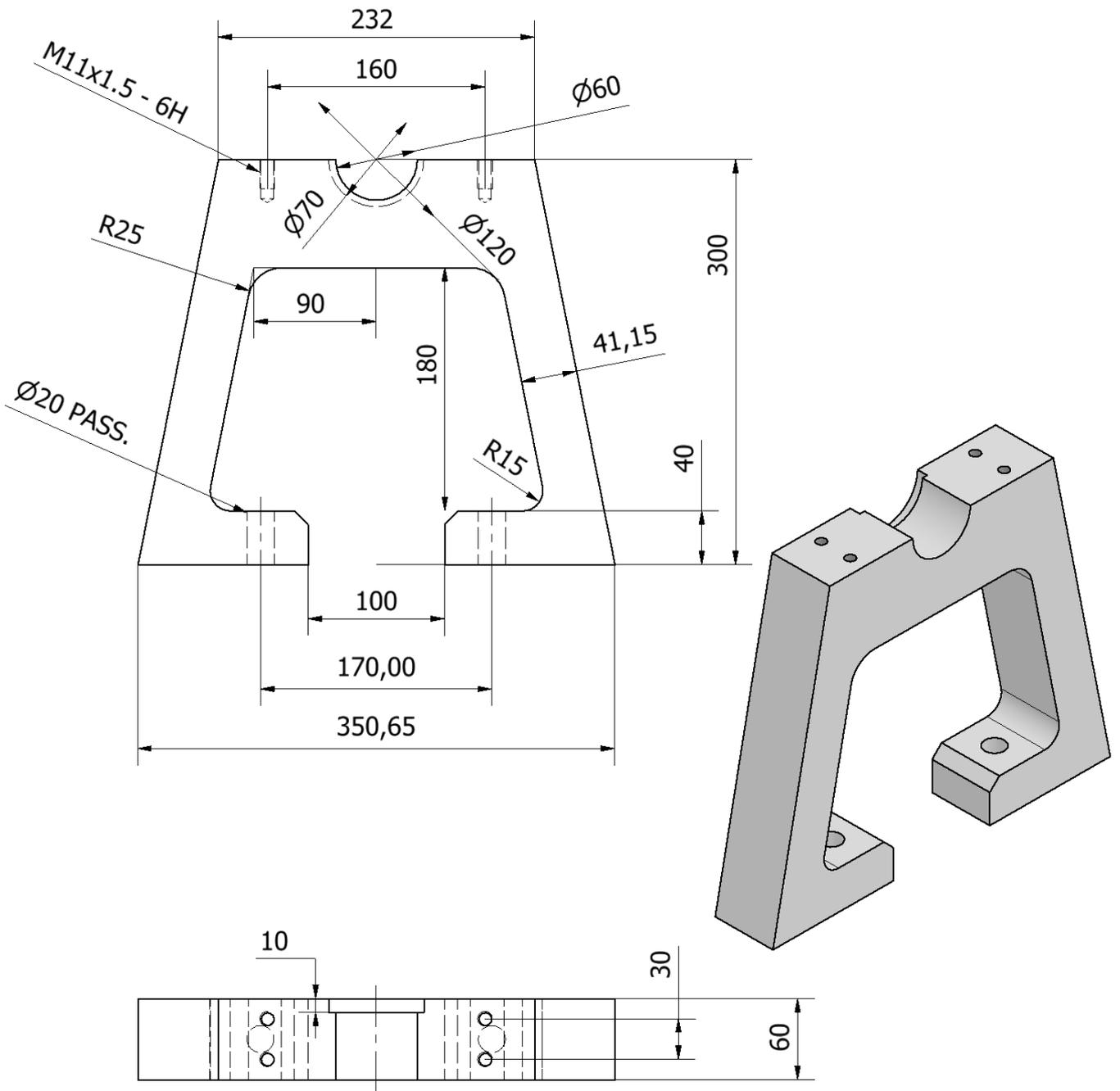
1. Albero
2. Supporti laterali albero (a due flange)
3. Cuscinetti radenti flangiati

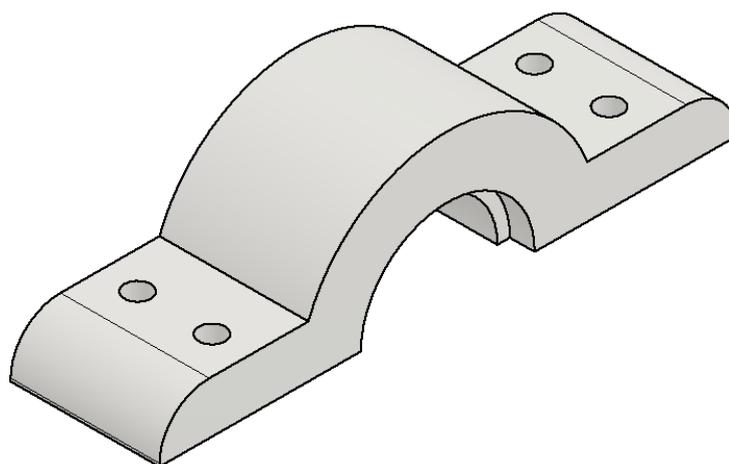
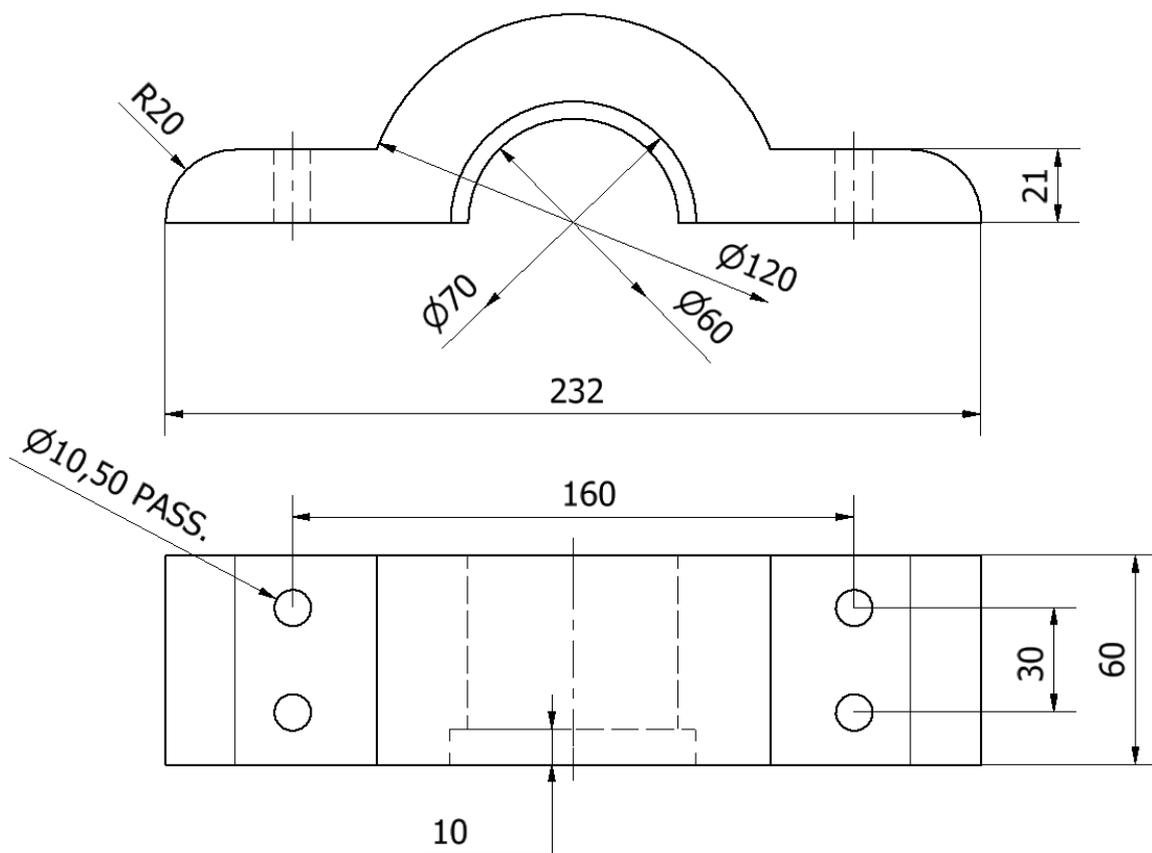


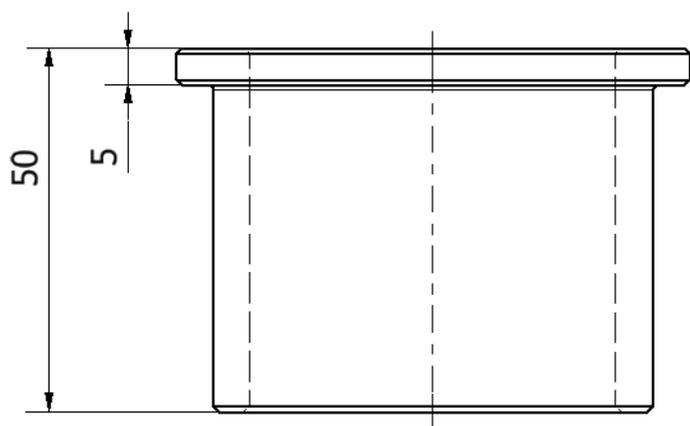
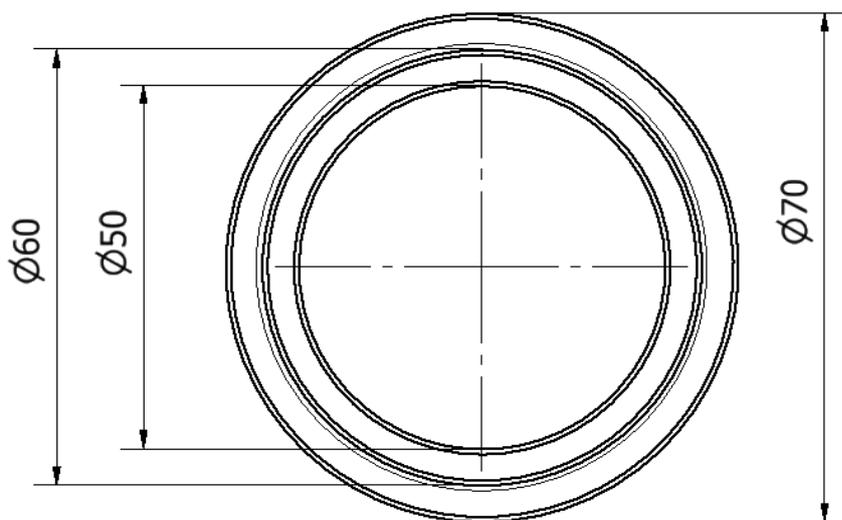


NB:

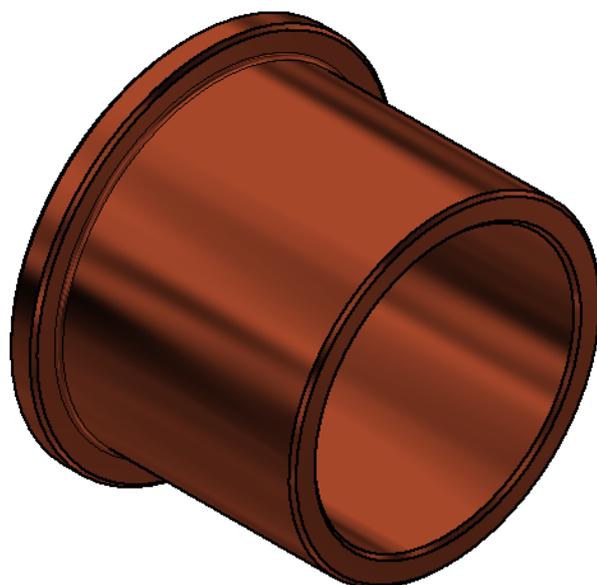
La sede della chiavetta va realizzata con modulo di progettazione di Inventor dopo aver creato un file di assieme che contiene l'albero. Per la lunghezza della sede selezionare la misura che più si avvicina A QUELLA INDICATA.

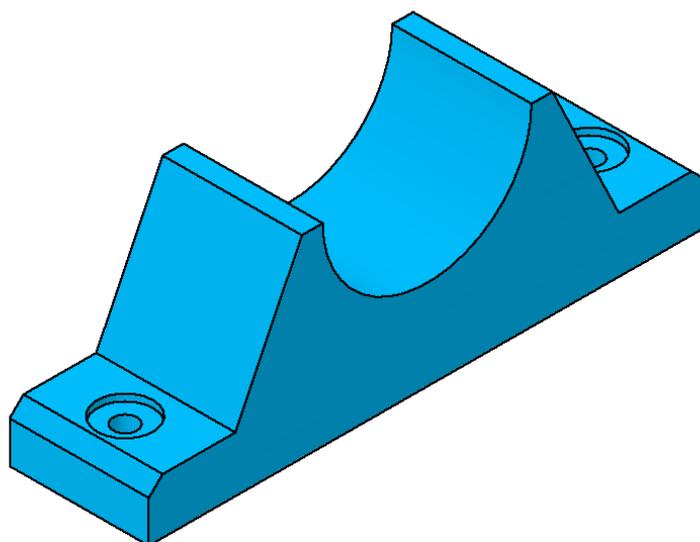
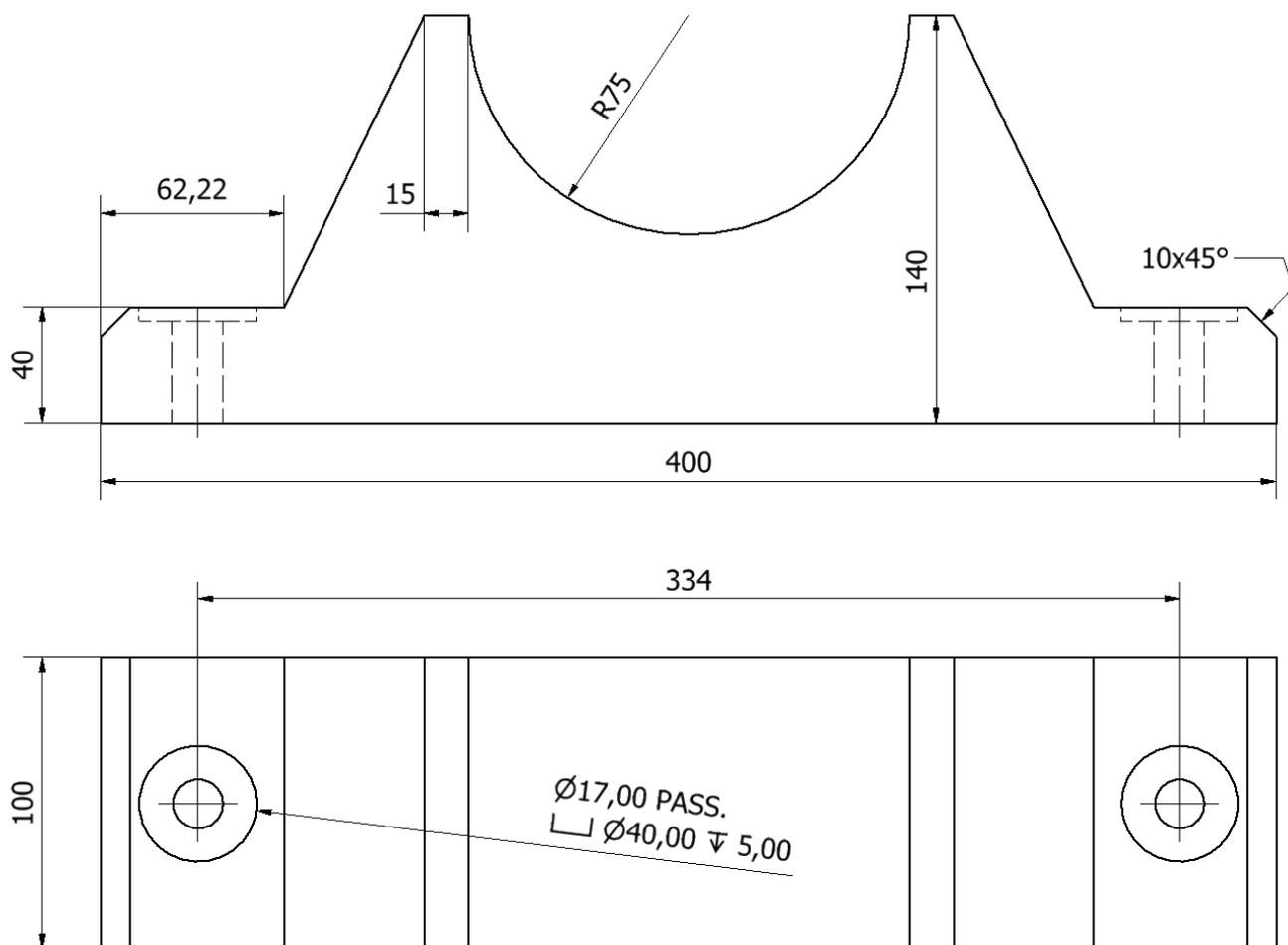






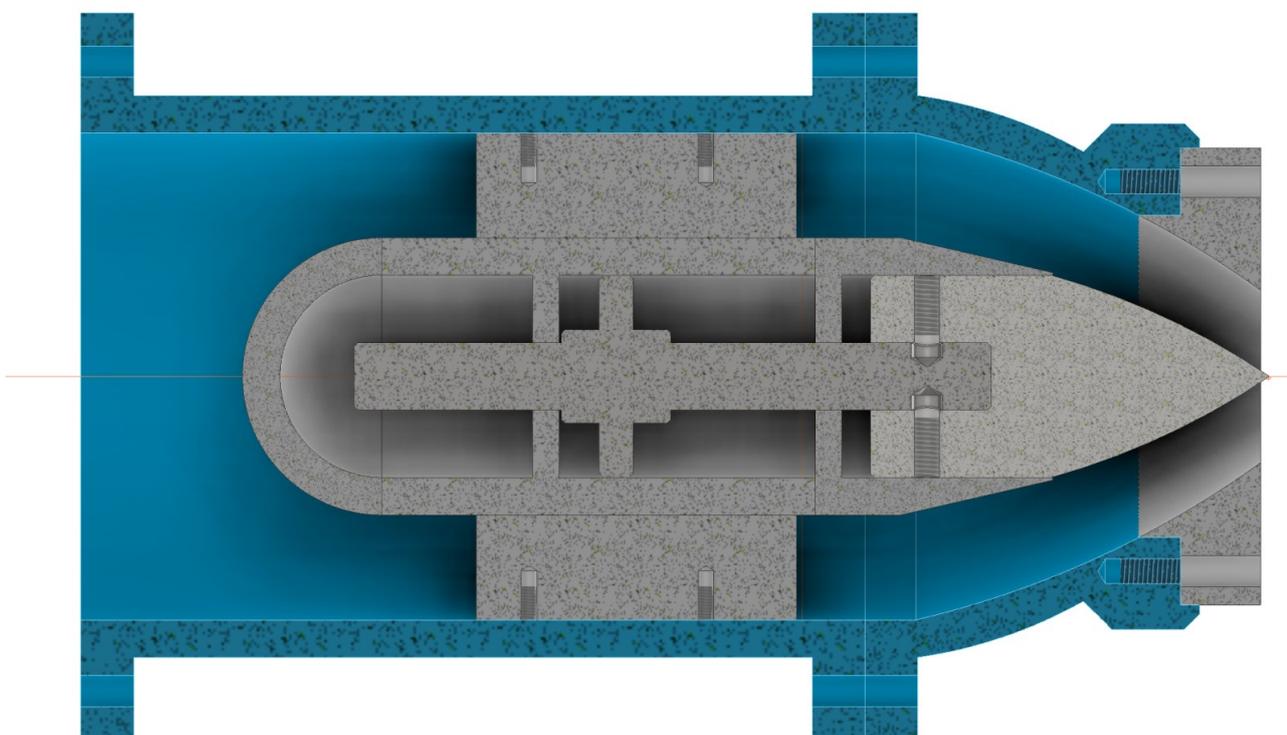
ISO 2795 (Flangiato) 50 x 60 x 50

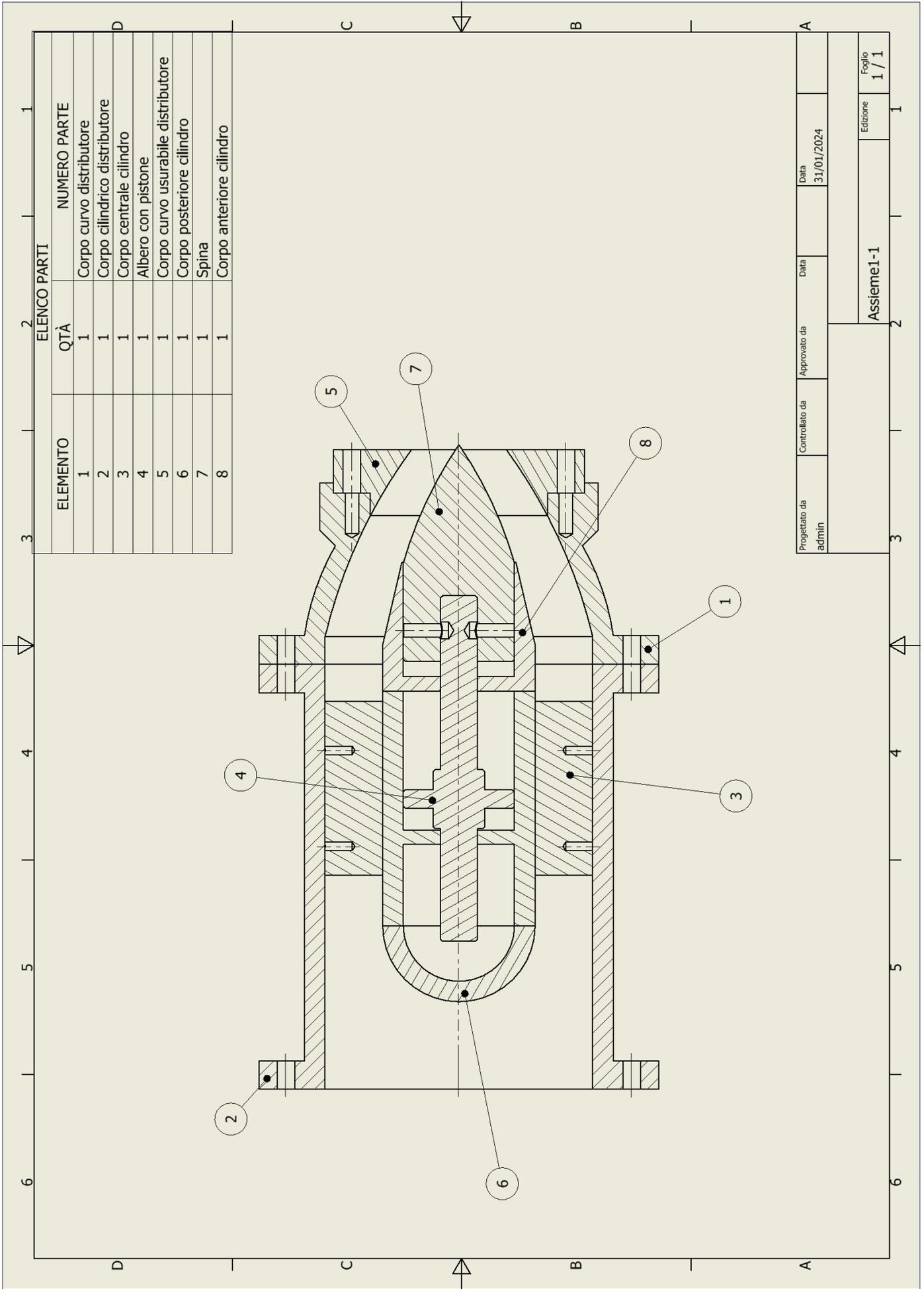




DISTRIBUTORE

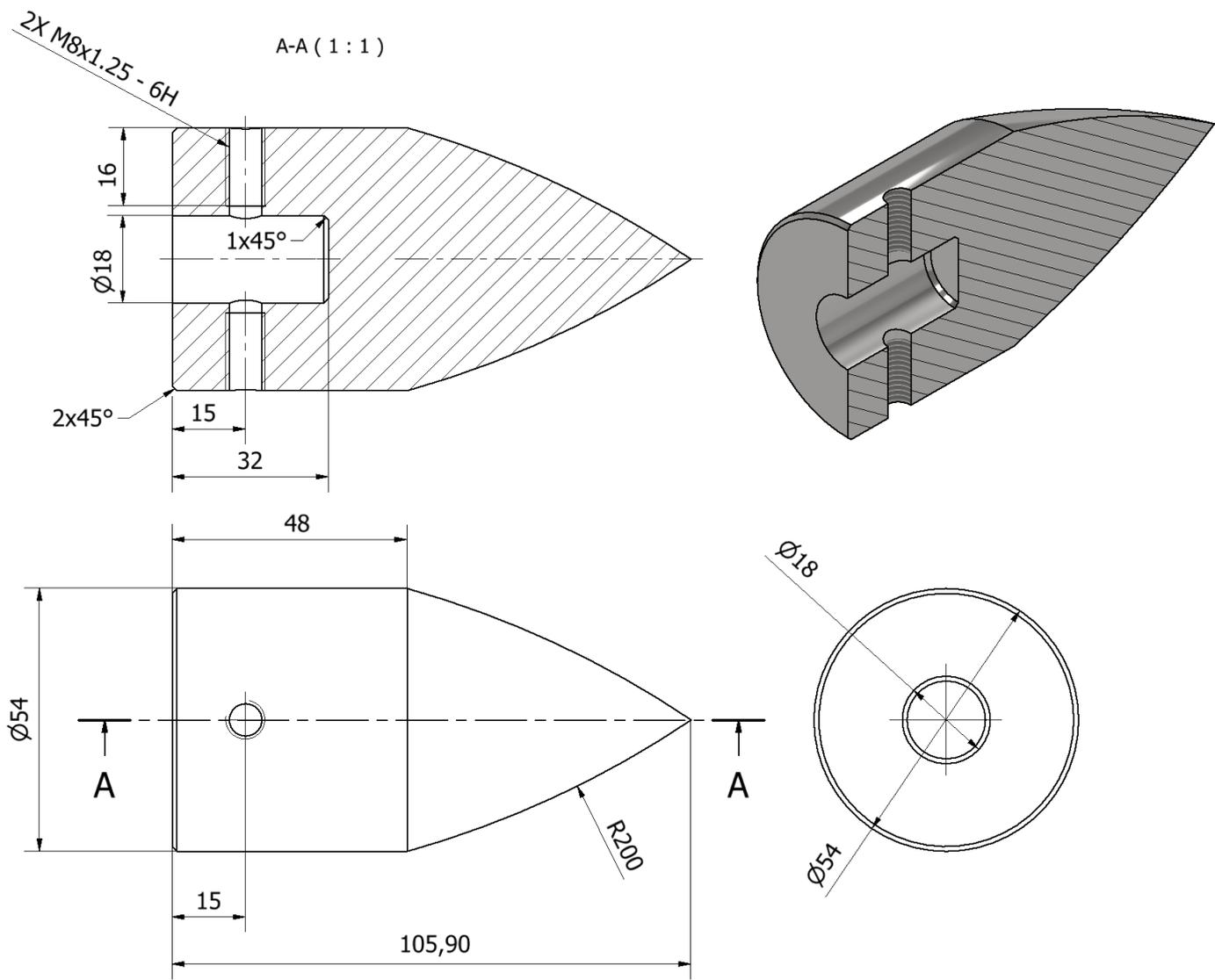
Il distributore è costituito da un condotto convergente provvisto di una bocca di efflusso (ugello o bocchello) che ha lo scopo di aumentare la velocità dell'acqua in uscita dalla condotta e di indirizzarla verso le pale della ruota Pelton.



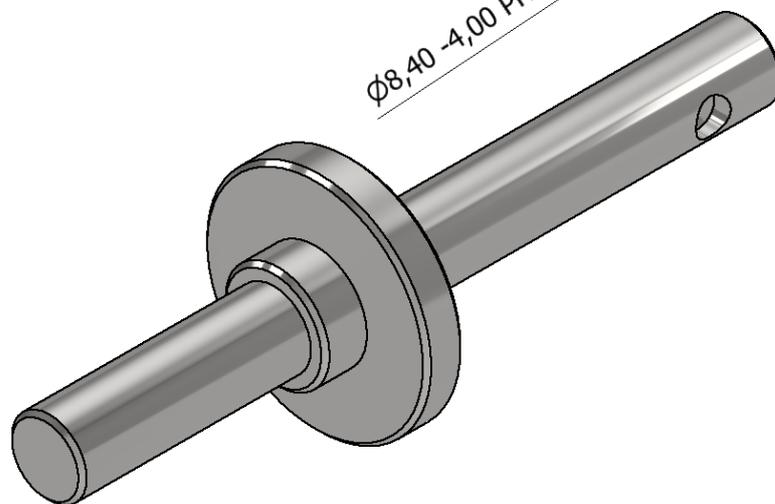
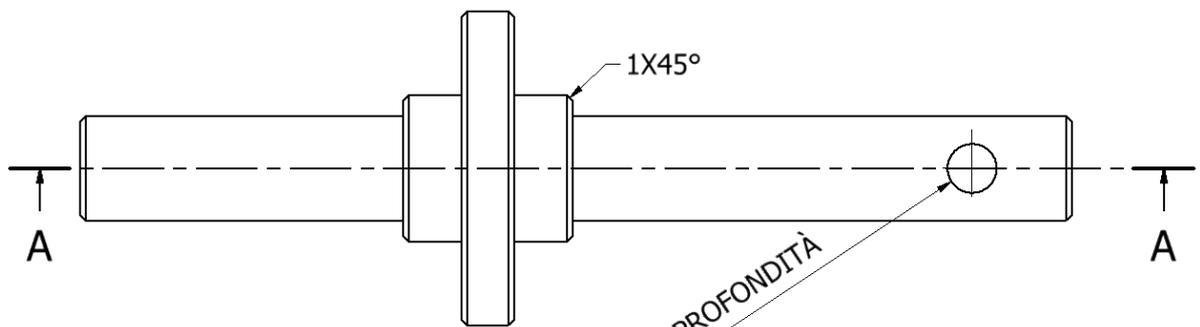
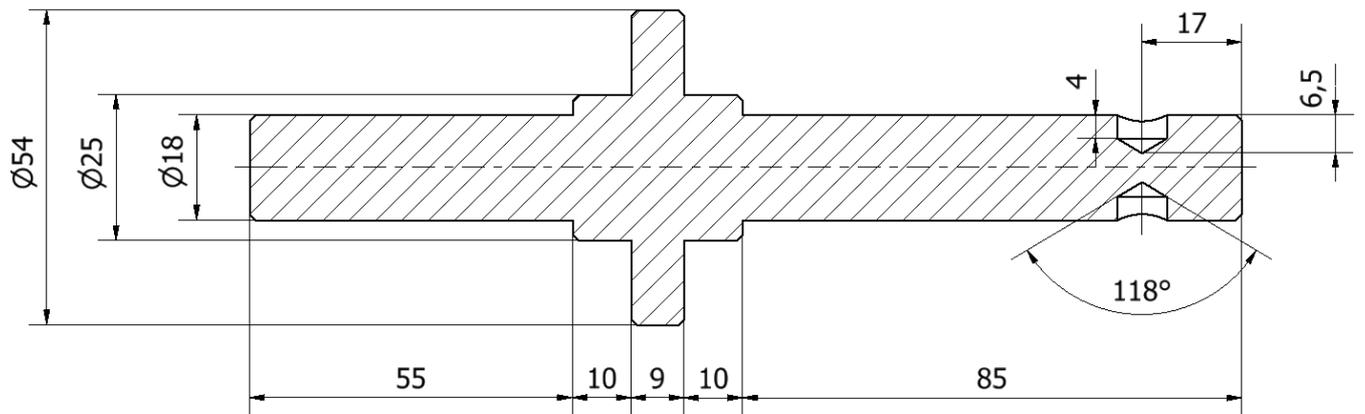


ELENCO PARTI		
ELEMENTO	QTÀ	NUMERO PARTE
1	1	Corpo curvo distributore
2	1	Corpo cilindrico distributore
3	1	Corpo centrale cilindro
4	1	Albero con pistone
5	1	Corpo curvo usurabile distributore
6	1	Corpo posteriore cilindro
7	1	Spina
8	1	Corpo anteriore cilindro

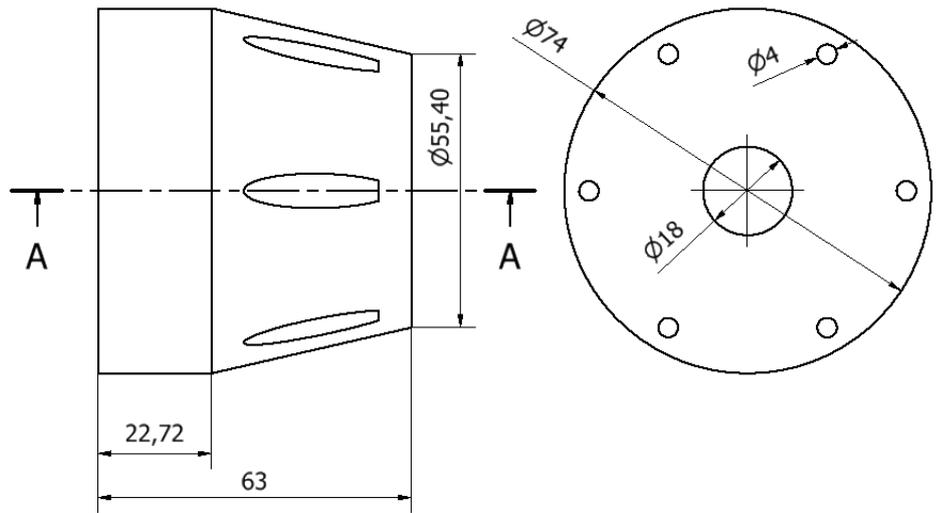
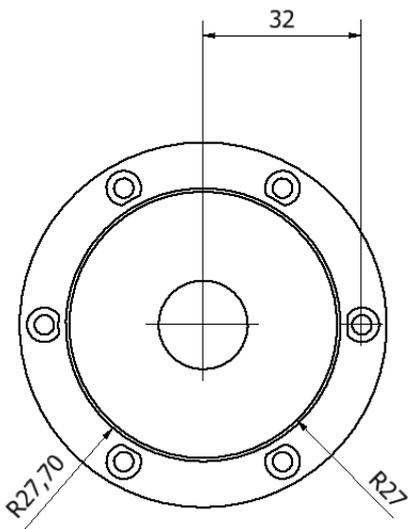
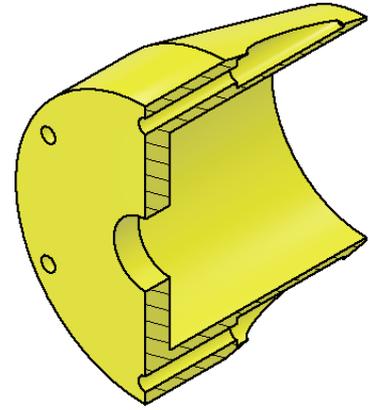
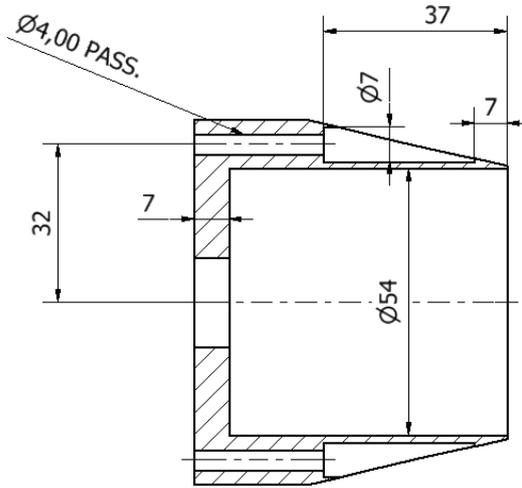
Progettato da admin	Controllato da	Approvato da	Data 31/01/2024
Assieme1-1			Edizione 1 / 1

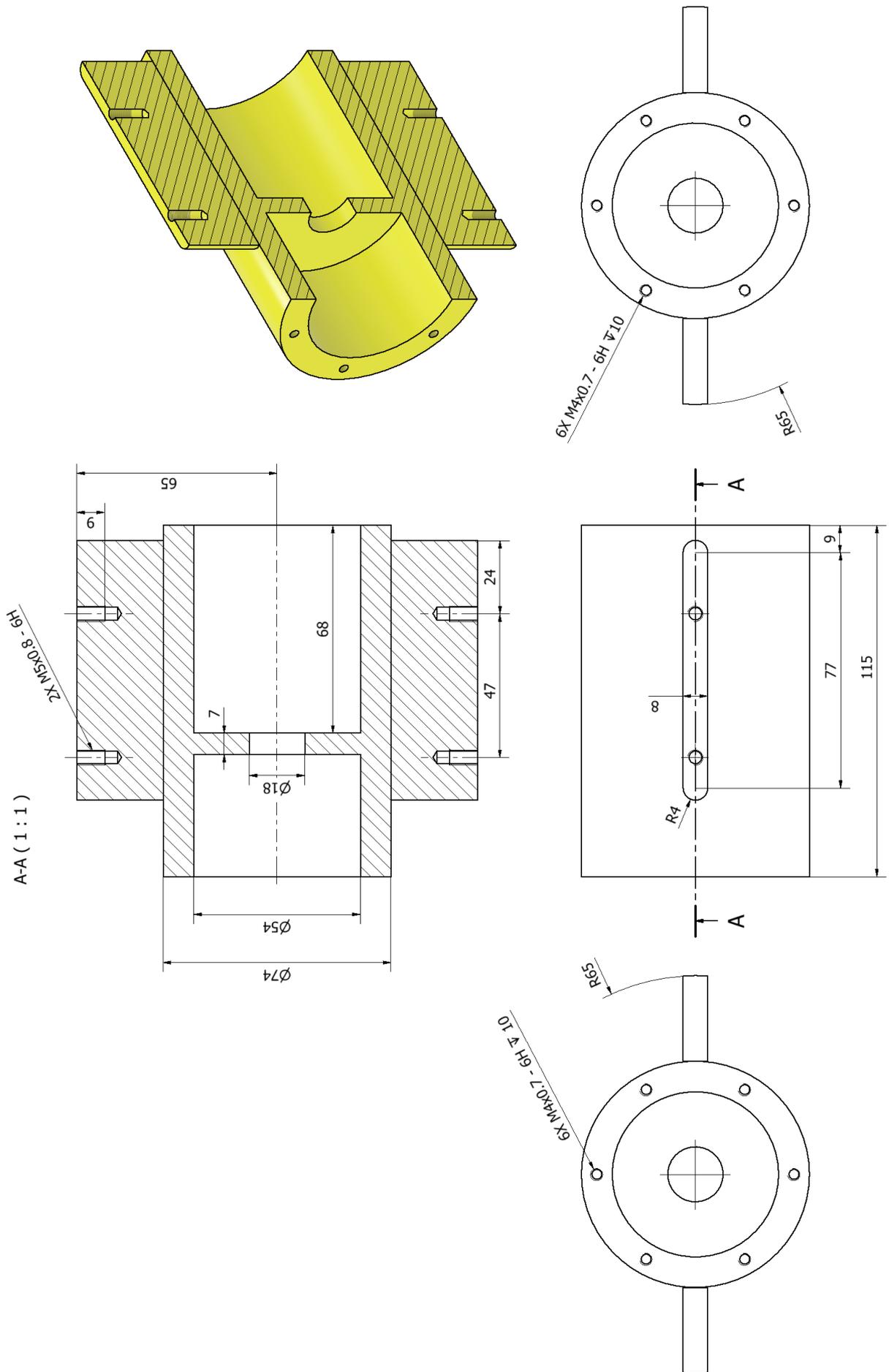


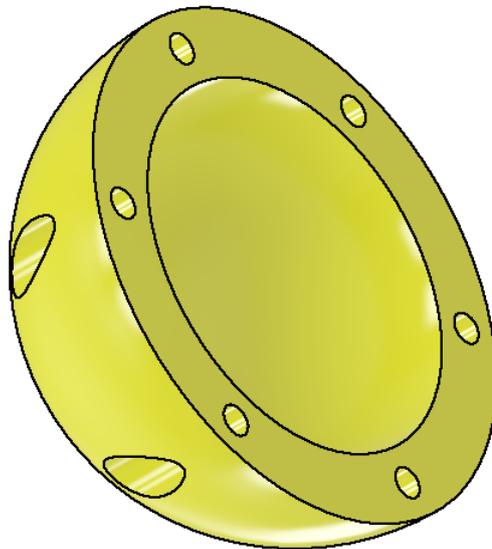
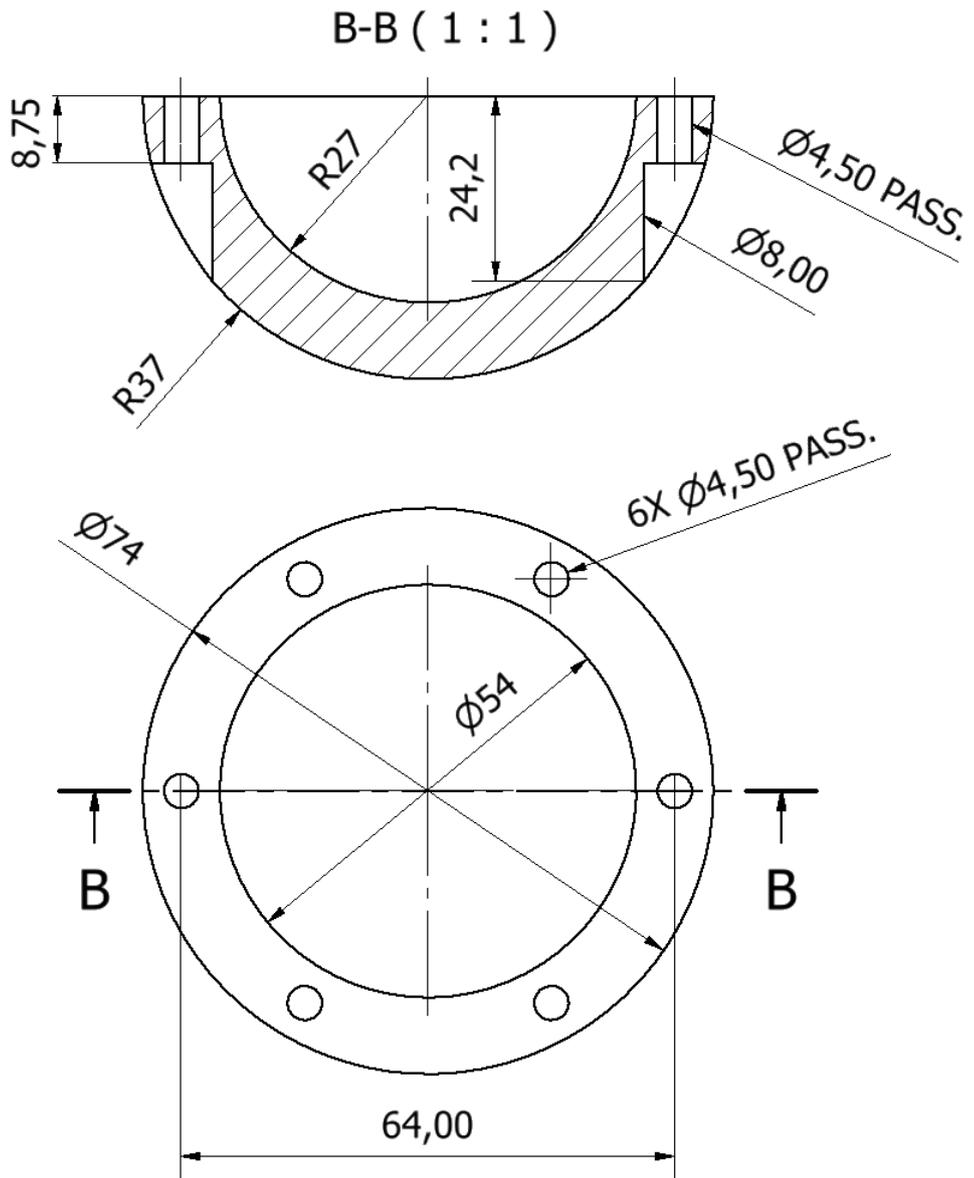
A-A (1 : 1)



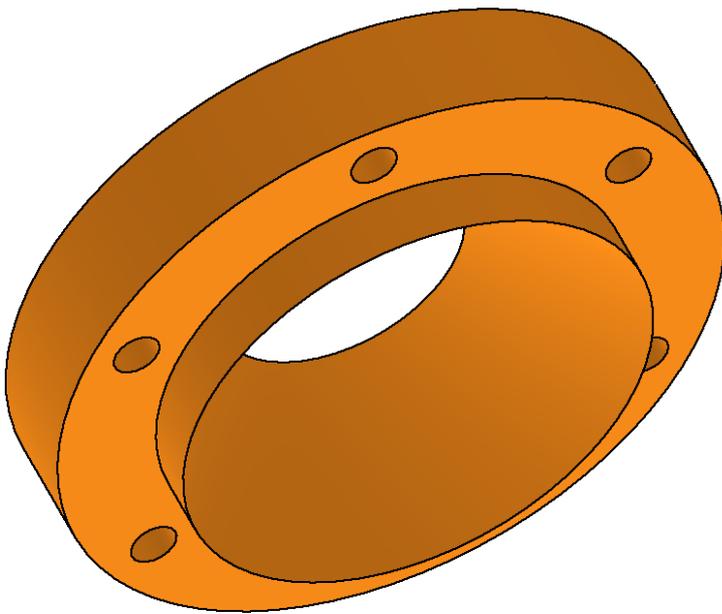
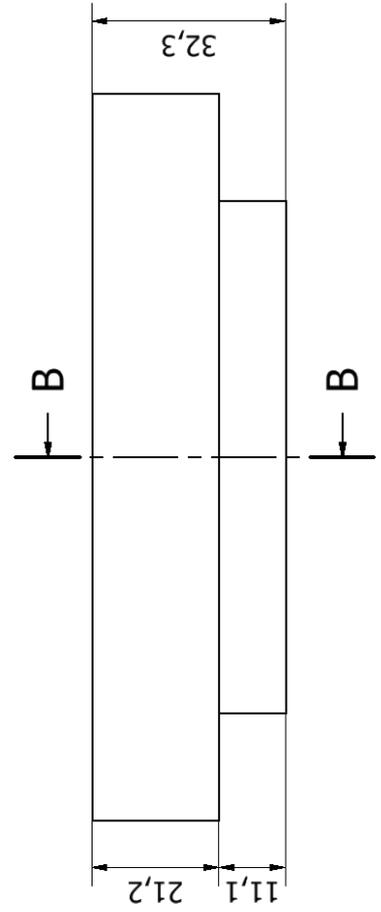
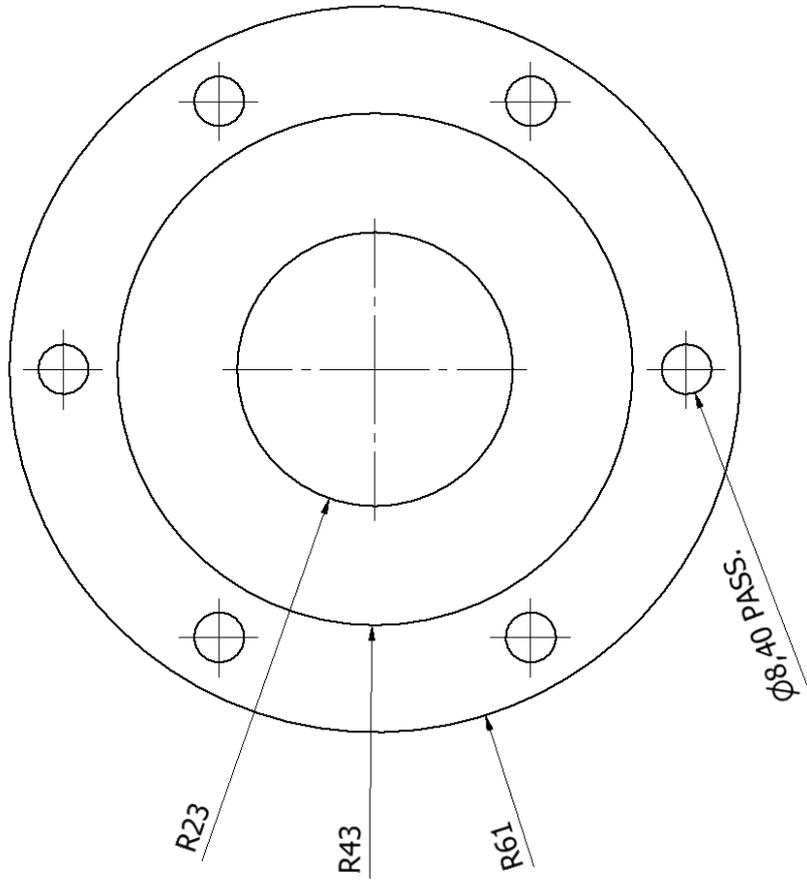
A-A (1 : 1)



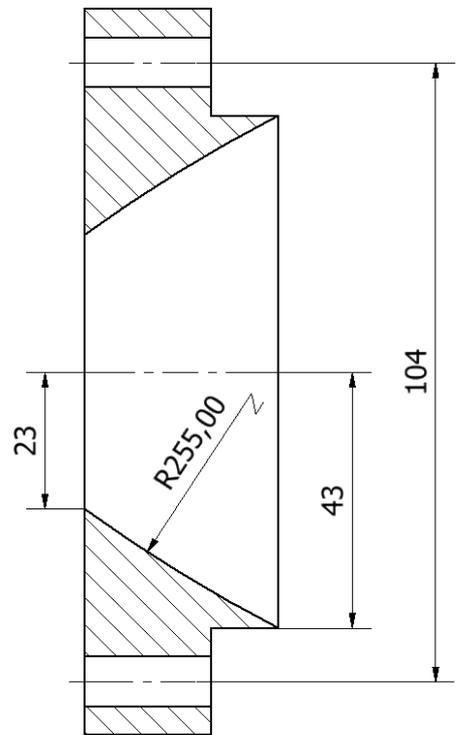




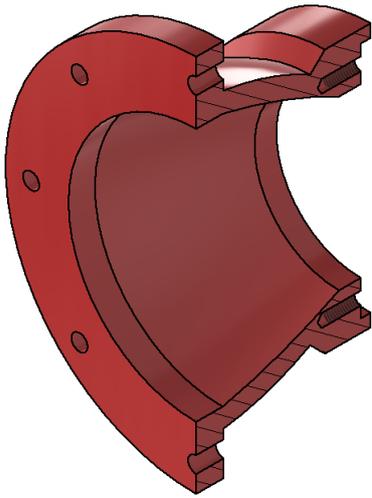
FLANGIA ANTERIORE 1 DISTRIBUTORE



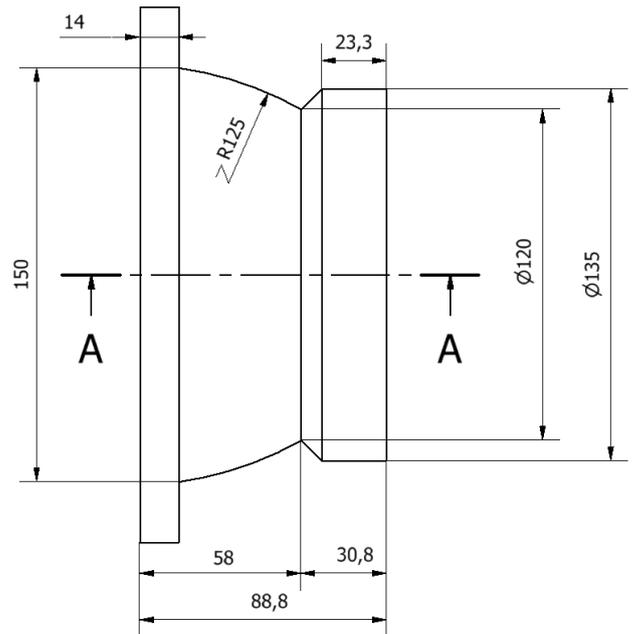
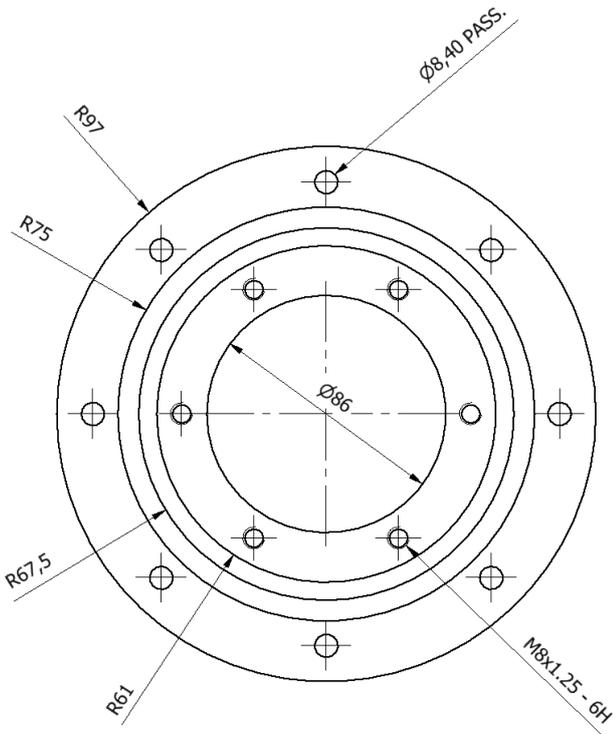
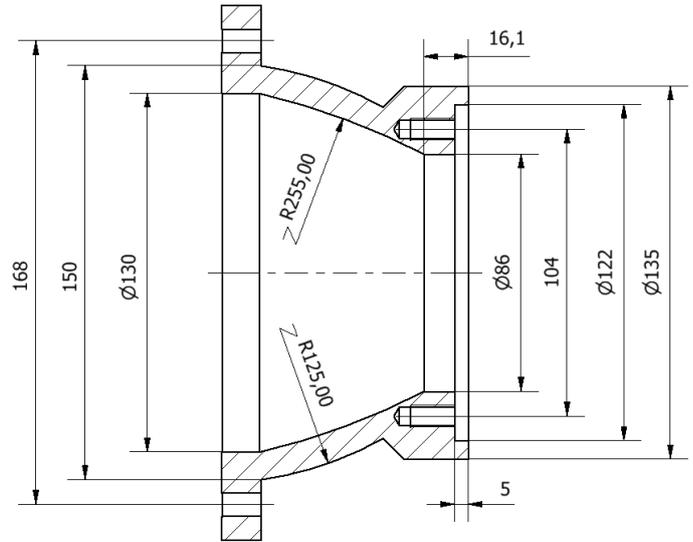
B-B (1 : 1)



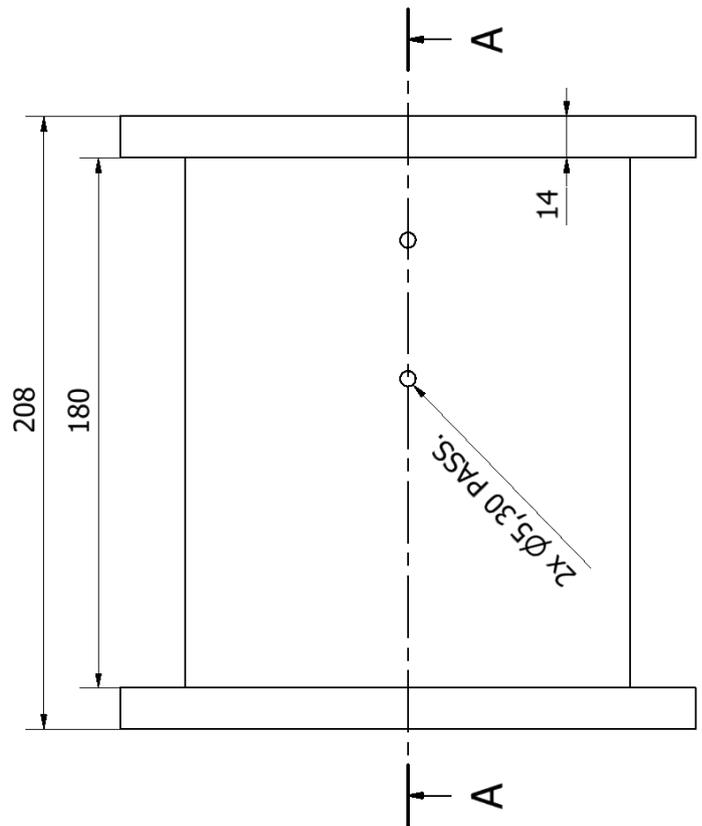
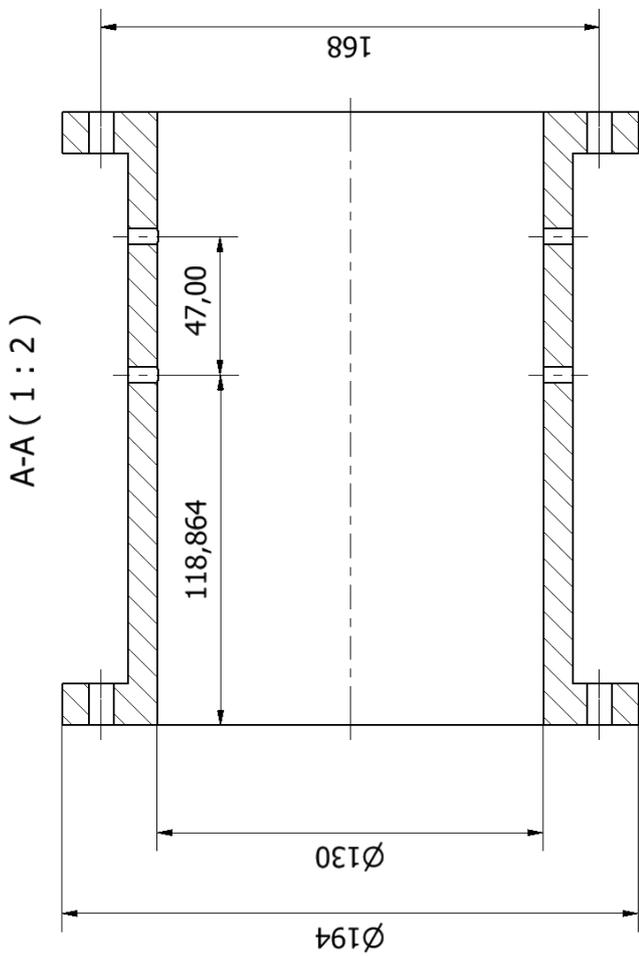
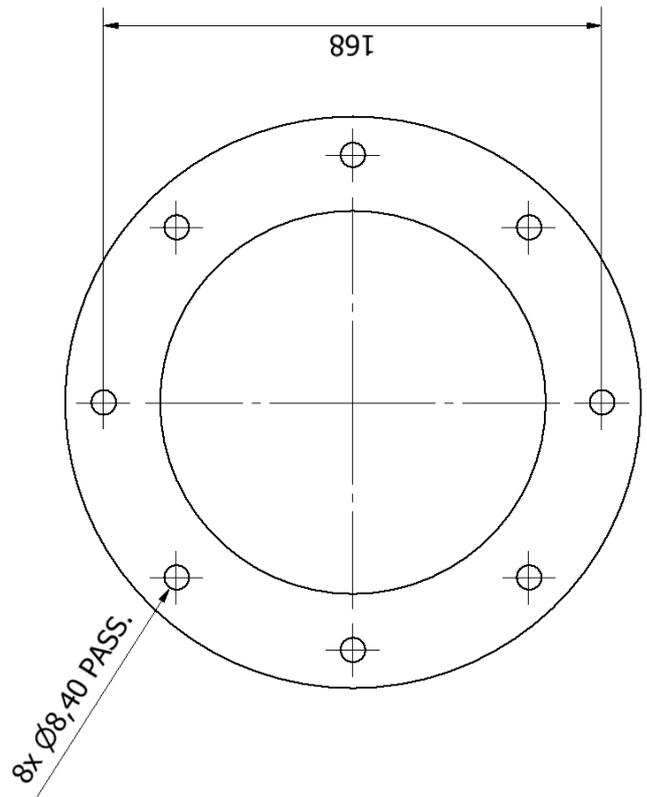
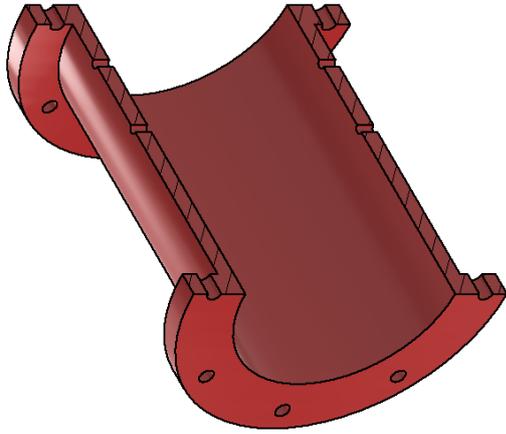
FLANGIA ANTERIORE 2 DISTRIBUTORE



A-A (1:2)

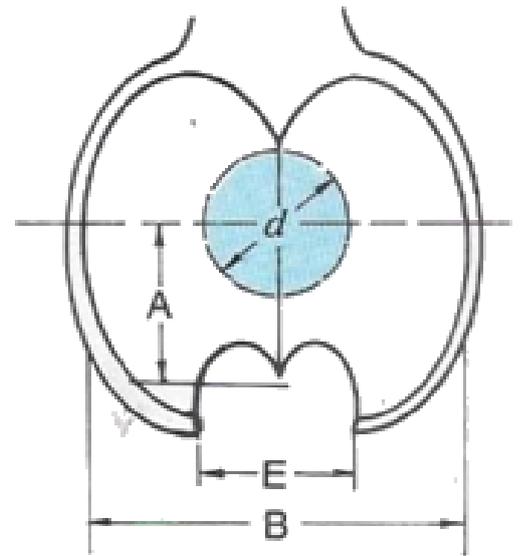
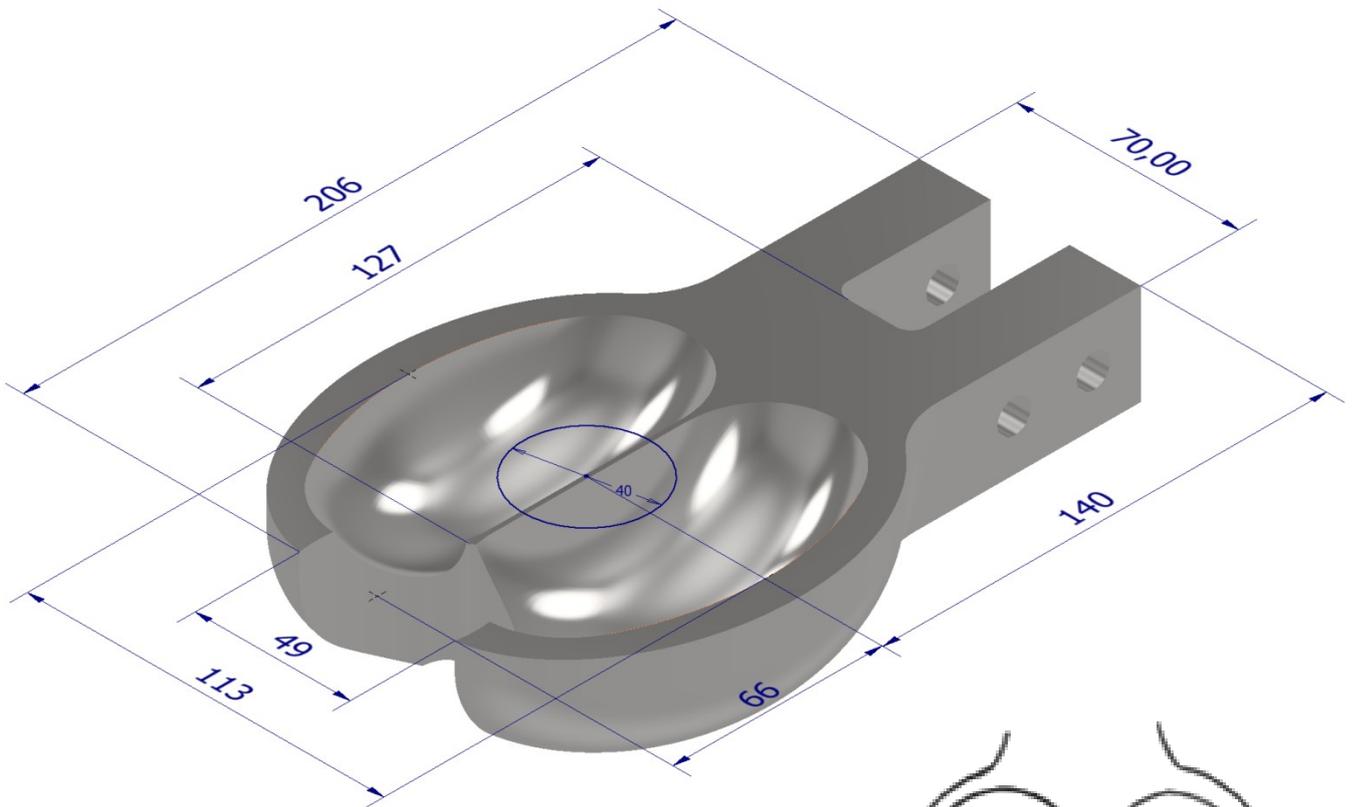


CORPO DEL DISTRIBUTORE

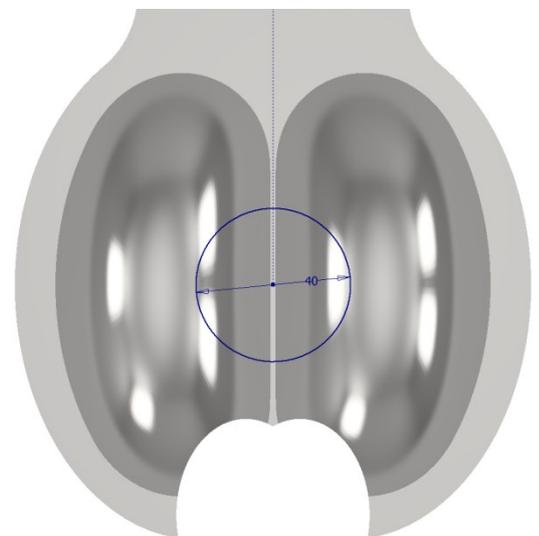
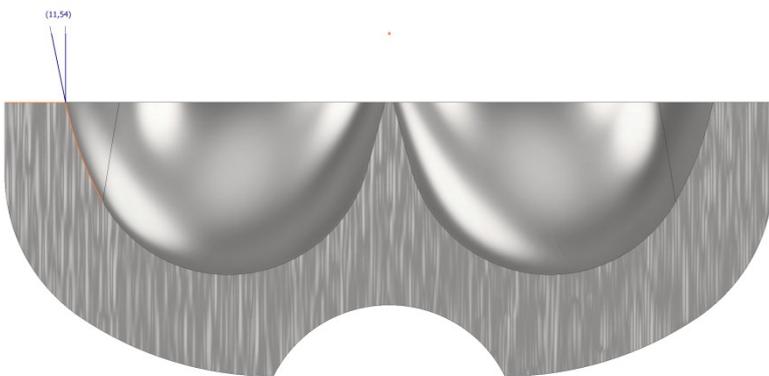


PALA PELTON

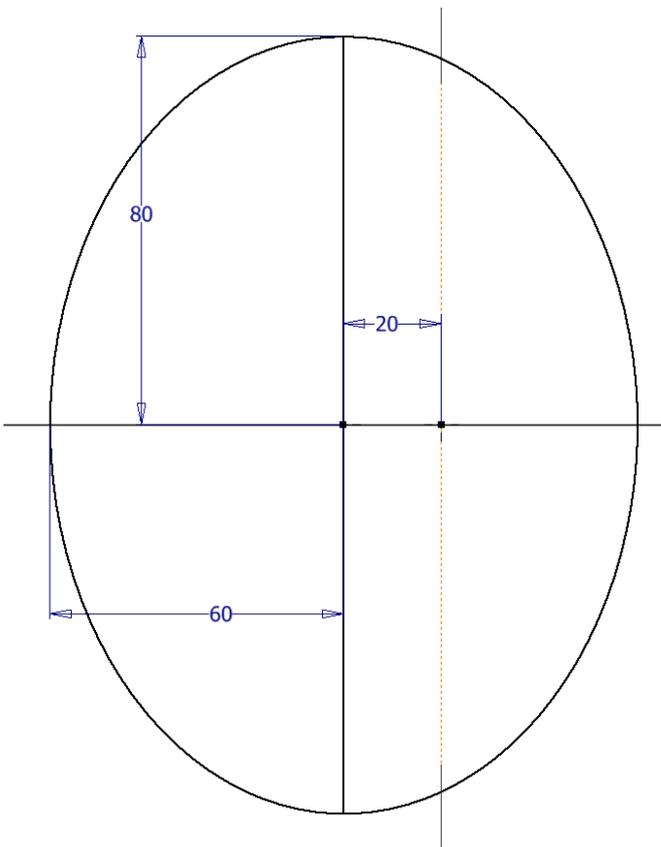
Diametro del getto $d=40\text{mm}$.



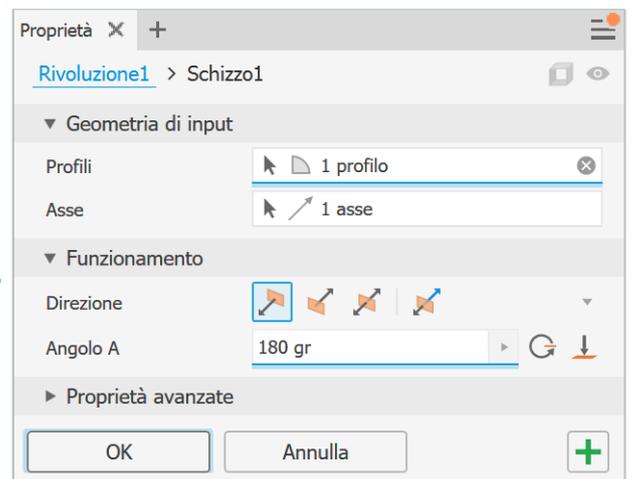
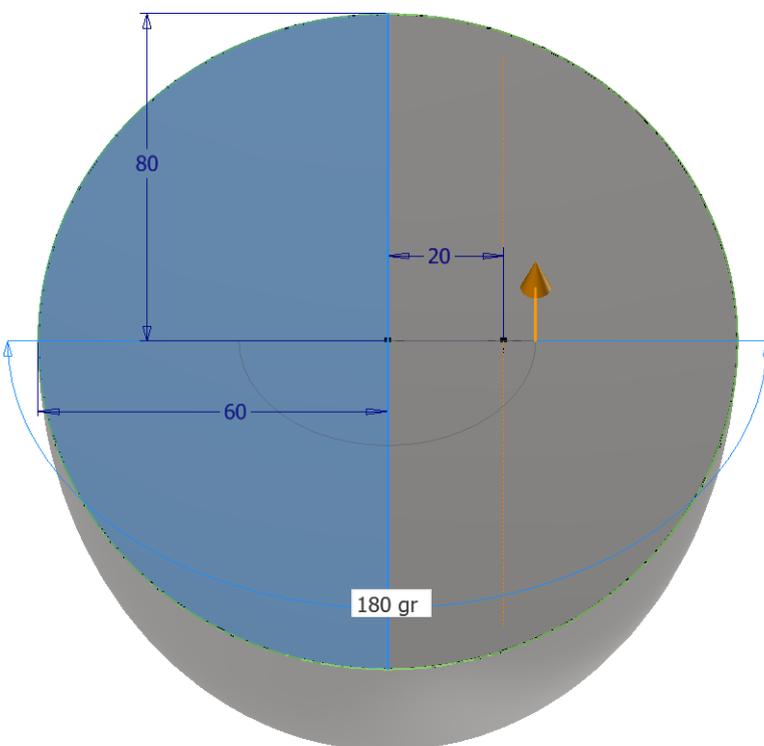
Angolo di scarico circa 12°



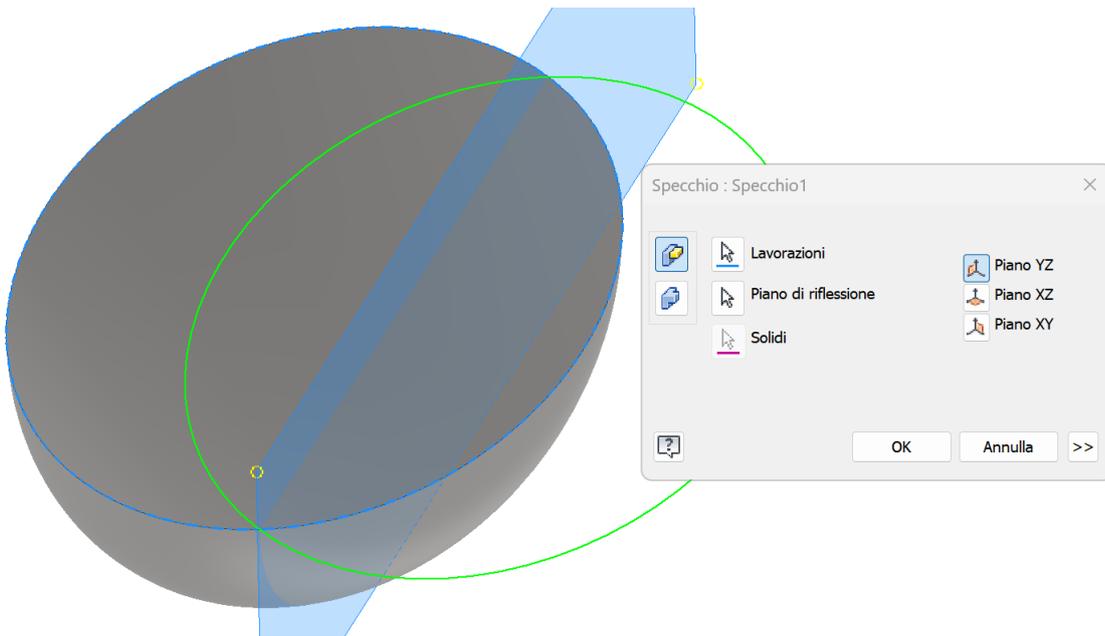
Schizzo ellisse sul piano .



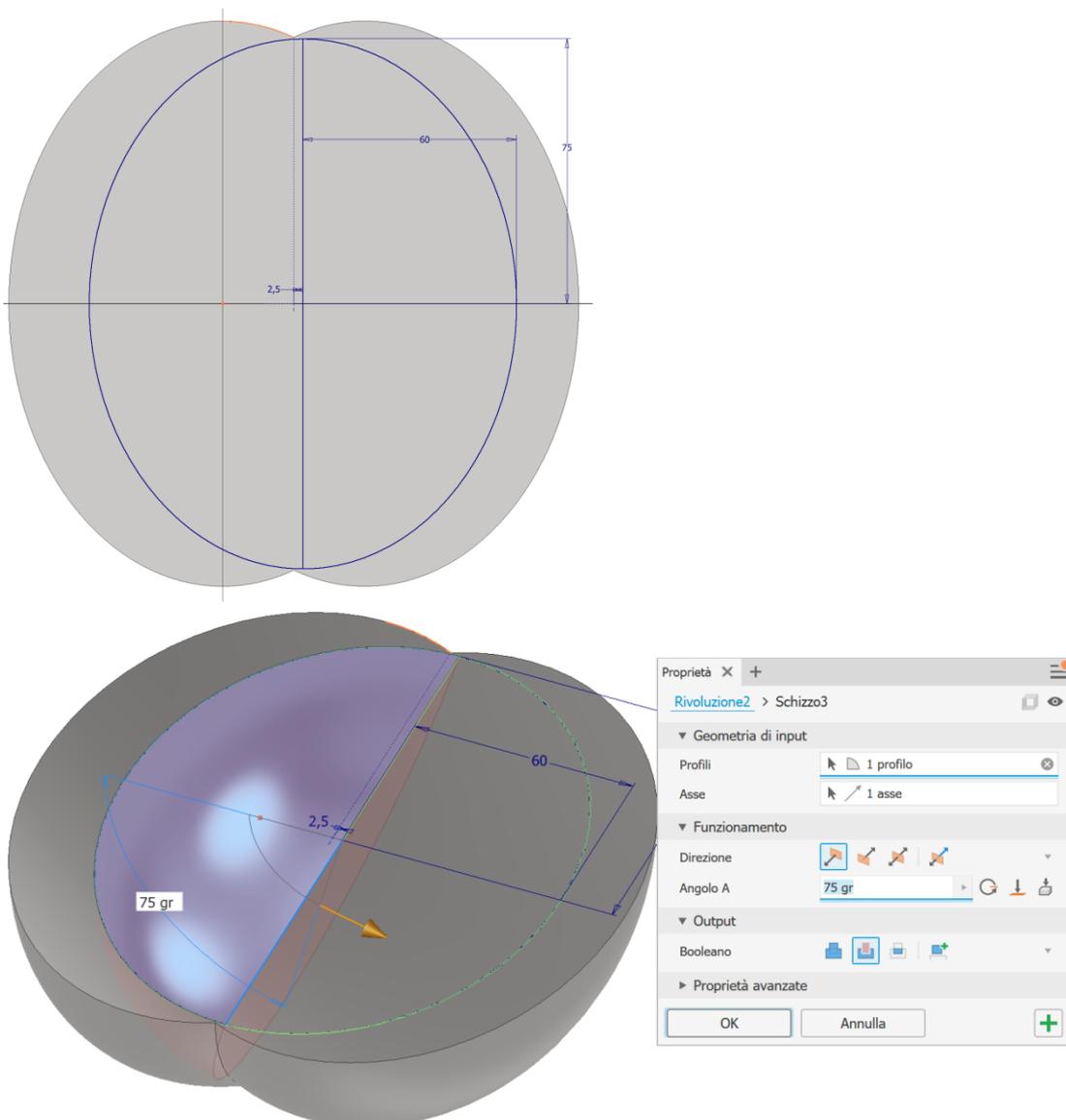
Rivoluzione rispetto all'asse dell'ellisse.



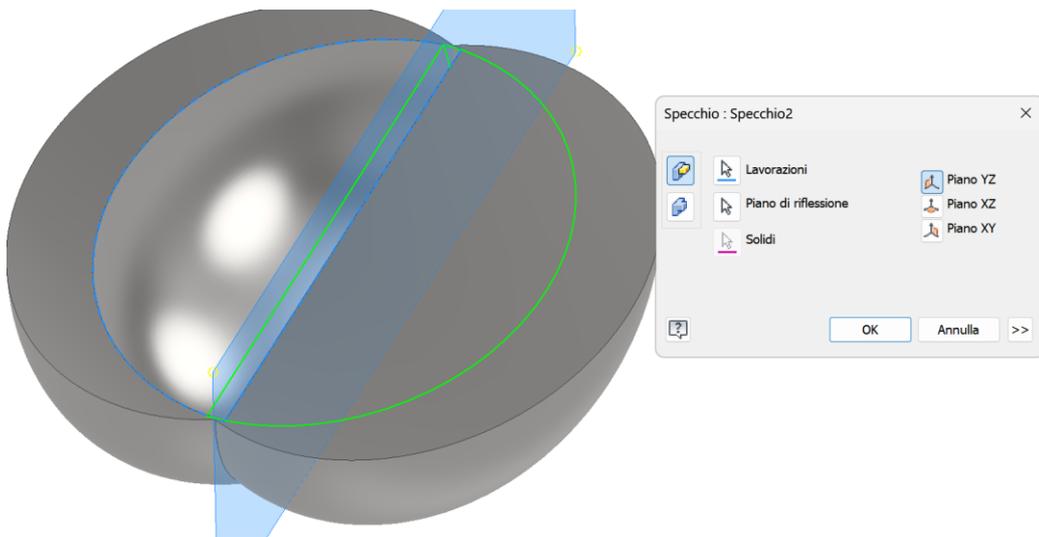
Specchio del solido rispetto al piano di simmetria verticale



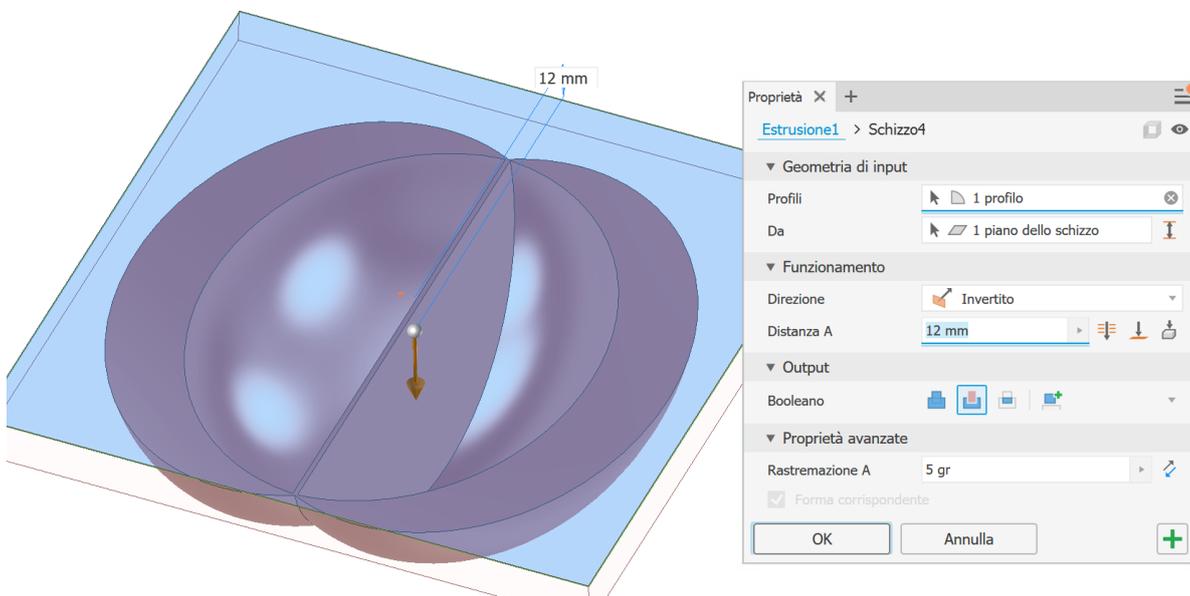
Schizzo ellisse sulla faccia principale del solido e rivoluzione in taglio di 75° rispetto all'asse



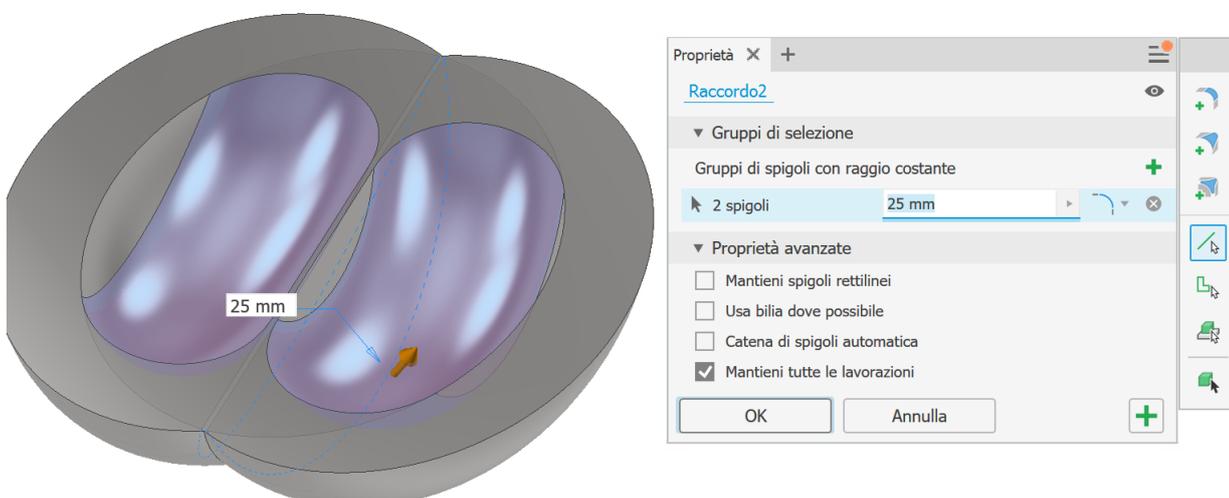
Specchio rispetto al piano di simmetria dell'ultima lavorazione.



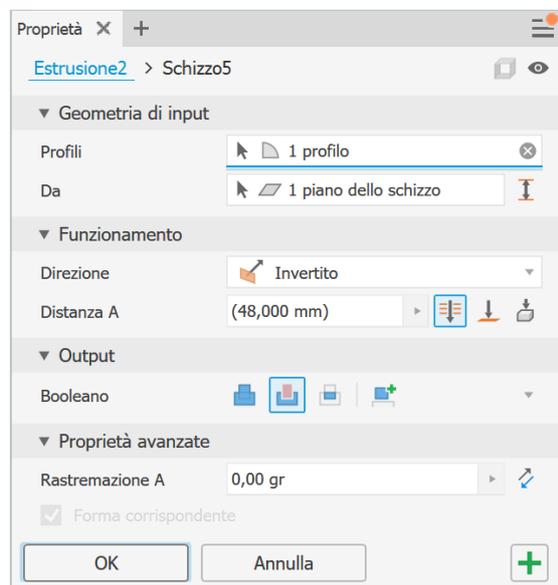
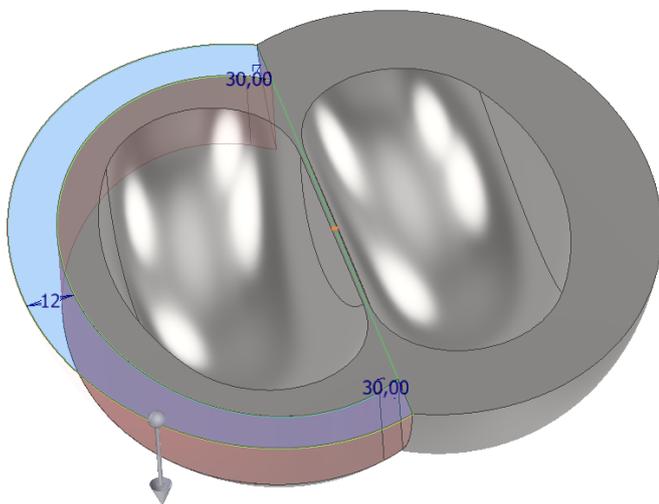
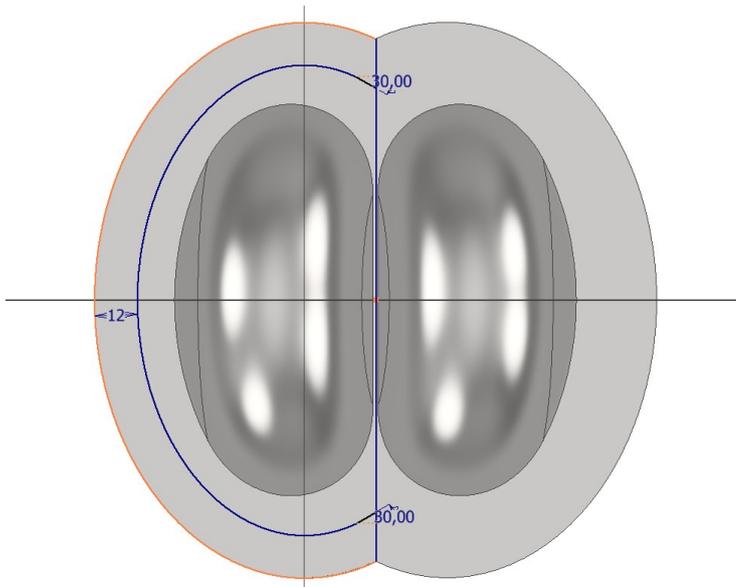
Ora dobbiamo ridurre l'altezza del solido a partire dalla faccia superiore di 12mm tramite una estrusione.



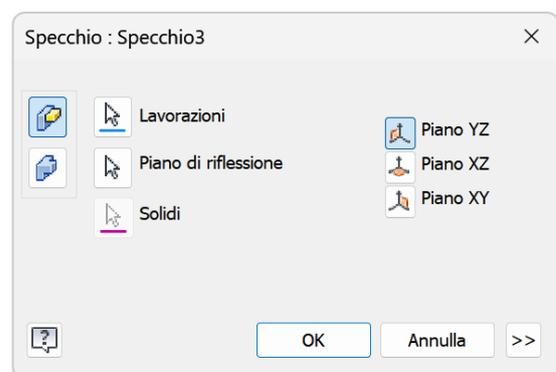
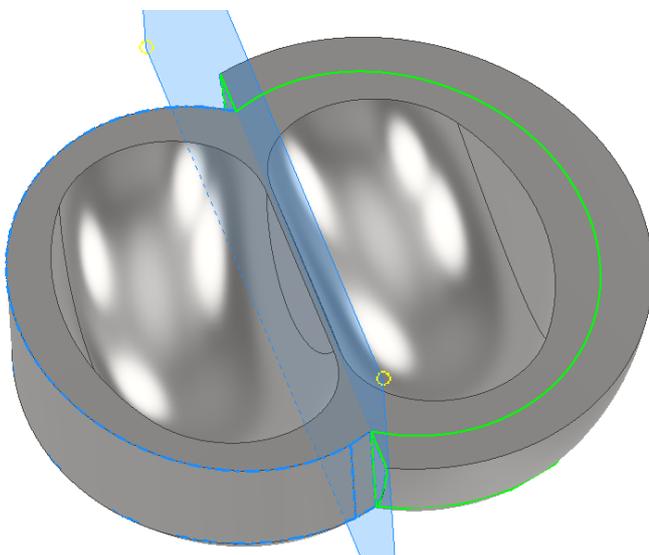
Raccordiamo gli spigoli interni



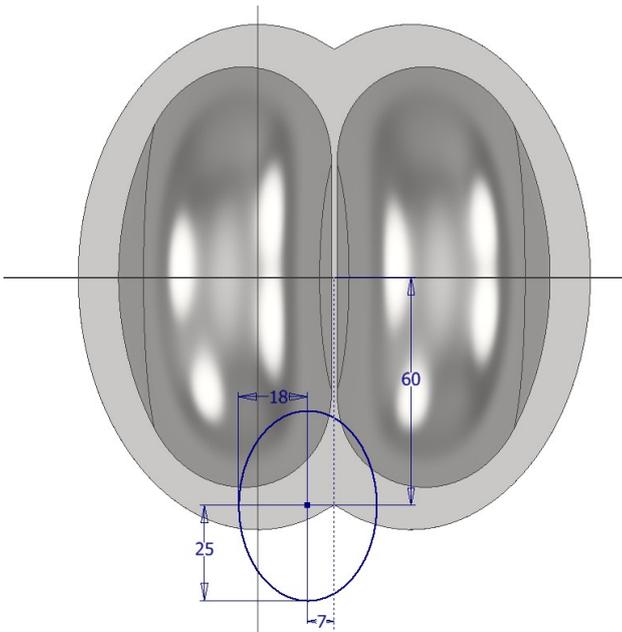
Schizzo sulla faccia superiore ed estrusione in taglio per alleggerire la pala.



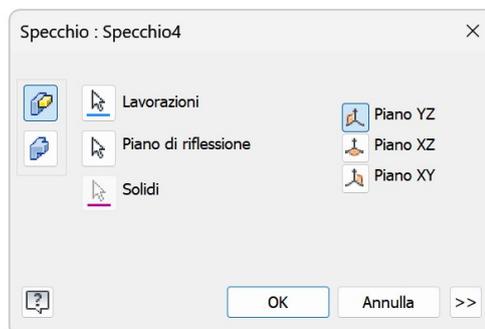
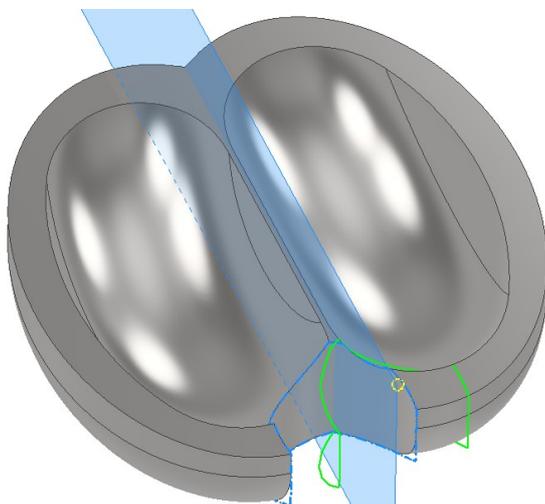
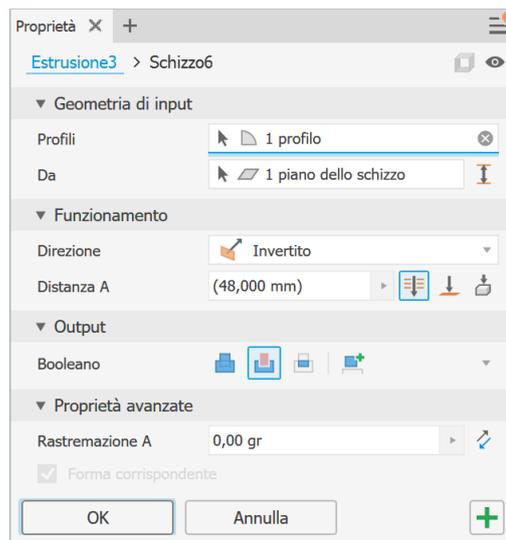
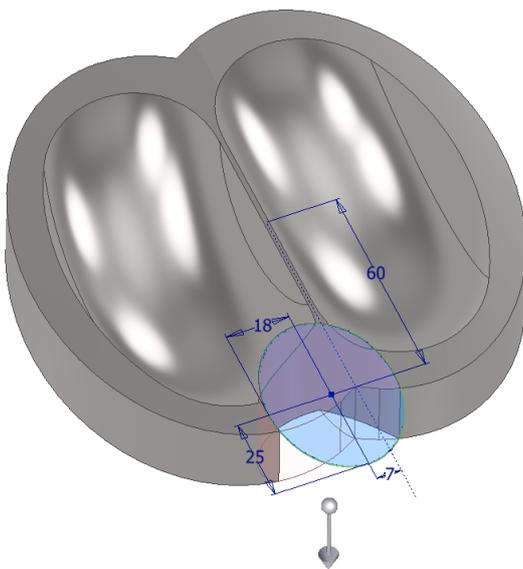
Specchio della lavorazione rispetto al piano di simmetria.



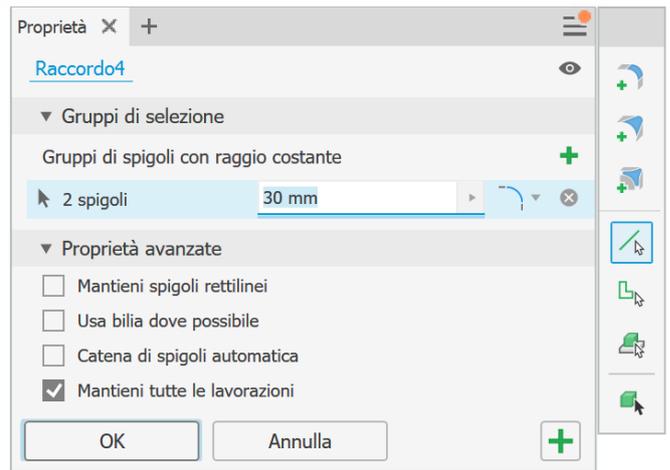
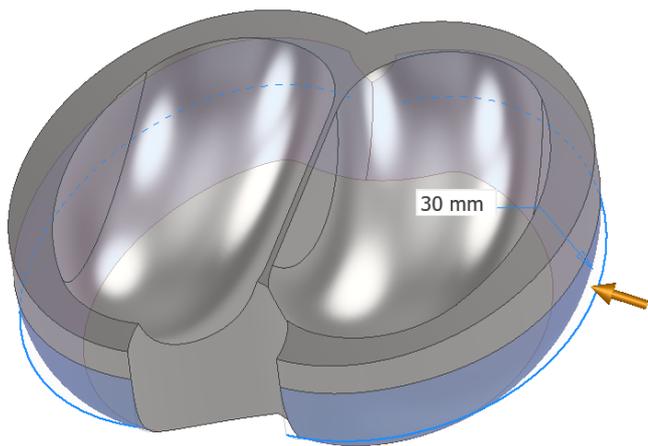
Schizzo sulla faccia superiore per creare la via di fuga in testa alla pala.



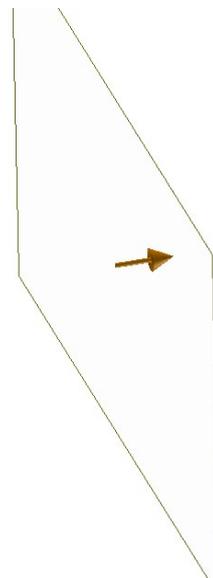
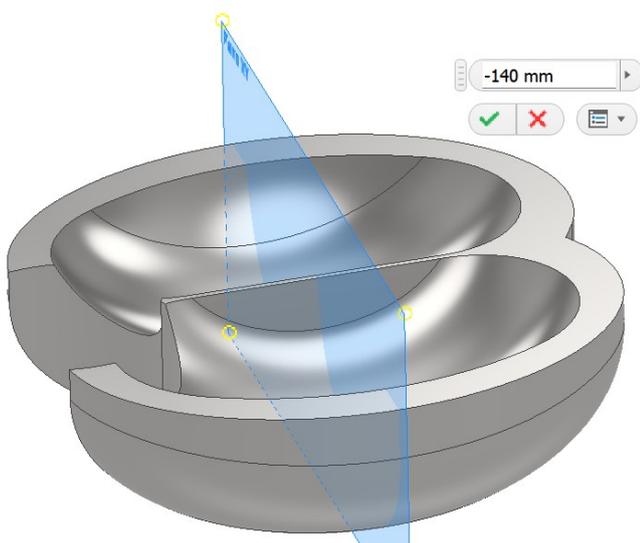
Estrusione in taglio e specchio della lavorazione.



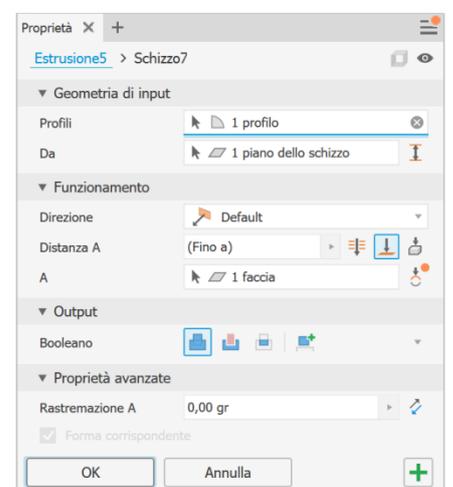
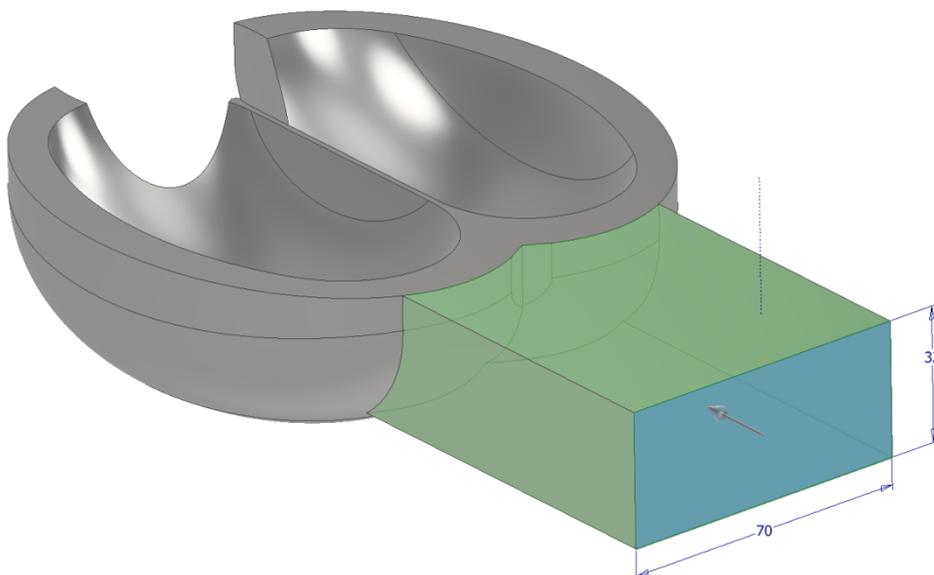
Raccordo laterale



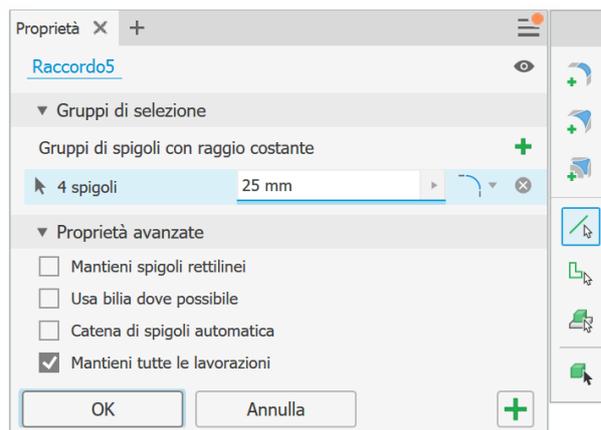
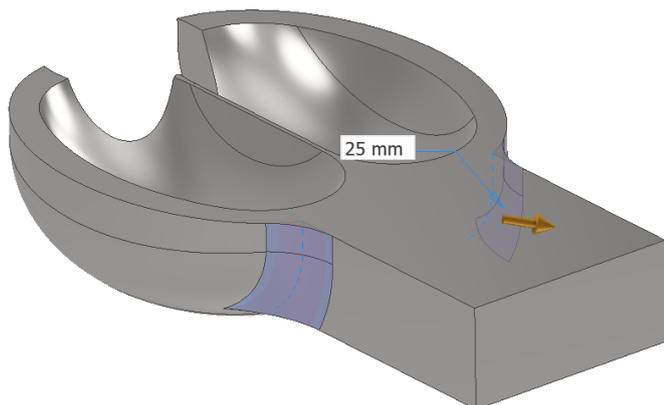
Creazione di un piano di lavoro rispetto all'origine.



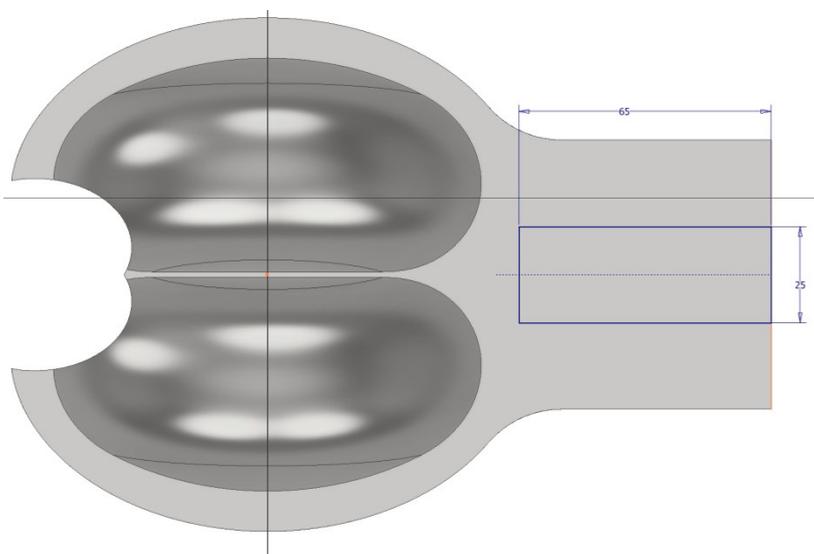
Schizzo del gambo della pala sul piano e successiva estrusione.



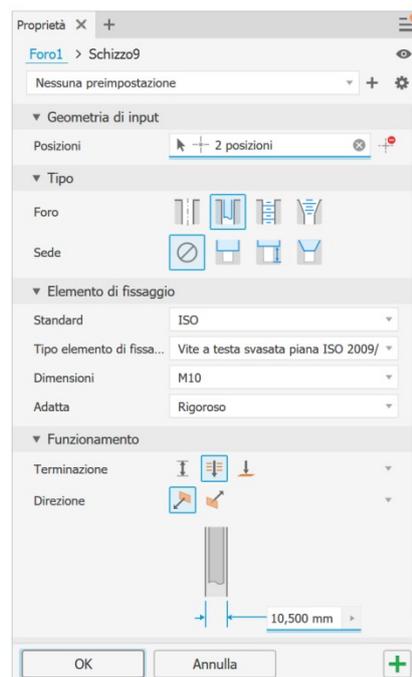
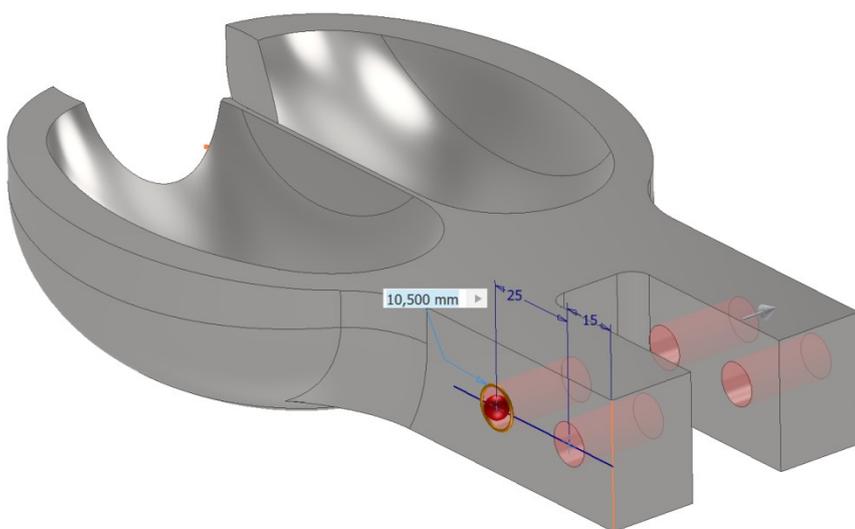
Raccordo gambo pala



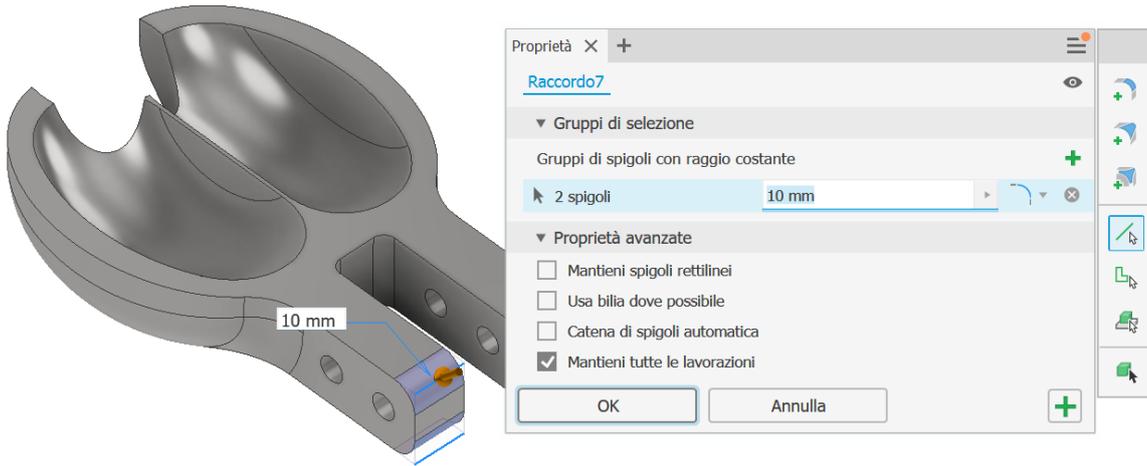
Schizzo gola sulla faccia superiore del gambo pala e successiva estrusione.



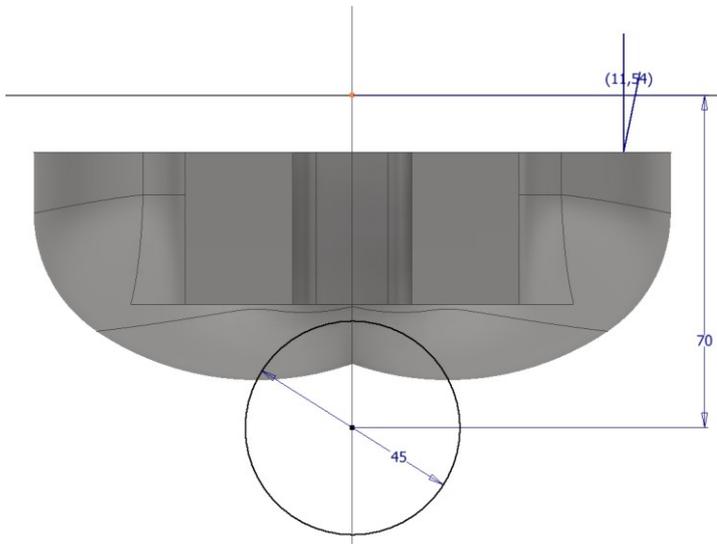
Sedi per bulloni di serraggio sulla ruota Pelton.



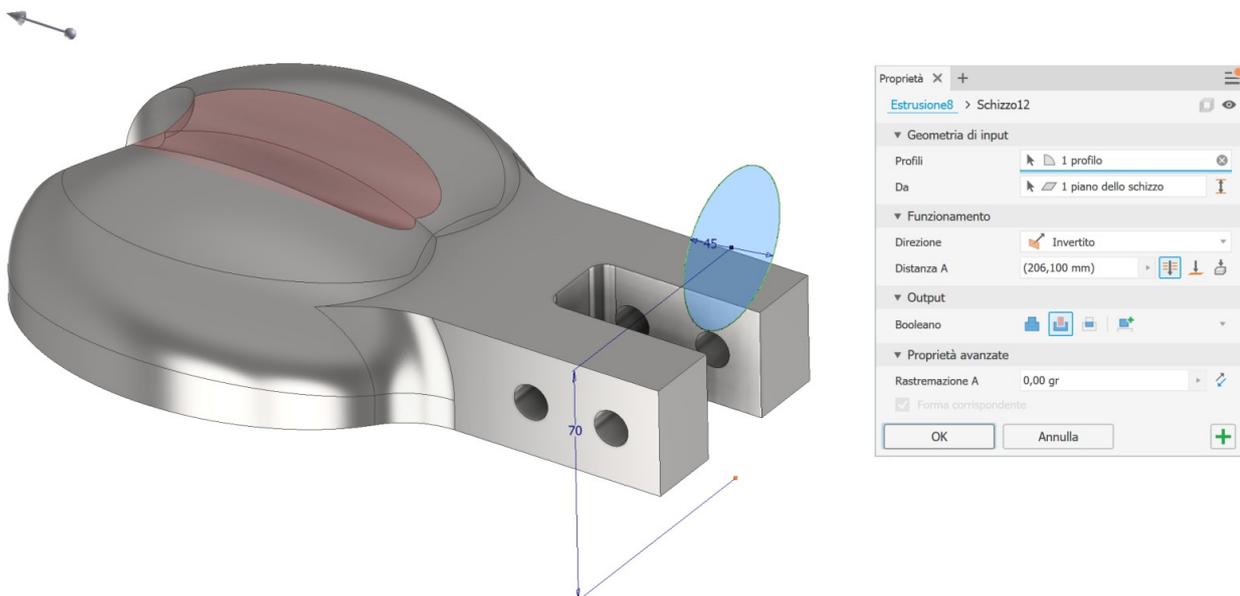
Raccordi.

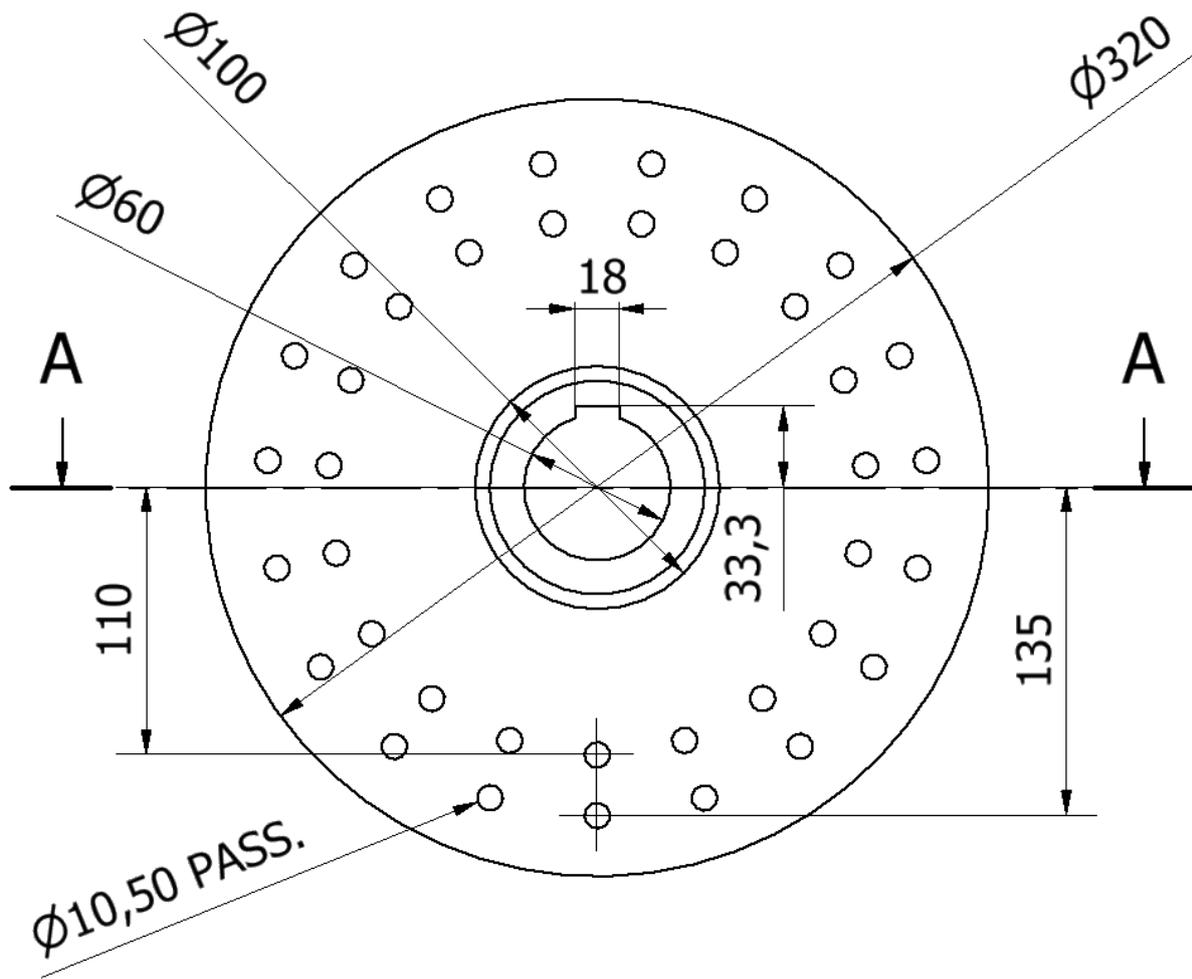


Alleggerimento della parte inferiore della pala.

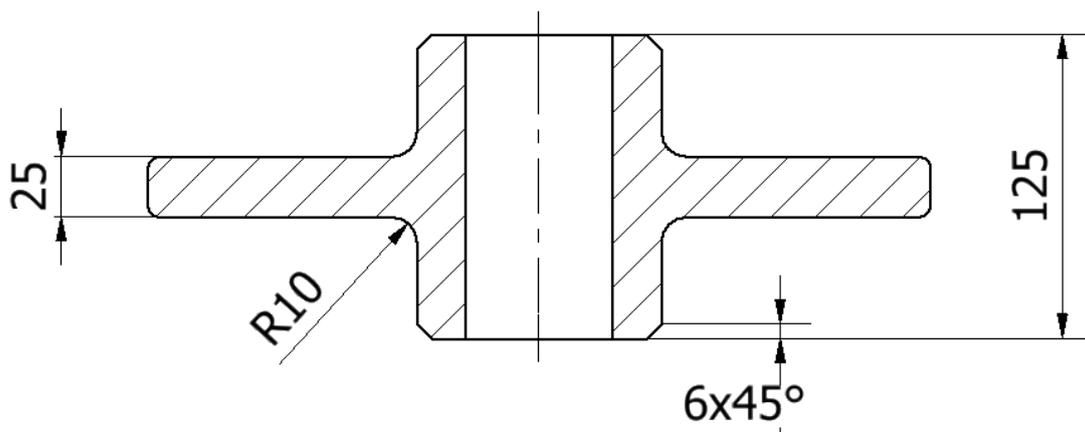


Estrusione in taglio.

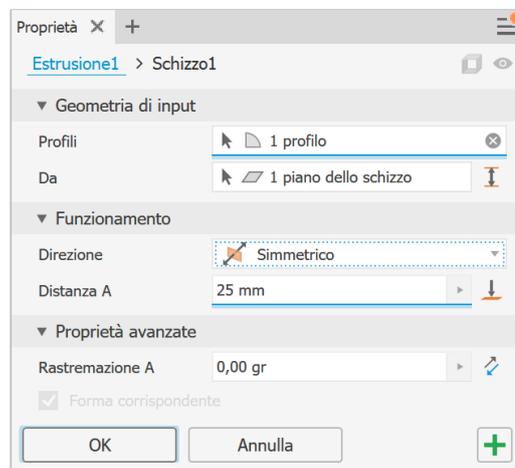
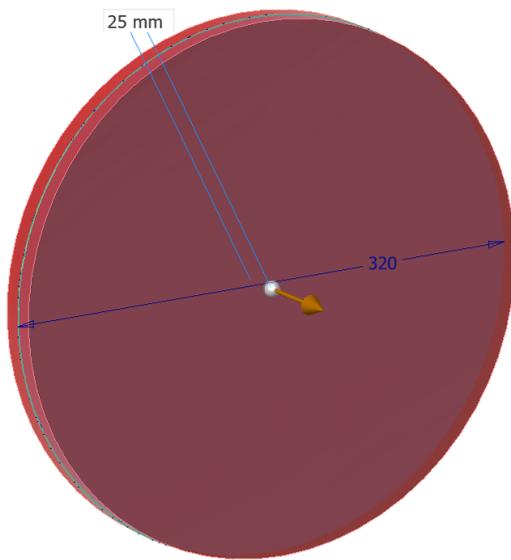
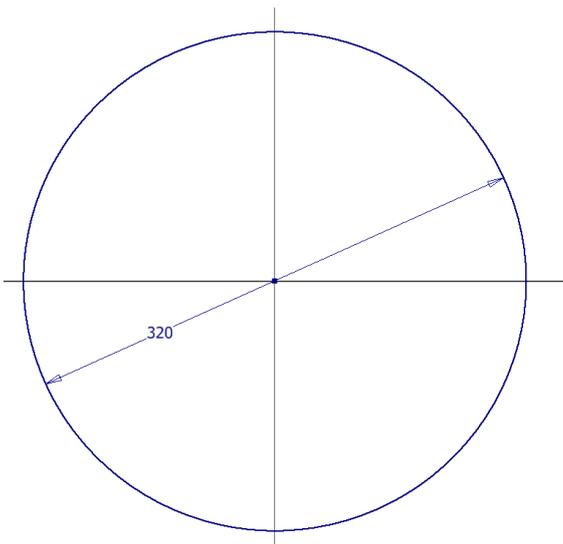




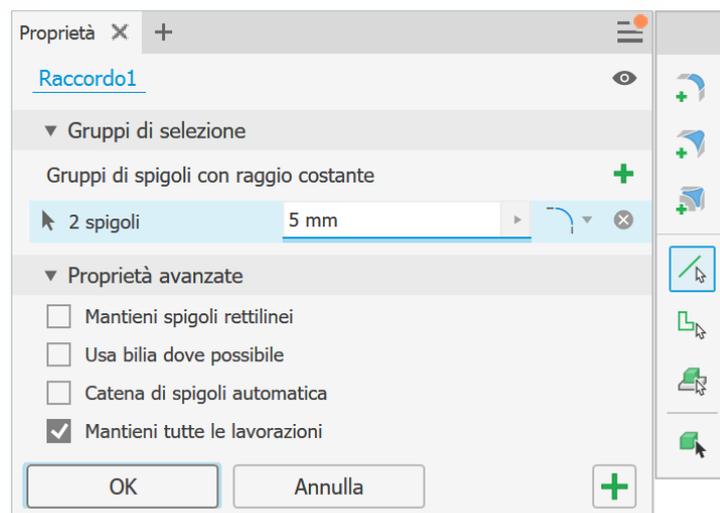
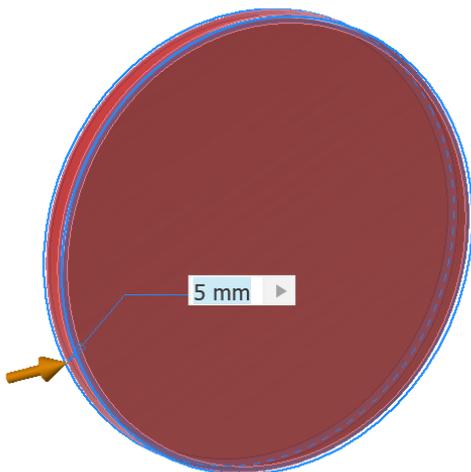
A-A (1 : 4)



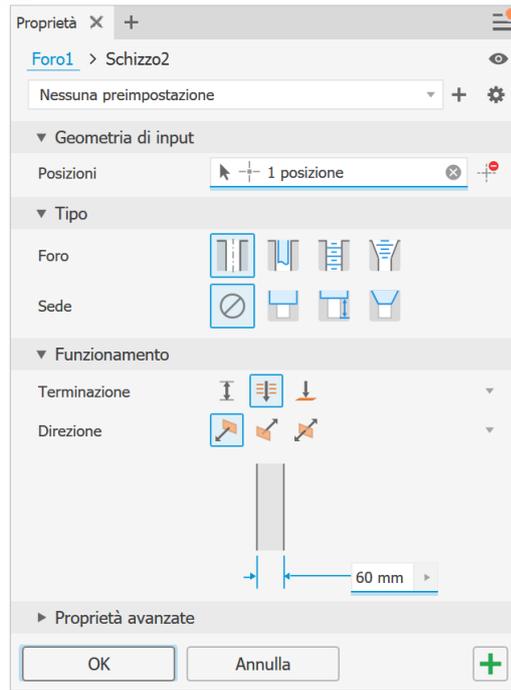
Schizzo sul piano frontale ed estrusione simmetrica.



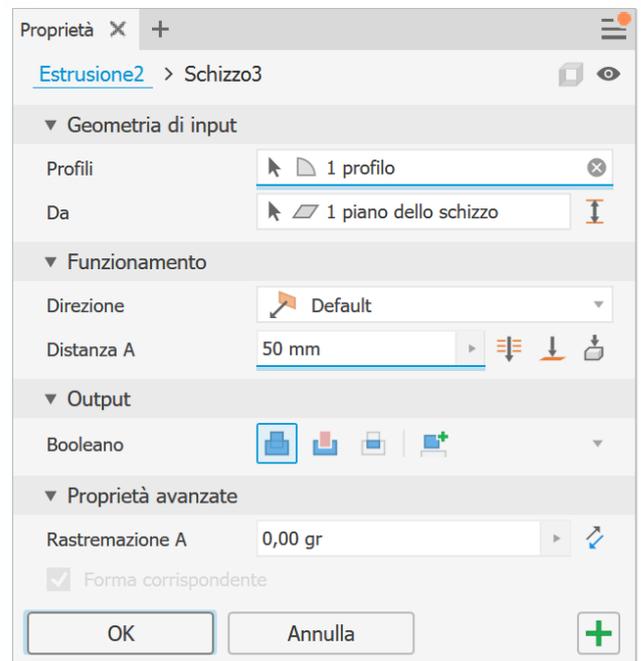
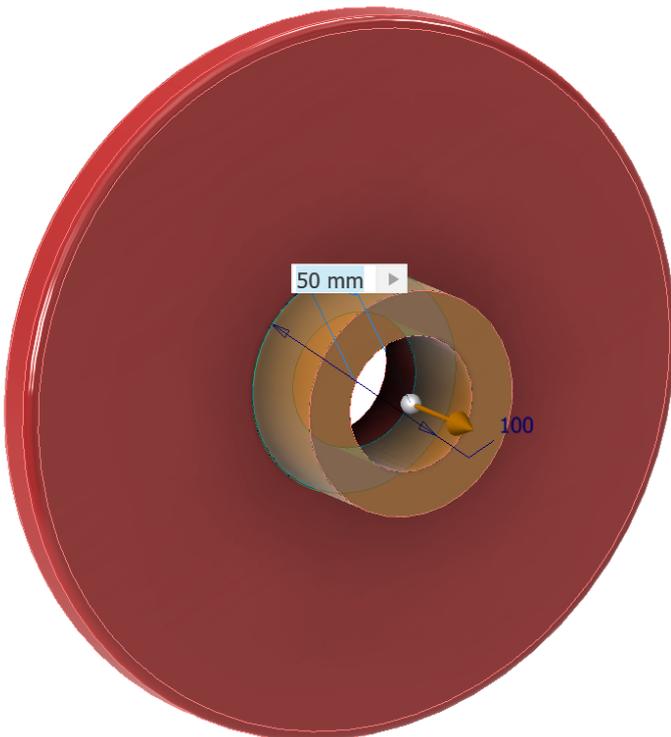
Raccordo bordi esterni.



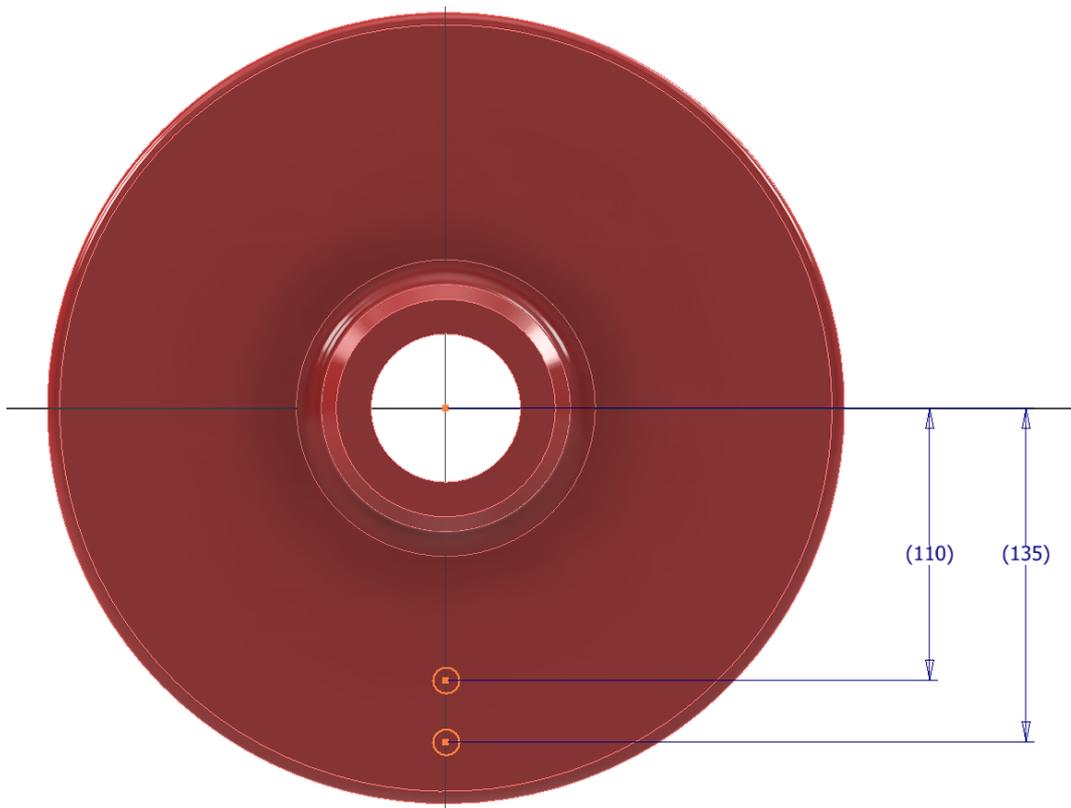
Foro passante centrale per albero.



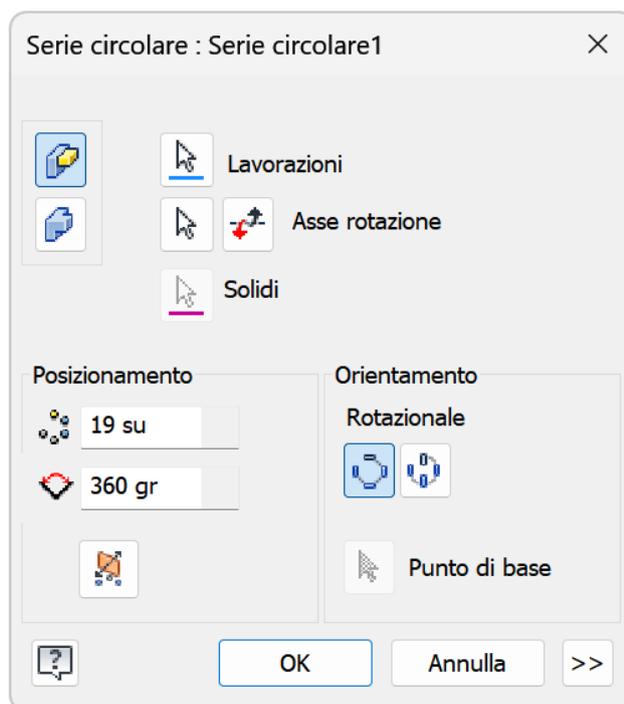
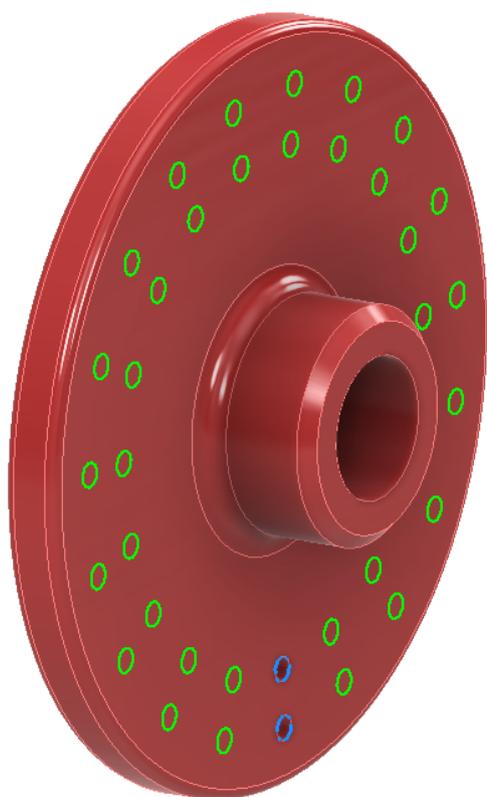
Schizzo , estrusione e specchio supporto laterale per l'albero turbina



Schizzo per fori bulloni per il fissaggio delle pale.



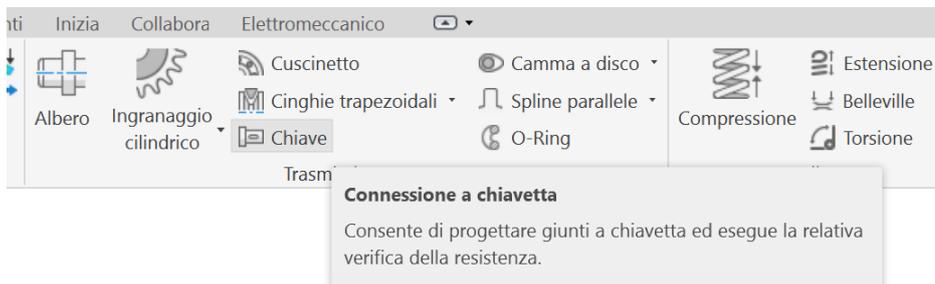
Serie circolare per tutte le 19 coppie di fori.



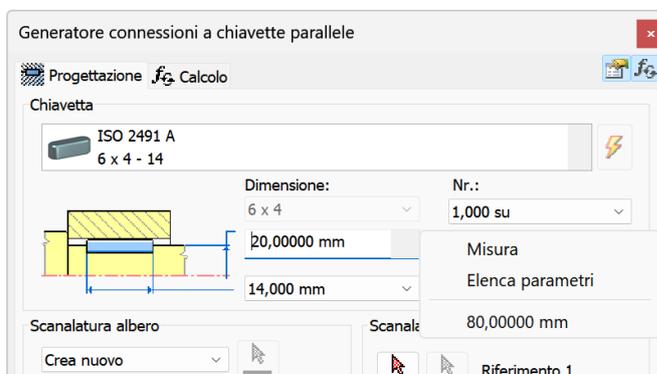
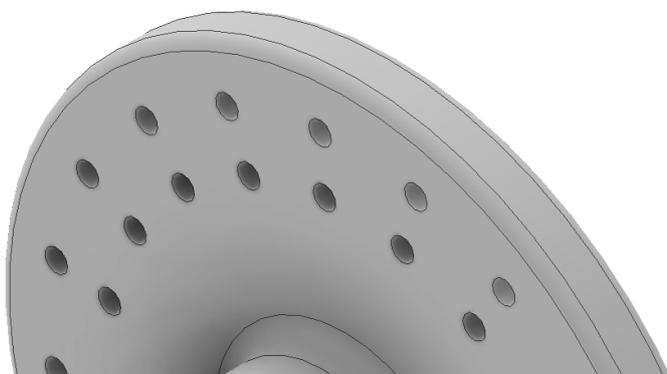
SEDE CHIAVETTA

Creare un nuovo assieme "assieme_ruota.iam" e posizionare al suo interno la ruota appena disegnata.

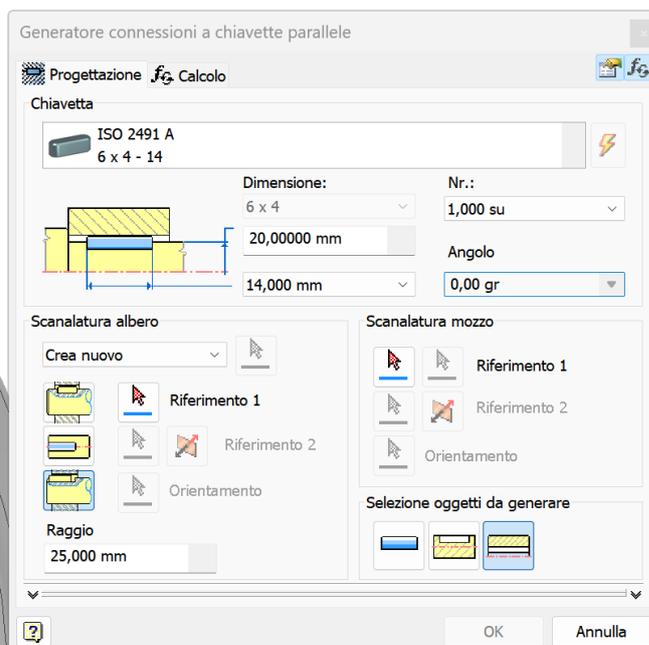
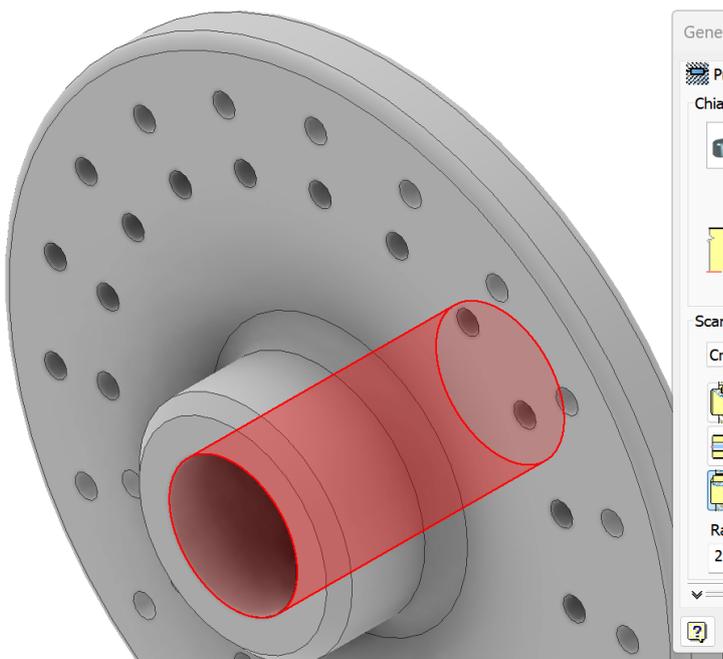
Col modulo di progettazione è possibile creare la sede della chiavetta sul mozzo.



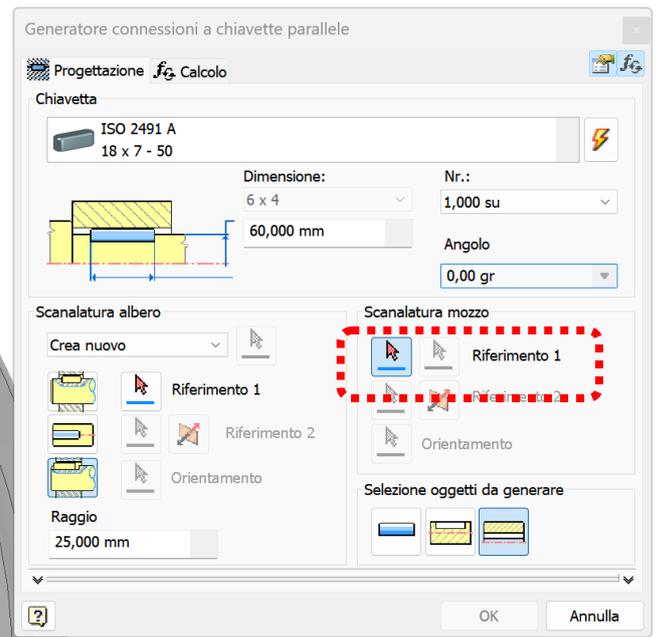
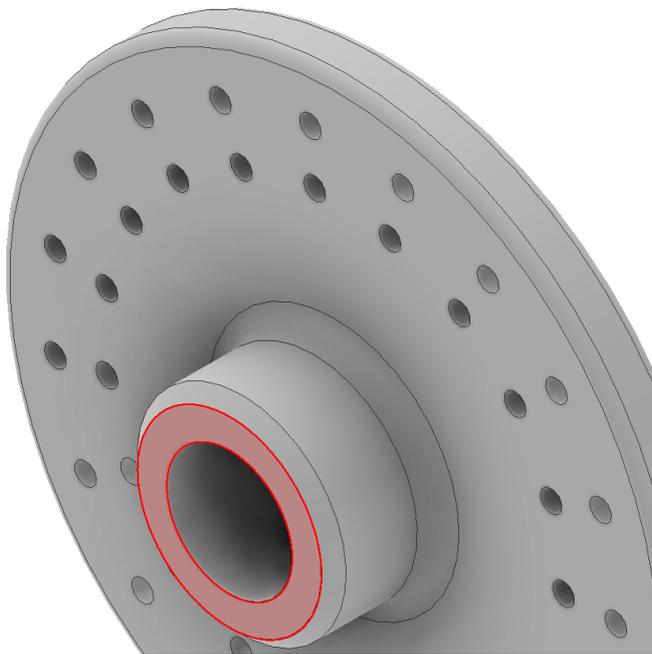
Impostare la lunghezza della sede selezionando "misura".



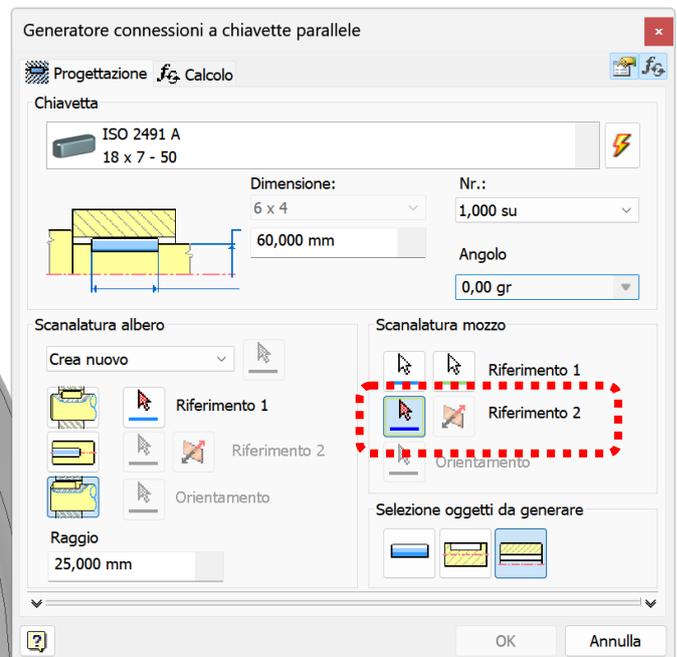
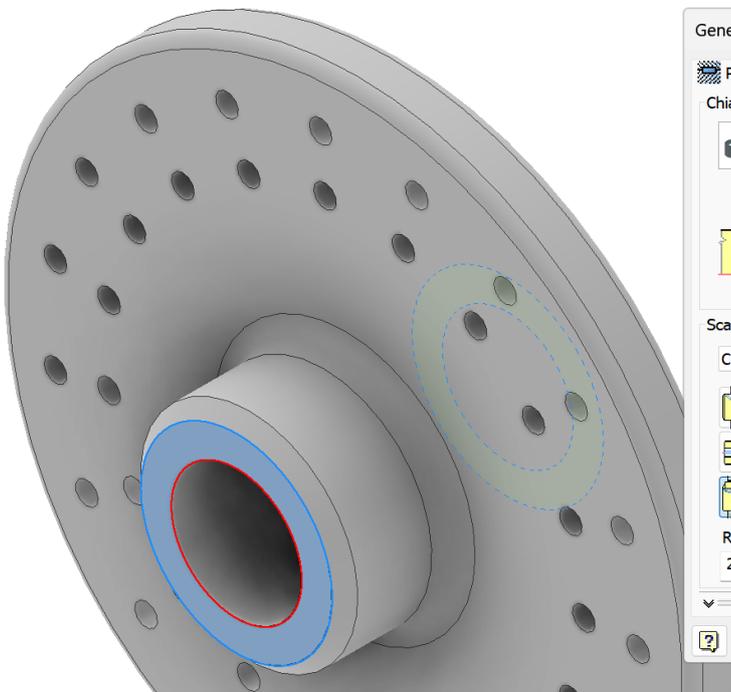
Selezionare la superficie del foro.



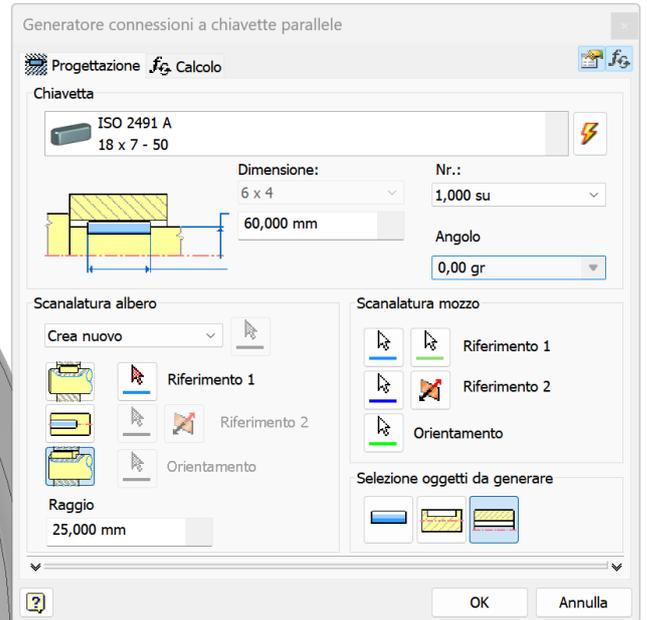
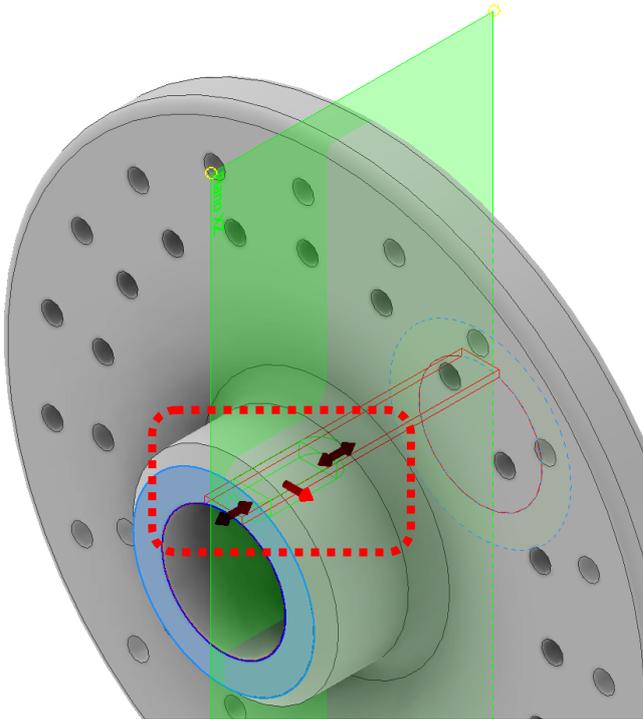
Selezionare la faccia piana da cui iniziare la lavorazione.



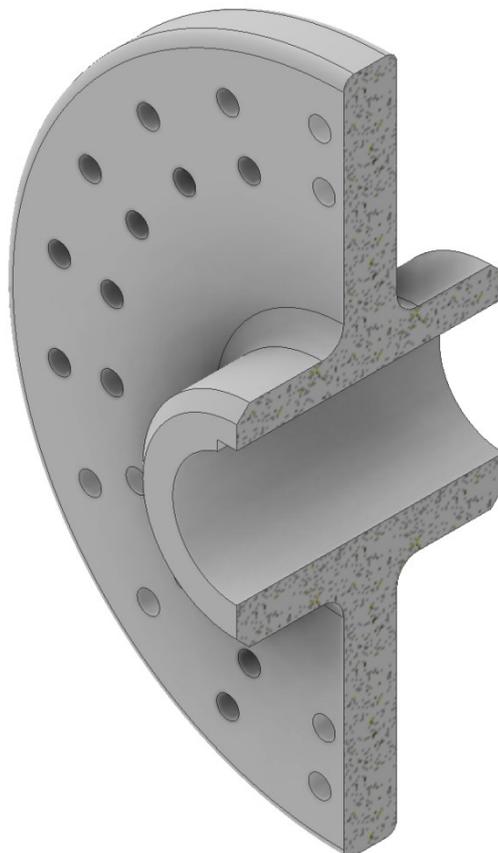
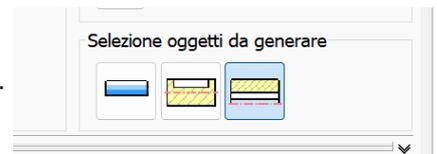
Selezionare la circonferenza



Tramite le frecce ruotare la chiave nella posizione desiderata.



Verificare di aver abilitato solo l'icona relativa la mozzo e confermare cliccando "OK".



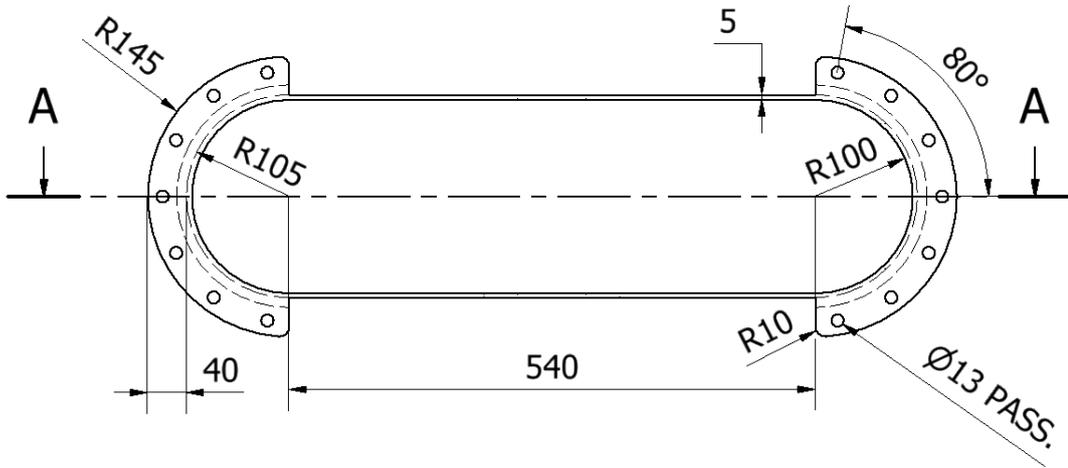
ASSIEME RUOTA PELTON

L'assieme è costituito dalle seguenti parti:

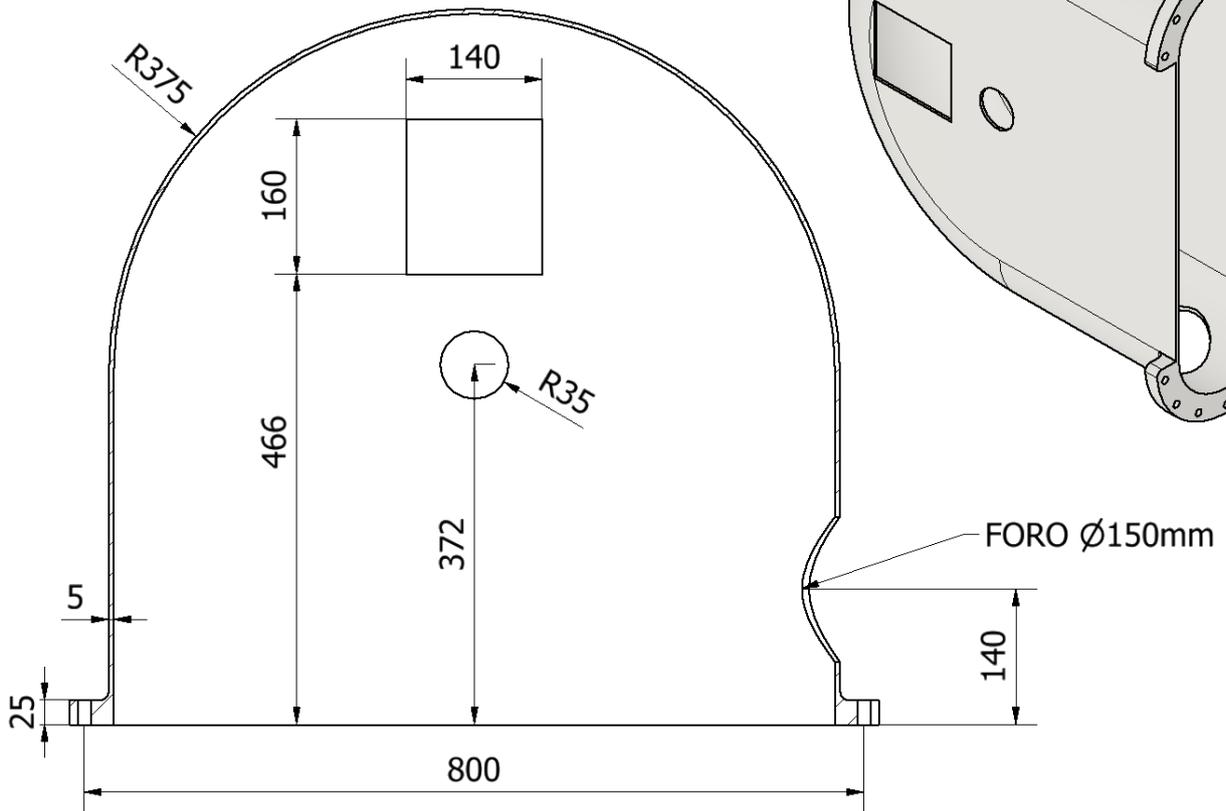
1. Ruota
2. Pale

Inserire una sola pala sulla ruota e poi col comando serie circolare completare l'assieme.





A-A (1 : 7)

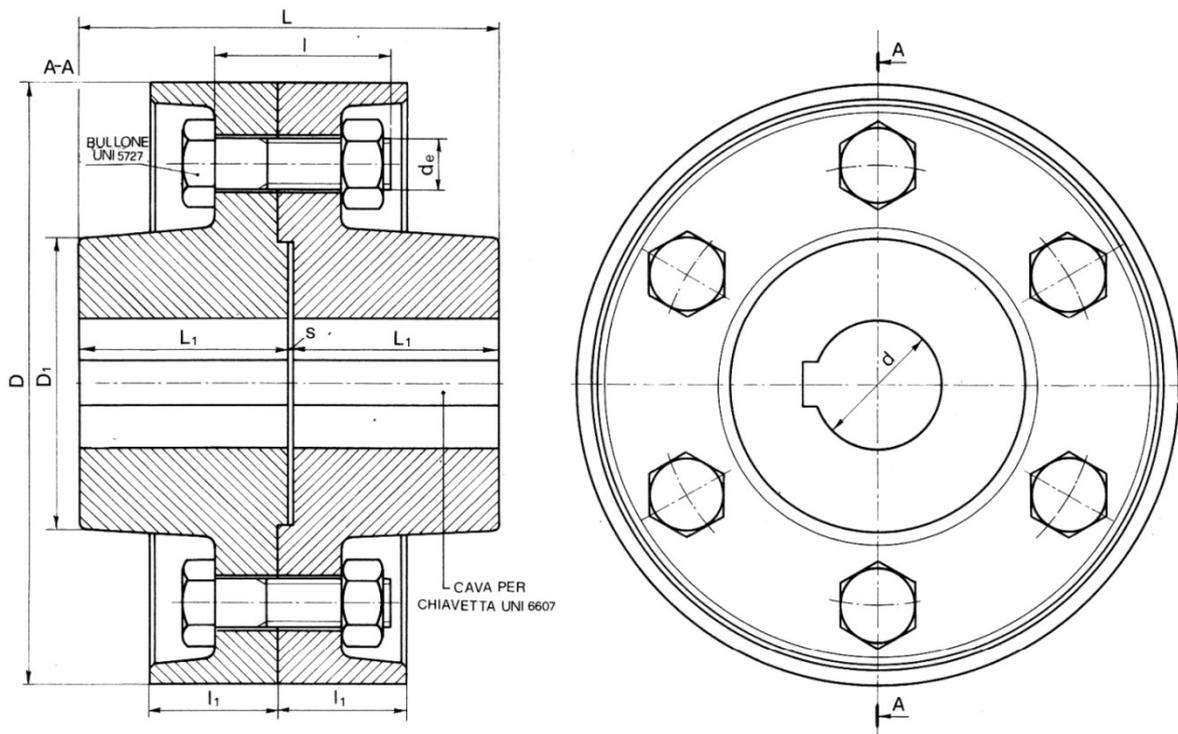


GIUNTO A DISCHI

Il giunto a dischi è quello adottato più comunemente nel campo delle trasmissioni con organi rigidi.

È costituito da due dischi aventi la forma illustrata in FIGURA, collegati fra loro mediante una serie di bulloni.

I dischi sono calettati sui rispettivi alberi mediante una chiavetta e il centraggio è assicurato dalla sporgenza s di uno dei due dischi, che penetra esattamente nell'incavo praticato nell'altro disco.

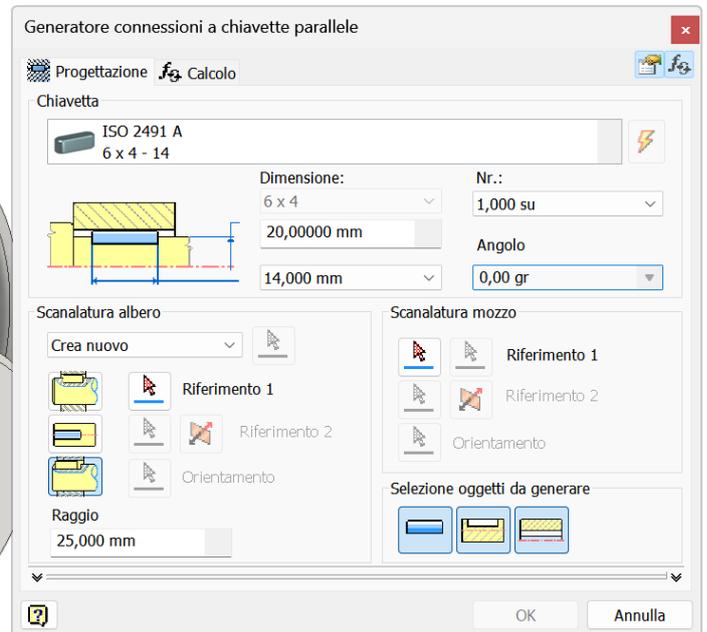
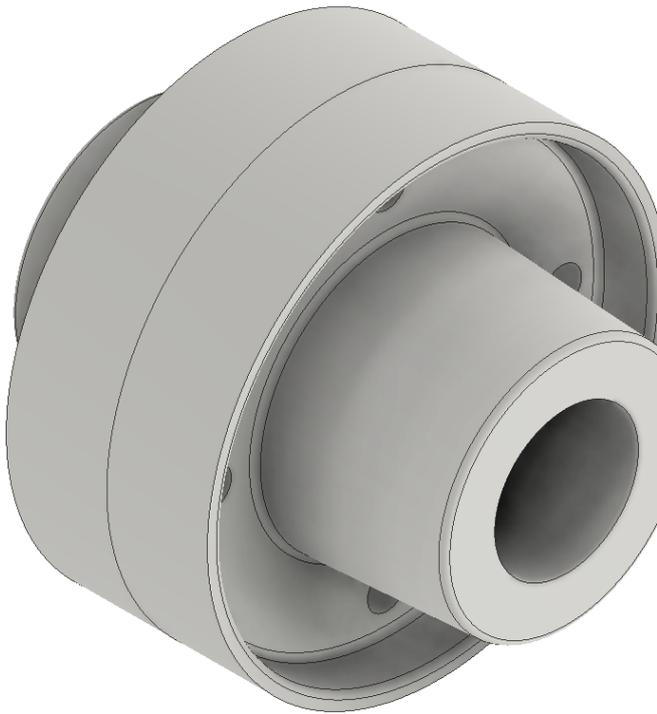
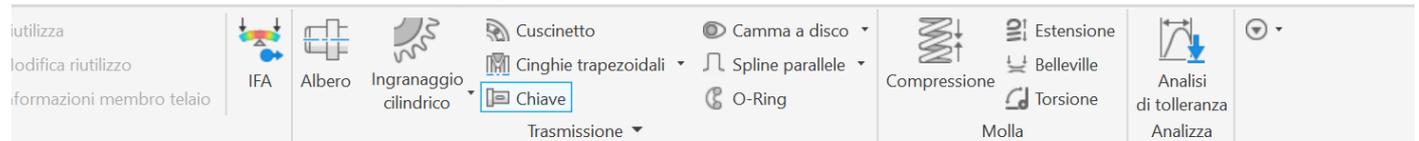


Dimensioni usuali e altri dati approssimativi

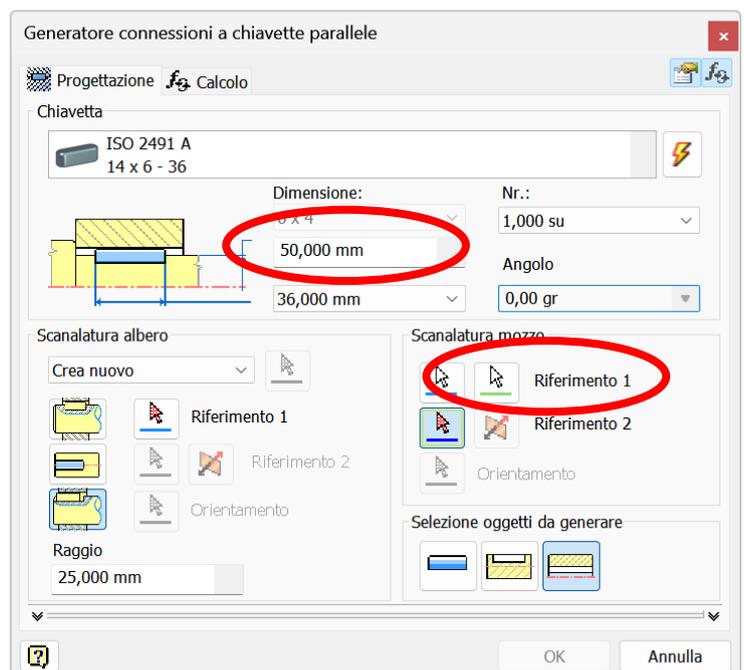
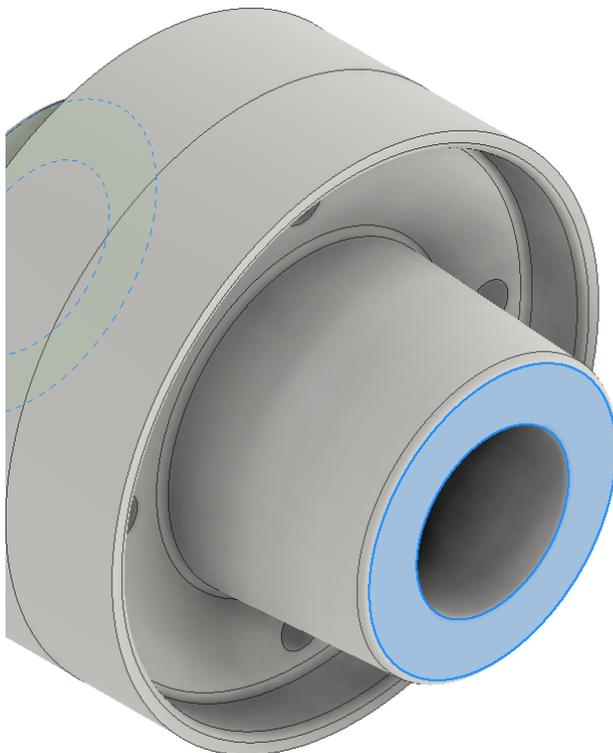
d max.	D	L	L ₁	s	D ₁	l ₁	Vite			Momento torcente massimo	Velocità massima ammessa
							d _e	l	n°		
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	—	da N · m	giri/1'	
25	100	101	50	1	45	20	M 8 × 1	35	4	5,7	6 000
30	120	101	50	1	55	25	M 8 × 1	35	4	12	5 500
35	140	121	60	1	60	28	M 10 × 1,25	40	4	20	4 500
40	140	121	60	1	70	28	M 10 × 1,25	40	4	30	4 500
45	160	151	75	1	75	35	M 12 × 1,25	50	4	50	4 000
50	160	151	75	1	85	35	M 12 × 1,25	50	4	70	4 000
55	180	171	85	1	95	37	M 12 × 1,25	55	4	100	3 500
60	180	171	85	1	105	37	M 12 × 1,25	55	4	125	3 500
70	200	201	100	1	115	40	M 12 × 1,25	55	6	200	3 000
80	230	221	110	1	135	45	M 12 × 1,25	70	6	300	2 500
90	260	241	120	1	155	50	M 16 × 1,5	70	8	450	2 200

CREAZIONE SEDE CHIAVETTA NEI DISCHI DEL GIUNTO

Selezionare il modulo "Chiave" dal menu progettazione di Inventor.

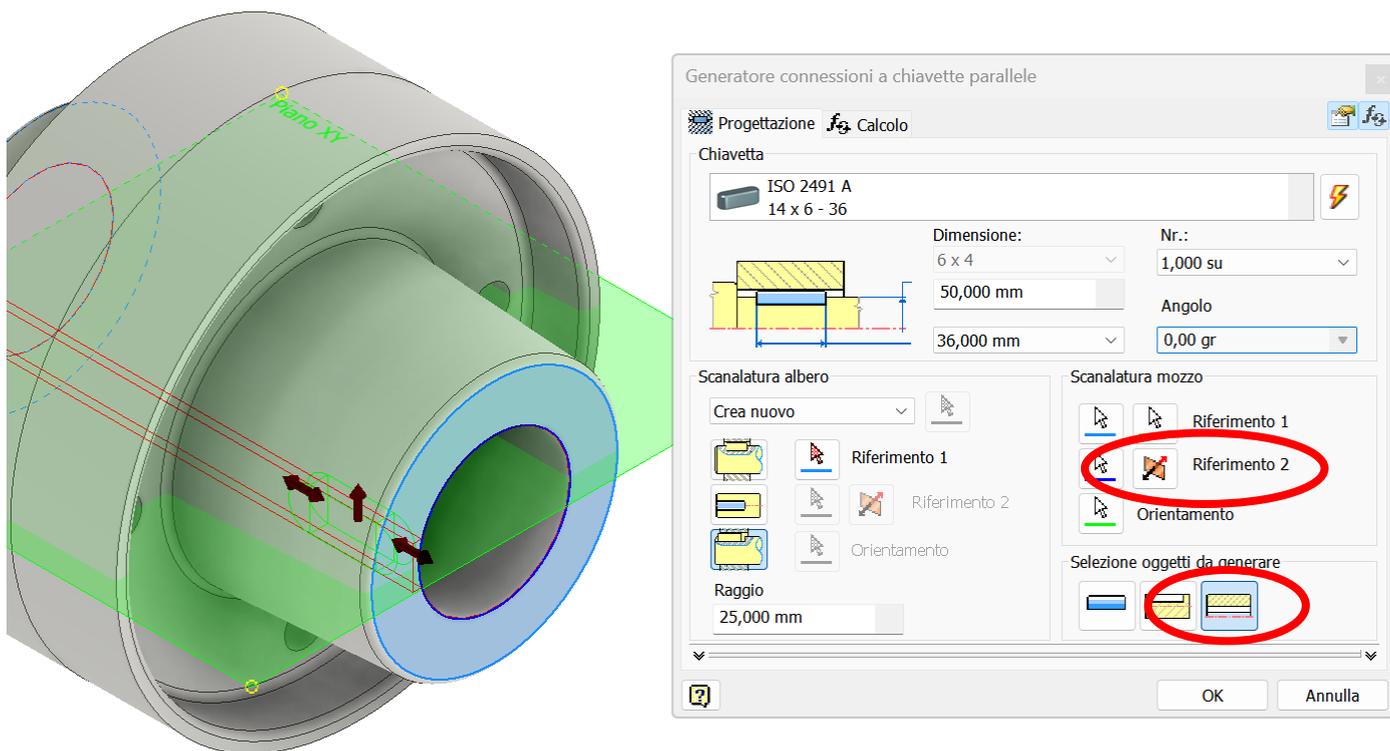


Selezionare il diametro interno del disco e poi selezionare la faccia del disco (riferimento 1).



Selezionare la circonferenza del foro (riferimento 2).

Ruotare la sede verso il basso tramite la freccia rossa verticale e confermare.



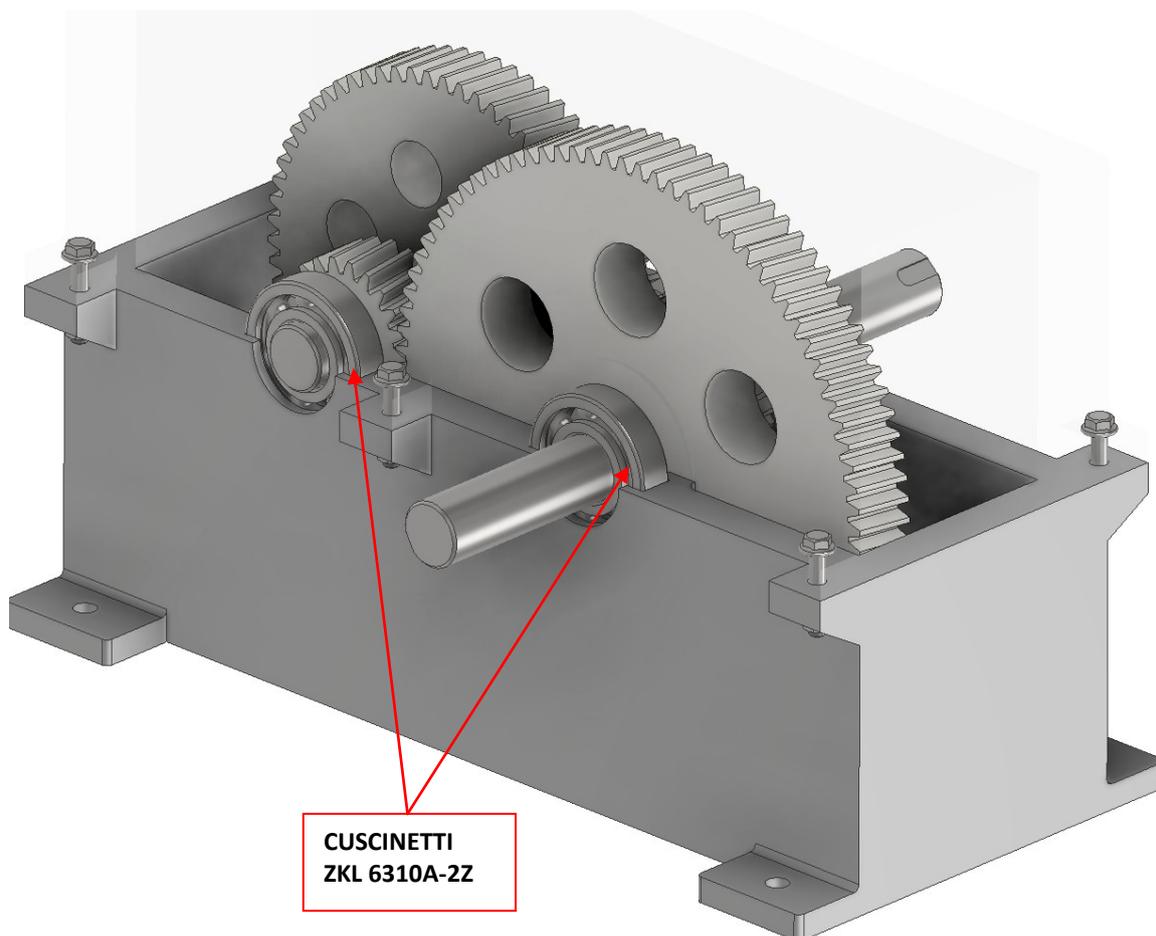
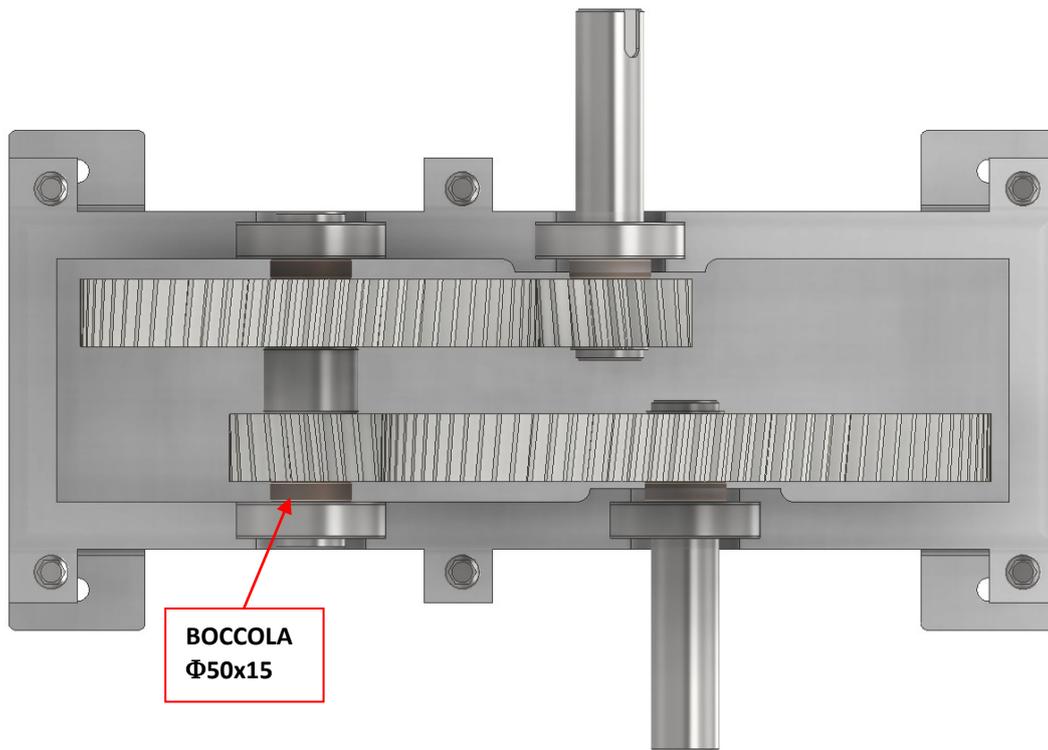
Selezionare solo il mozzo fra gli oggetti da generare e cliccare OK.



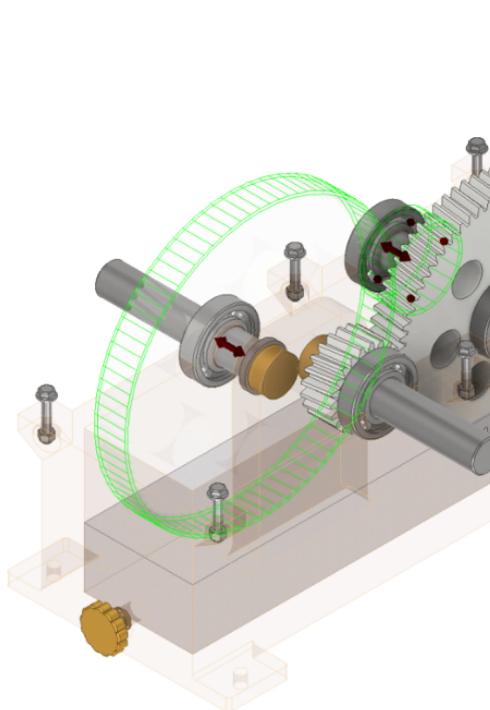
Ripetere il procedimento per il secondo disco.

MOLTIPLICATORE DI GIRI

Nel caso in cui l'albero della turbina abbia un numero di giri troppo basso tale da non permettere di collegarlo direttamente all'albero dell'alternatore è necessario inserire un moltiplicatore di giri.
Per mantenere le dimensioni compatte si ricorre generalmente ad un treno di ingranaggi.



PRIMA COPPIA DI INGRANAGGI



Generatore componenti degli ingranaggi cilindrici

Progettazione f_g Calcolo

Comuni

Guida progettazione: Interasse

Angolo di pressione: 20,000 gr

Angolo d'elica: 6 gr

Rapporto di trasmissione desiderato: 4,0000 su

Modulo: 5,000 mm

Interasse: 275,110 mm

Ingranaggio 1

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 22 su

Larghezza faccia: 50 mm

Correzione unità: 0,0000 su

Ingranaggio 2

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 88 su

Larghezza faccia: 50 mm

Correzione unità: -0,2755 su

Risultati

Ingranaggio 1	
i	4,0000 su
ϵ	2,0625 su
d_a	120,552 mm
d	110,606 mm
d_f	98,106 mm
x_z	0,3915 su
x_p	-0,2867 su
x_d	-0,4567 su
s_a	0,7127 su
b_r	0,4521 su

Ingranaggio 2	
d_a	449,614 mm
d	442,424 mm
d_f	427,168 mm
x_z	-1,6261 su
x_p	-4,2061 su

Calcola OK Annulla <<

Tipo di input: Rapporto di trasmissione Numero di denti

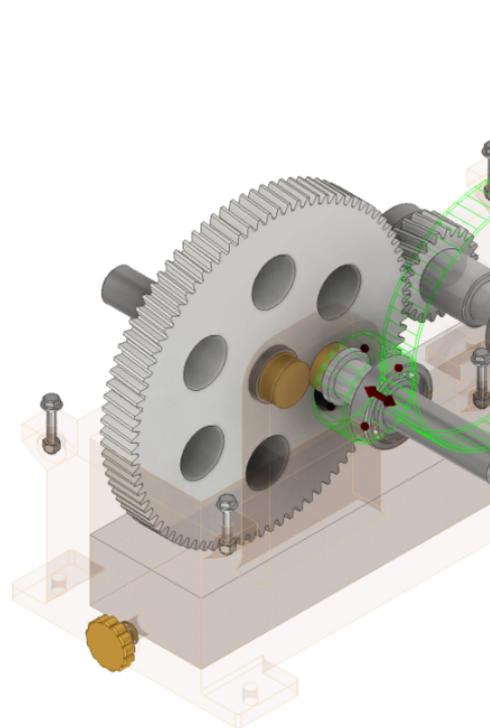
Tipo di dimensione: Modulo Modulo inglese

Raggiungimento dell'interasse: Correzione dente Angolo d'elica

Dimensioni dente unità

	Ingranaggio 1	Ingranaggio 2
Aggiunta a^*	1,0000 su	1,0000 su
Gioco c^*	0,2500 su	0,2500 su
Raccordo di fondo r_f^*	0,3500 su	0,3500 su

SECONDA COPPIA DI INGRANAGGI



Generatore componenti degli ingranaggi cilindrici

Progettazione f_g Calcolo

Comuni

Guida progettazione: Interasse

Angolo di pressione: 20,000 gr

Angolo d'elica: 5,8601 gr

Rapporto di trasmissione desiderato: 3 su

Modulo: 5,000 mm

Interasse: 219,744 mm

Ingranaggio 1

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 22 su

Larghezza faccia: 50 mm

Correzione unità: 0,0000 su

Ingranaggio 2

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 66 su

Larghezza faccia: 50 mm

Correzione unità: -0,2755 su

Risultati

Ingranaggio 1	
i	3,0000 su
ϵ	2,0455 su
d_a	120,509 mm
d	110,578 mm
d_f	98,078 mm
x_z	0,3917 su
x_p	-0,2858 su
x_d	-0,4558 su
s_a	0,7143 su
b_r	0,4522 su

Ingranaggio 2	
d_a	338,909 mm
d	331,734 mm
d_f	316,478 mm
x_z	-0,9575 su
x_p	-2,8969 su

Calcola OK Annulla <<

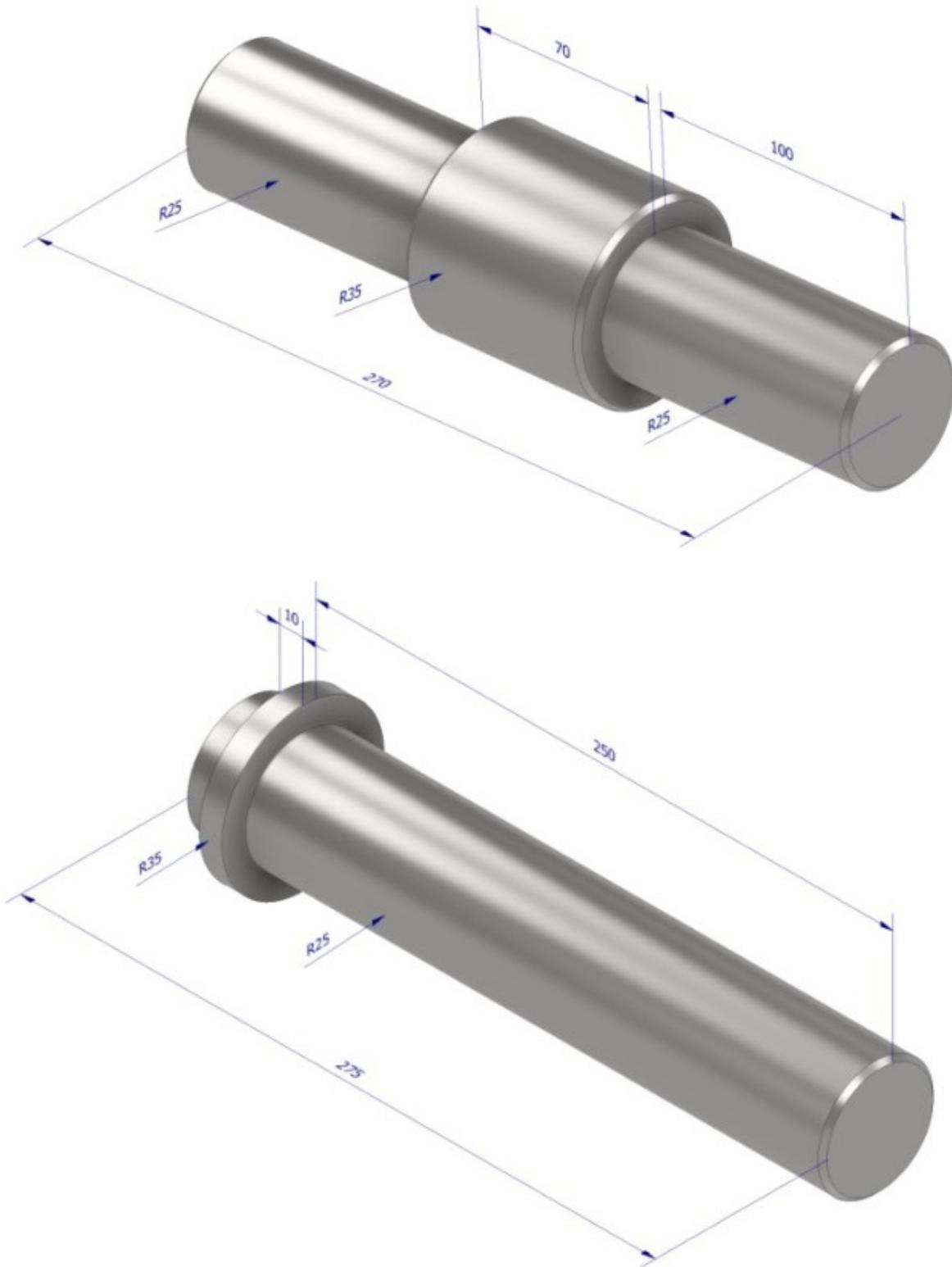
Tipo di input: Rapporto di trasmissione Numero di denti

Tipo di dimensione: Modulo Modulo inglese

Raggiungimento dell'interasse: Correzione dente Angolo d'elica

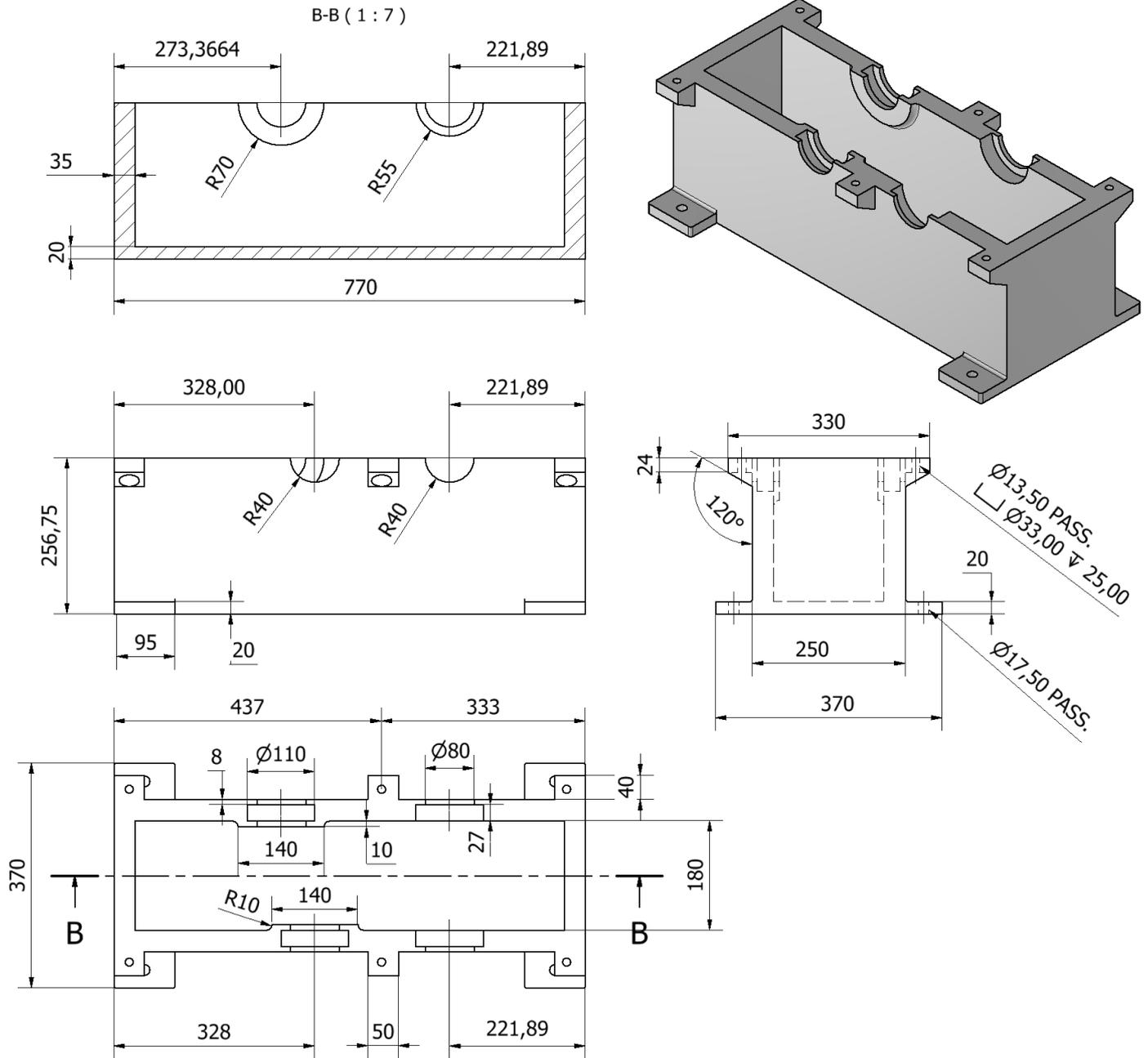
Dimensioni dente unità

	Ingranaggio 1	Ingranaggio 2
Aggiunta a^*	1,0000 su	1,0000 su
Gioco c^*	0,2500 su	0,2500 su
Raccordo di fondo r_f^*	0,3500 su	0,3500 su



NB: sugli alberi vanno ricavate le sedi delle chiavette col modulo di progettazione di Inventor.

CORPO INFERIORE



Il corpo superiore si crea attraverso il comando 3D "Specchio".

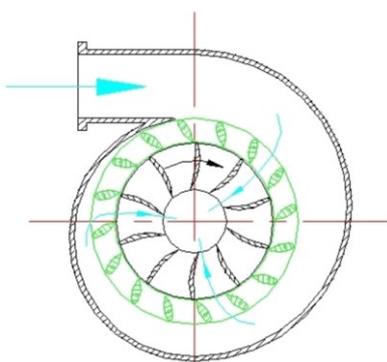
TURBINA FRANCIS

La turbina Francis è una turbina a flusso centripeto, ovvero una turbina nella quale il fluido entra circonferenzialmente e fuoriesce assialmente alla girante stessa, ruotando perciò di 90° durante il suo transito attraverso la girante.

A differenza della turbina Pelton è una turbina "a reazione" in quanto l'energia potenziale del fluido viene convertita in energia cinetica in parte nello statore (o distributore) ed in parte nel rotore (e da questa percentuale deriva il "grado di reazione"), mentre nelle macchine ad azione questa conversione avviene integralmente nel distributore.

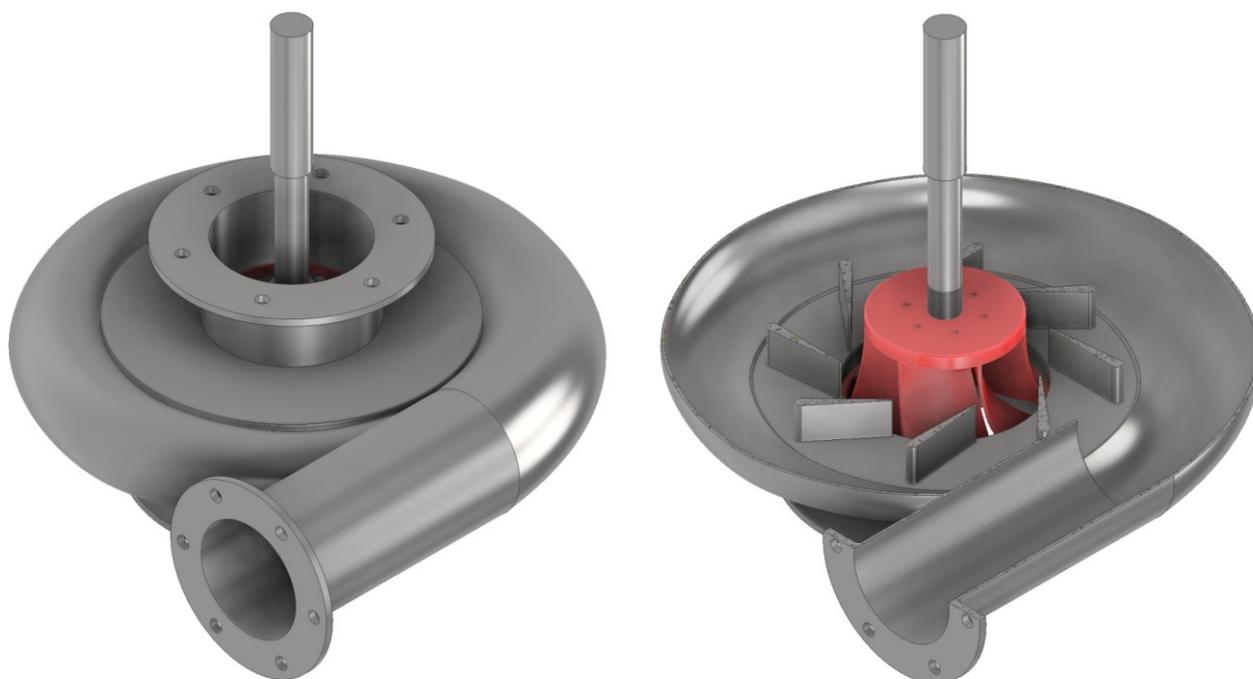
Durante l'espansione del flusso nella girante si raggiungono condizioni di bassa pressione tali da portare la macchina a rischio cavitazione, ovvero nelle condizioni per le quali si ha la formazione di una fase vapore nel liquido, le cui bolle implodendo rapidamente generano sollecitazioni meccaniche che danneggiano in maniera profonda la girante

Le caratteristiche di questa turbina in termini di geometria la rendono adeguata ad operare in un range di salti geodetici compresi tra 10 e 400 metri con portate elaborate tra 2 e 50 m³/s. La regolazione della portata viene effettuata attraverso una palettatura statorica a geometria variabile posta circonferenzialmente alla girante in corrispondenza della sezione di ingresso delle pale rotoriche, e l'insieme viene racchiuso in una cassa a forma di chiocciola, come visibile nella seguente immagine:

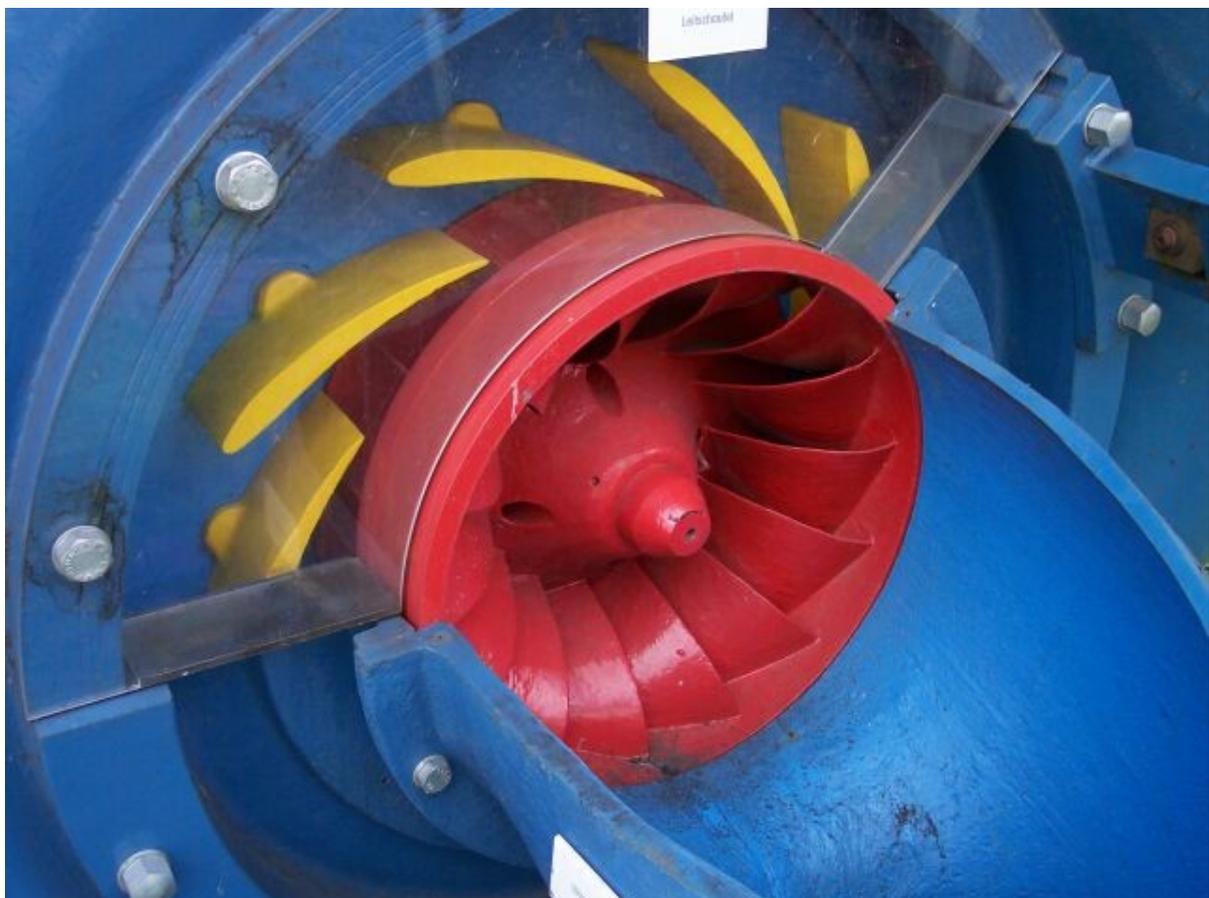
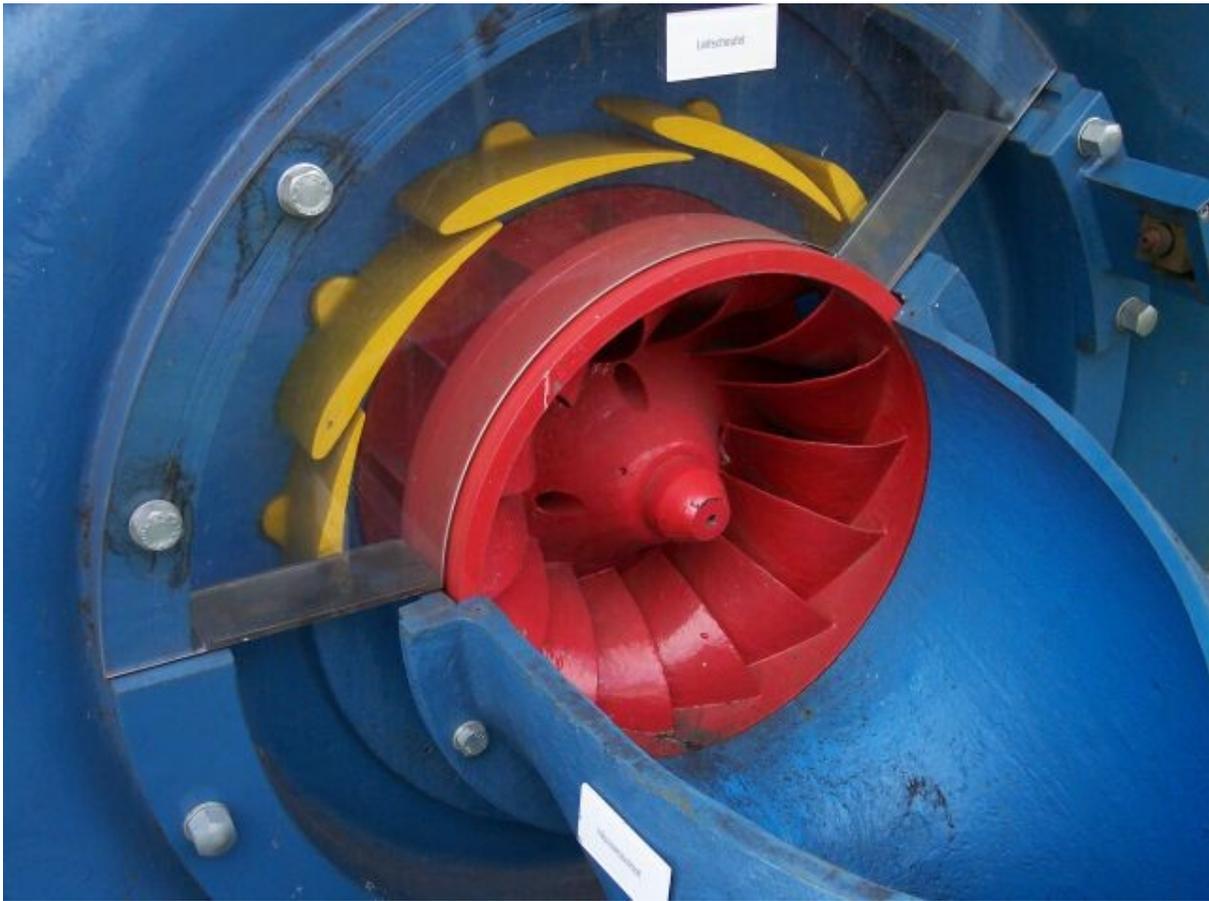


La palettatura rotorica è la parte più interna ed è indicata da una freccia che mostra il verso di rotazione della girante, mentre la palettatura statorica è rappresentata in verde. L'acqua entra nella sezione indicata dalla freccia azzurra e viene scaricata lungo la direzione perpendicolare alla sezione rappresentata.

La necessità di regolazione della portata ed il conseguente impiego di uno statore a geometria variabile porta alla variazione dei triangoli di velocità del flusso in maniera considerevole, e pertanto ad un decremento del rendimento piuttosto sensibile ed alla conseguente bassa capacità di regolazione (ovvero all'adattamento alle variazioni di portata da elaborare), rendendo necessario selezionare la turbina in funzione di parametri di funzionamento dell'impianto piuttosto stabili.



Le seguenti due figure mostrano la posizione della palettatura storica nel caso di minima portata e di piena ammissione rispettivamente:



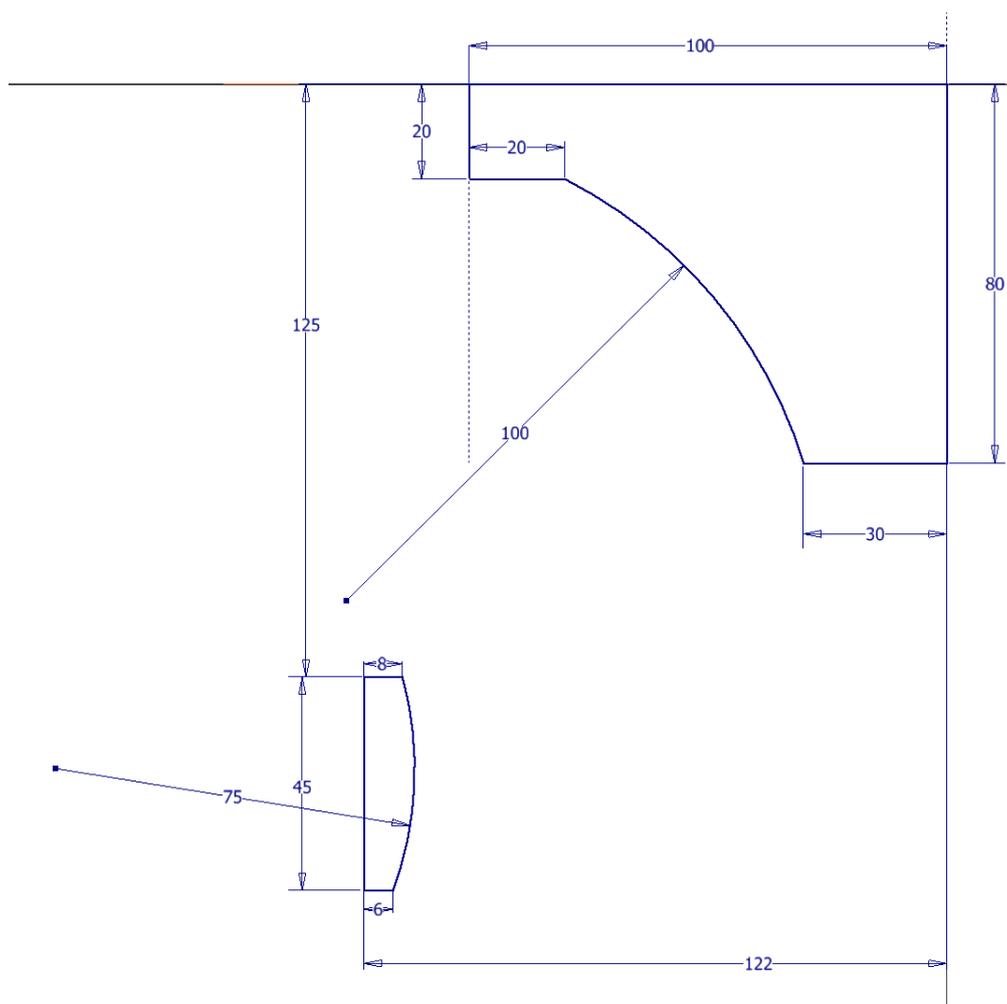


Il modello è ottimizzato per la stampa 3D.

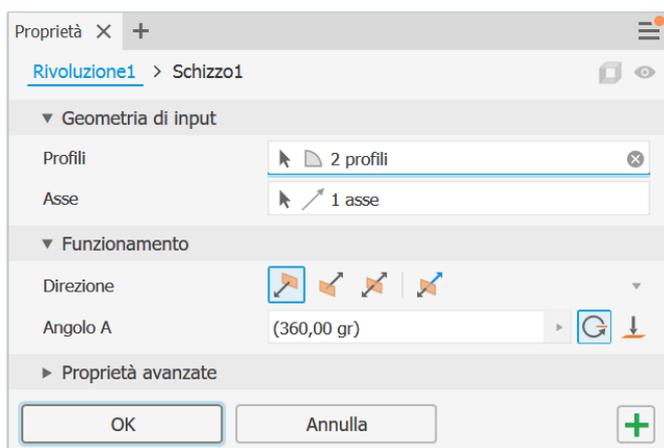
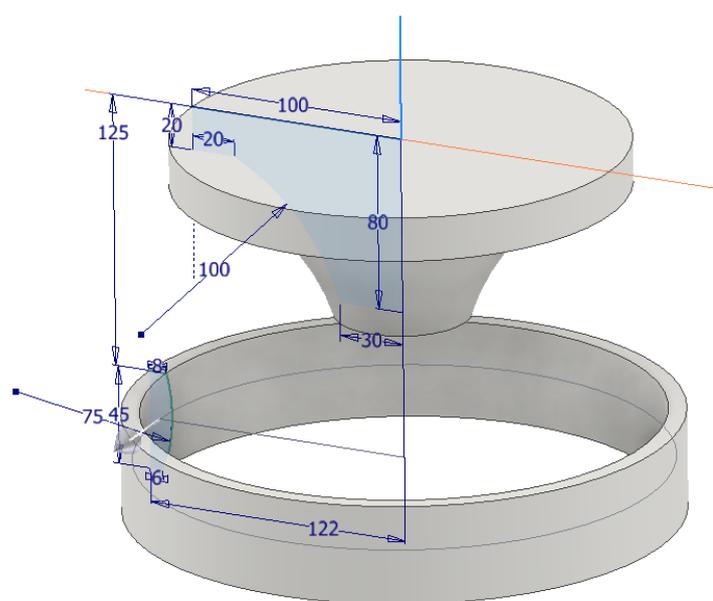
Il numero di pale è inferiore al normale e anche l'ampiezza è maggiorata così come i raccordi sul blocco centrale.



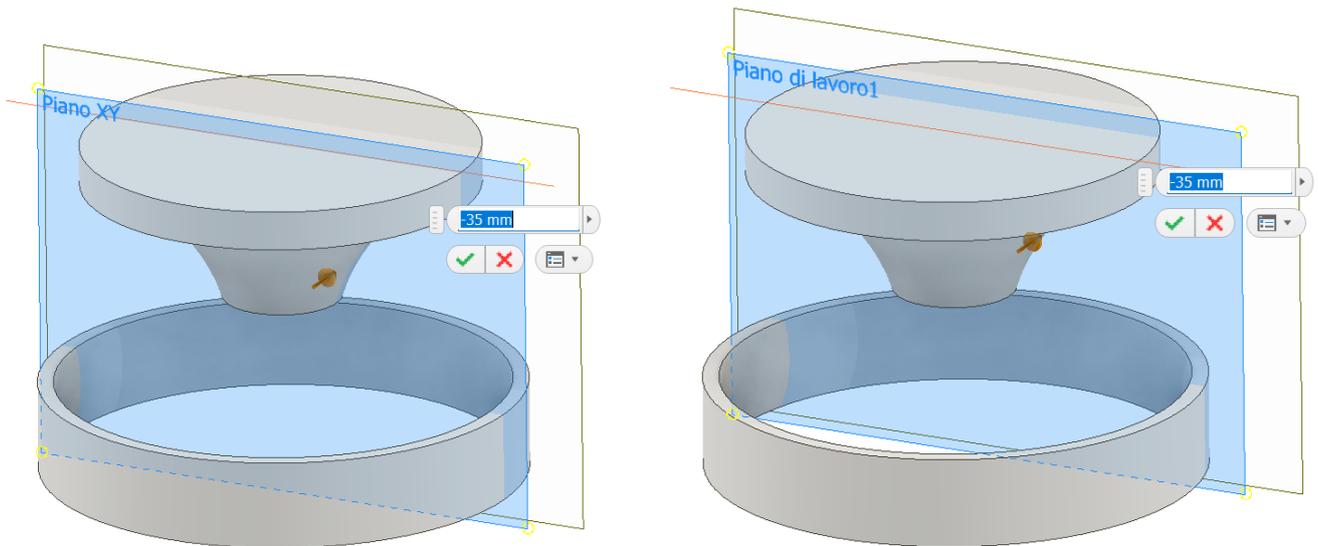
Schizzo 2d sul piano verticale per l'origine.



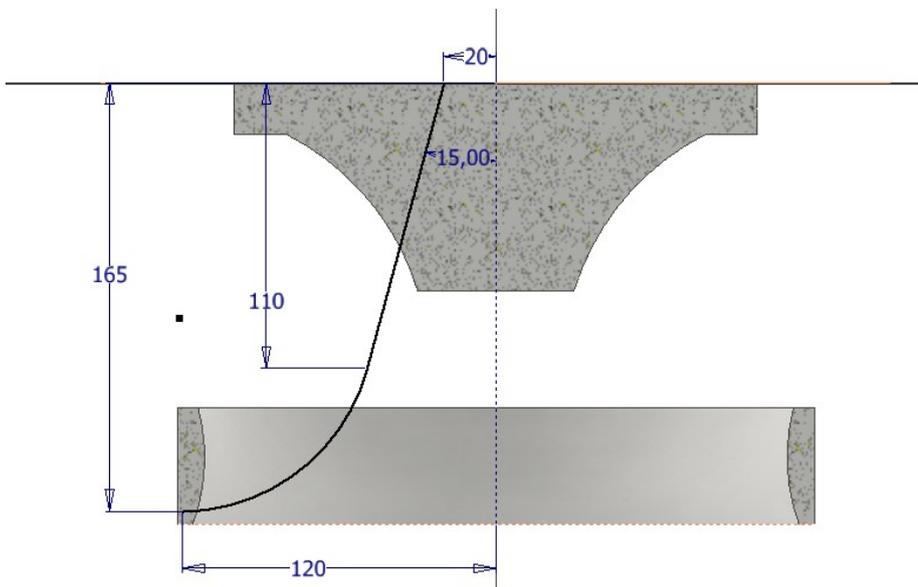
Rivoluzione rispetto all'asse verticale.



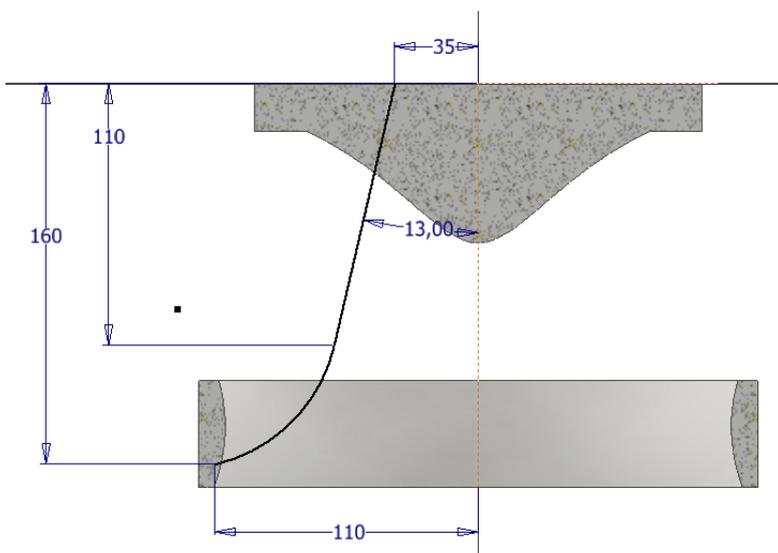
Creazione di due piani di lavoro (offset) rispetto al piano verticale equidistanti.



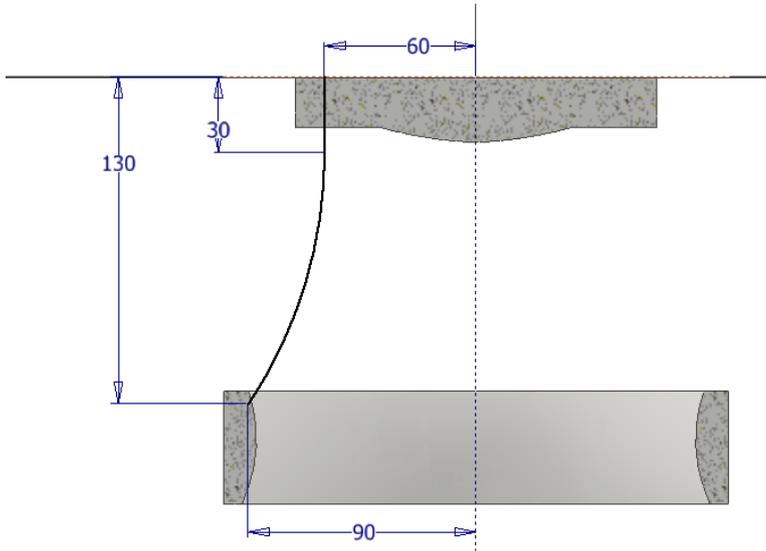
Creazione del profilo della pala sul piano verticale.



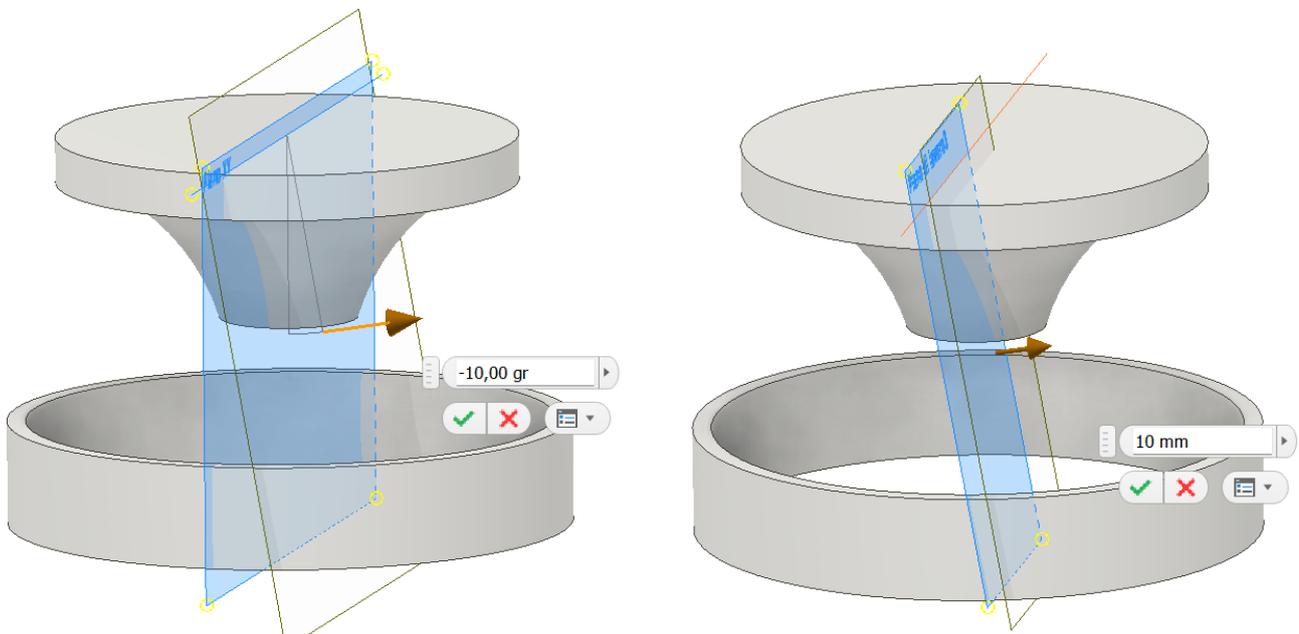
Creazione del profilo della pala sul primo piano di costruzione.



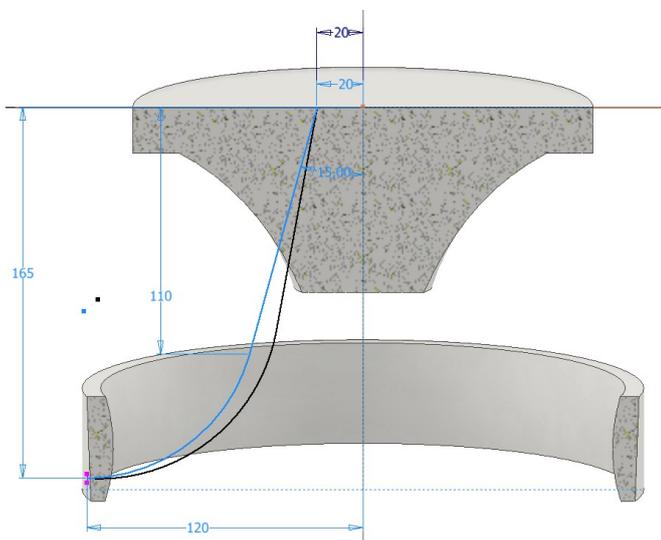
Creazione del profilo della pala sul secondo piano di costruzione.



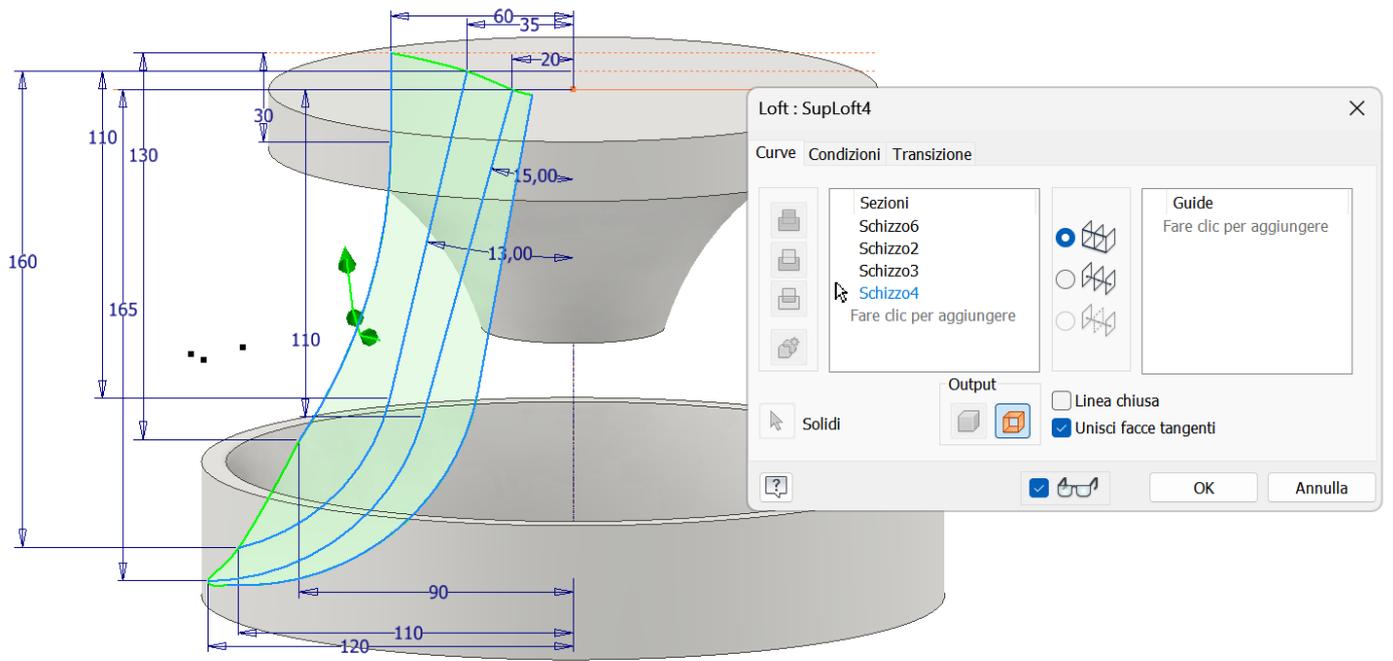
Creazione di un piano inclinato di 10° rispetto a quello verticale (piano passante per uno spigolo ...).
Successiva creazione piano di costruzione parallelo al precedente (offset).



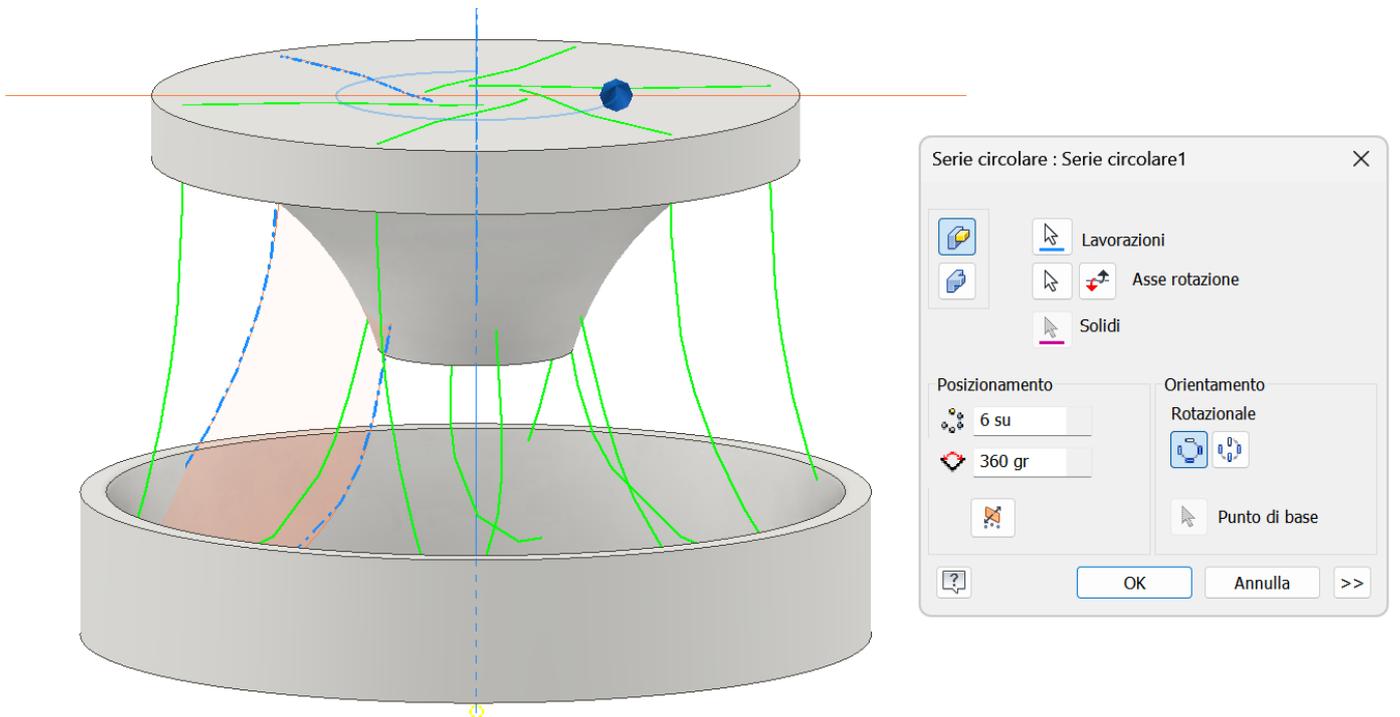
Schizzo 2D con il quarto profilo della pala sul piano di costruzione inclinato.



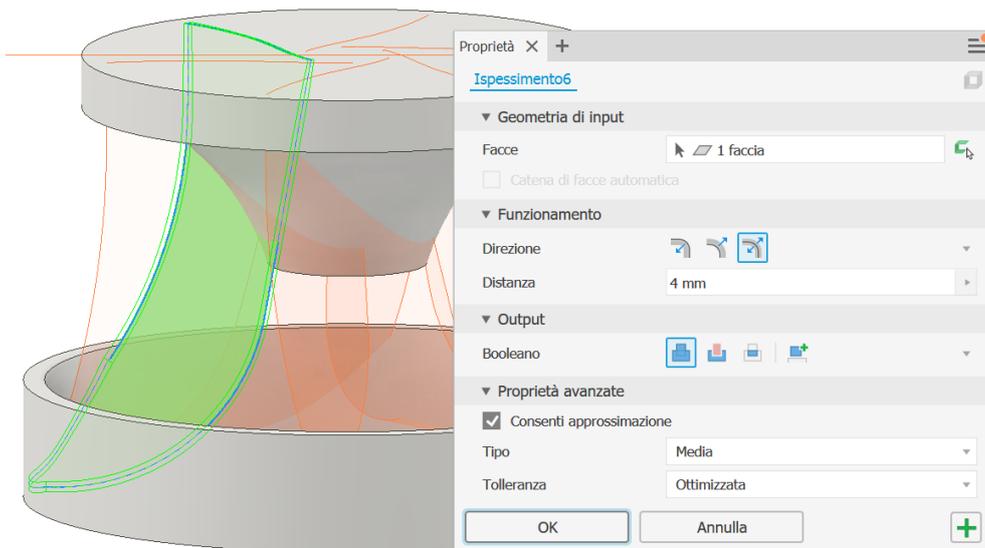
Costruzione superficie pala con comando Loft (superficie) selezionando i 4 profili della pala disegnati in precedenza



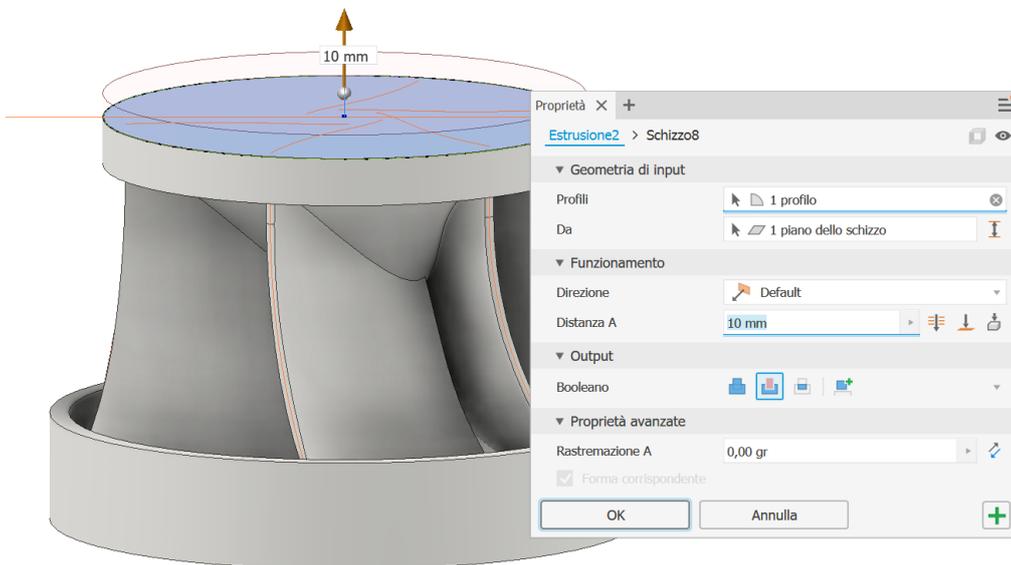
Serie circolare della superficie 3D della pala.



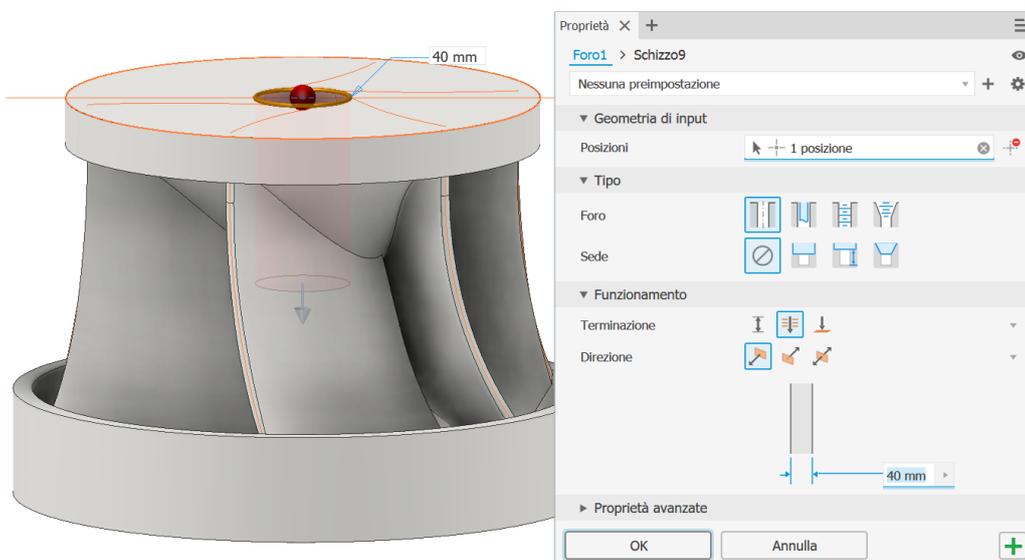
Usare il comando “Inspessisci” per dare spessore alla pala. Ripetere il comando per tutte le pala (comando serie non funziona).



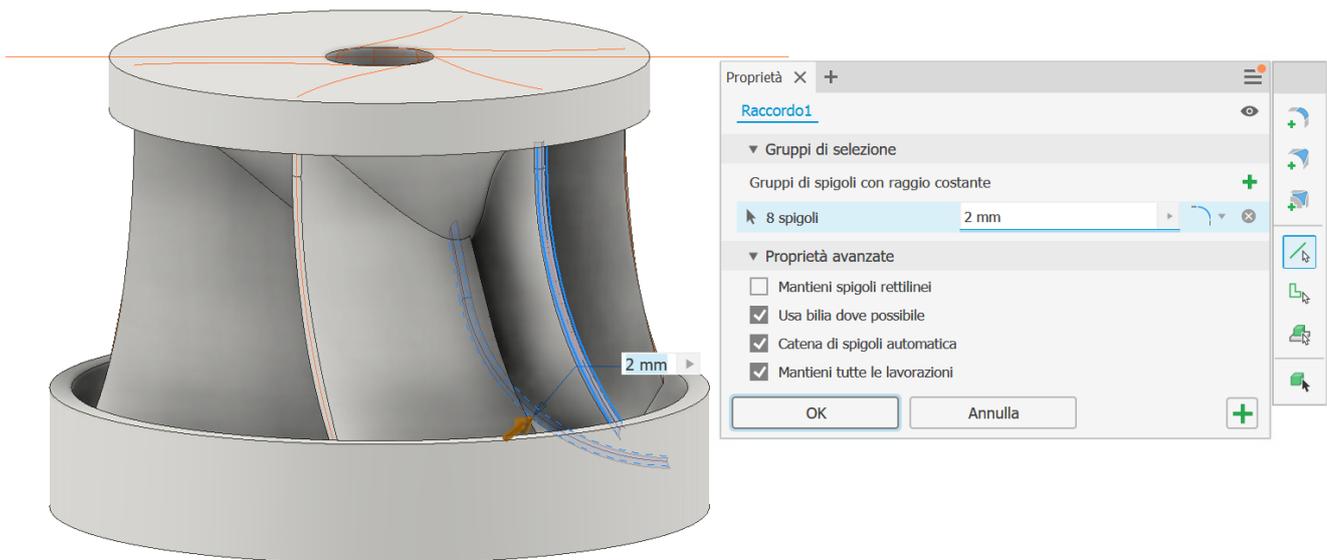
Schizzo 2D sulla faccia superiore ed estrusione per eliminare la parte di pale che esce dal solido.



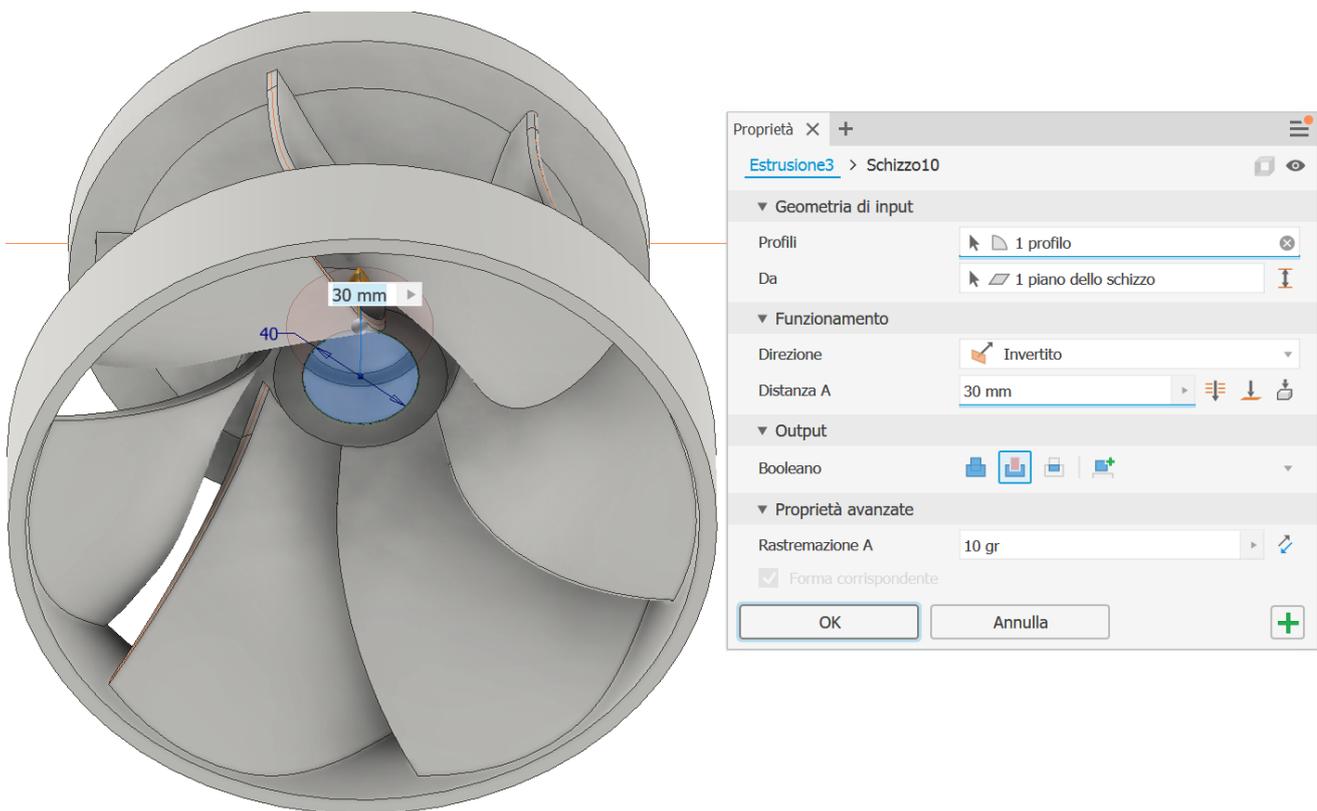
Foro centrale per l'albero della turbina.



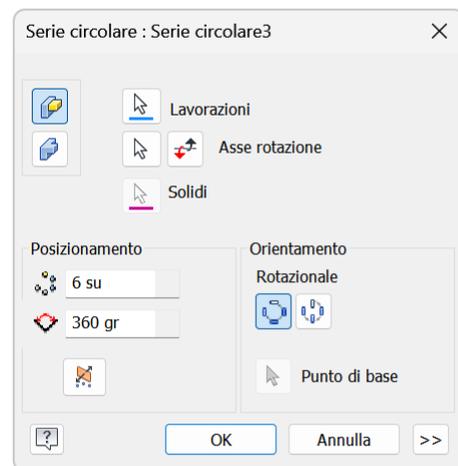
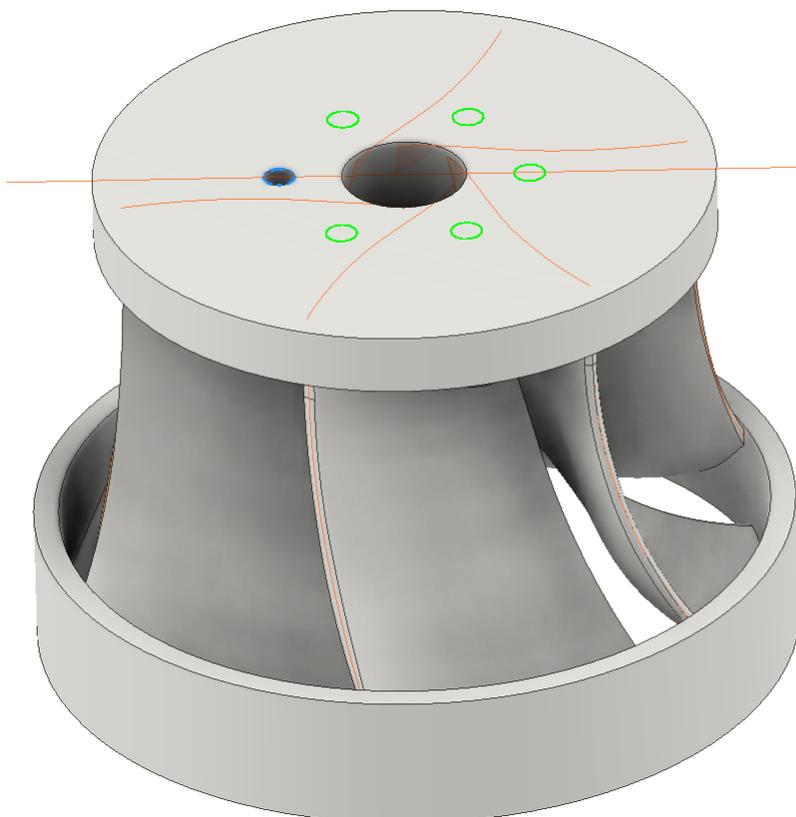
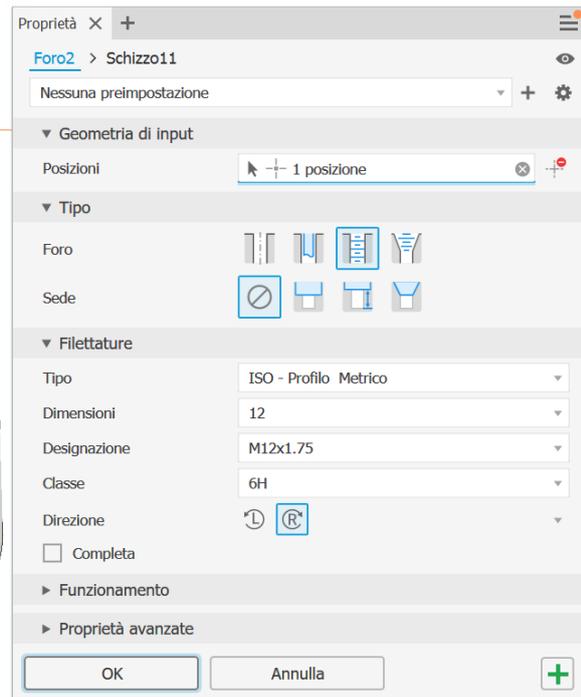
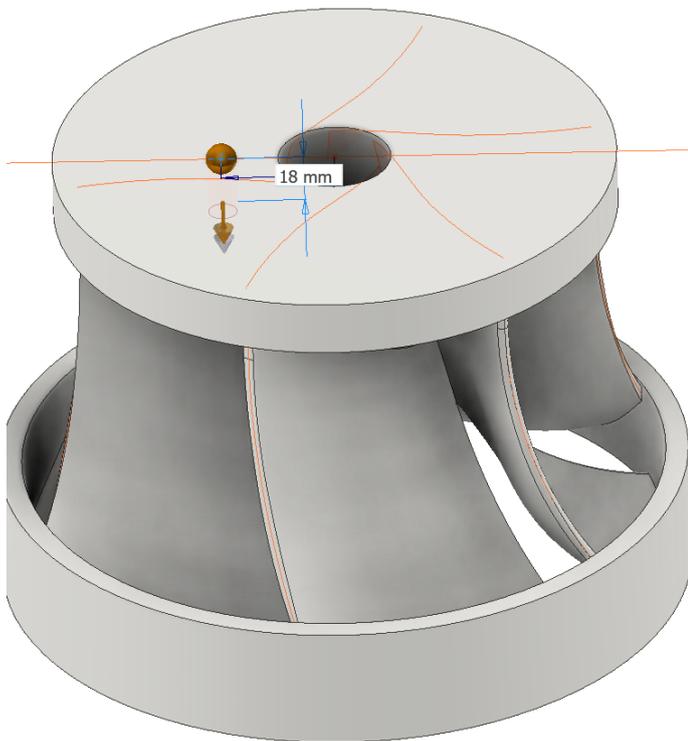
Raccordo dei bordi della pala e successiva serie circolare (qui funziona).



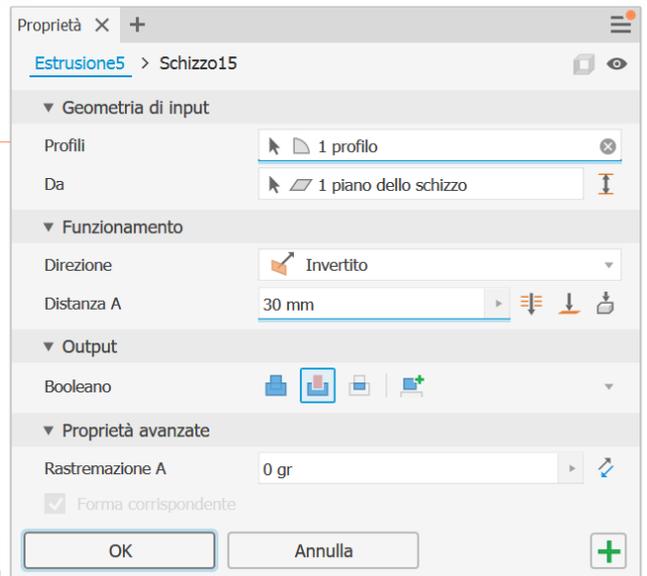
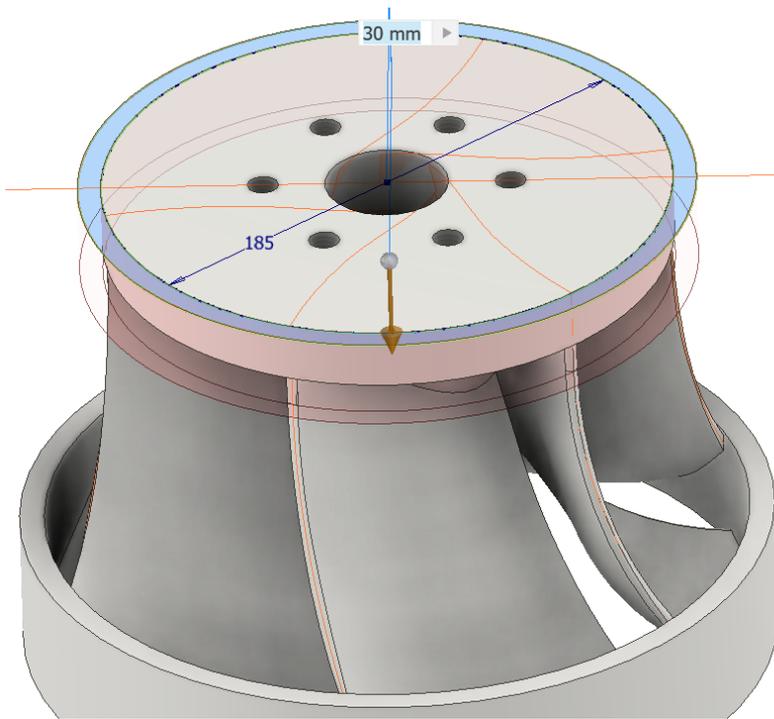
Schizzo sul fondo del cono interno ed estrusione rastremata.



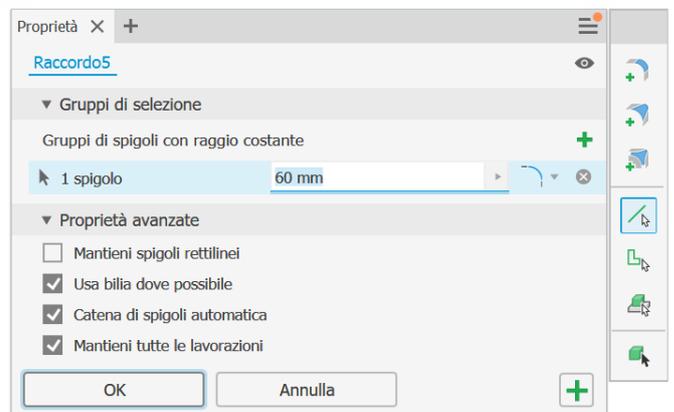
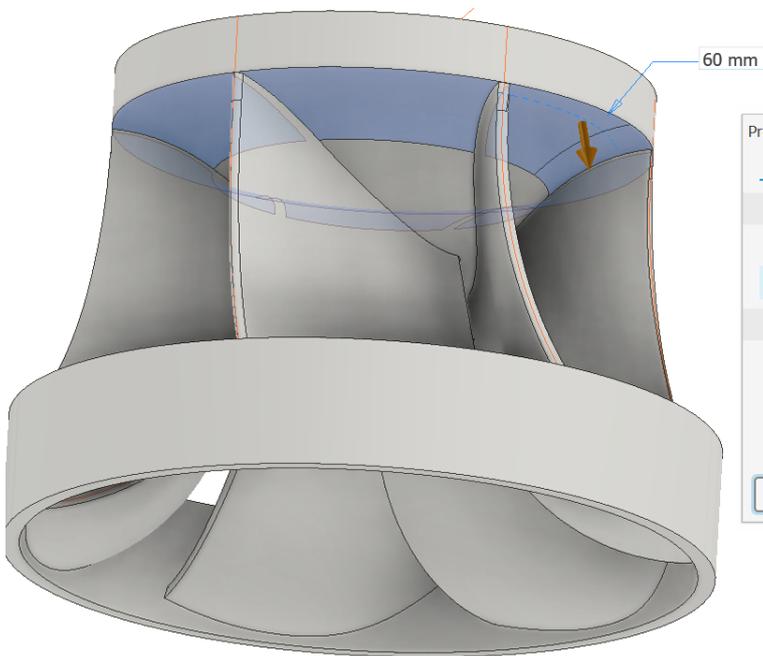
Schizzo 3D sulla faccia superiore per foro di fissaggio albero e successiva serie circolare.



Schizzo 2D sulla faccia superiore per alleggerimento turbina (ottimizzazione per stampa 3D).



Raccordo sul cono interno della pala (ottimizzazione per stampa 3D).



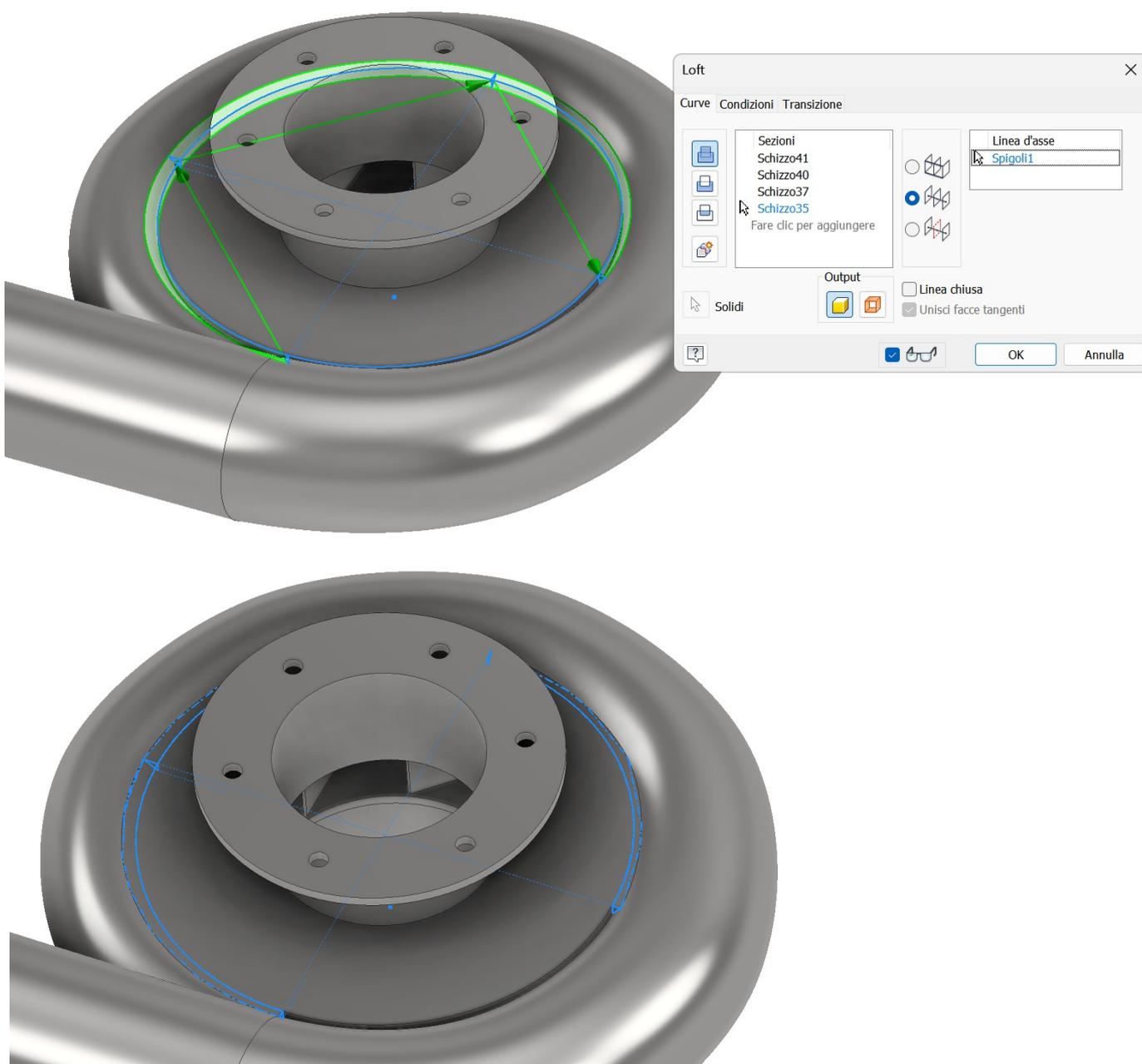
CASSA A CHIOCCIOLA

Il cordone di saldatura va creato tramite il loft.

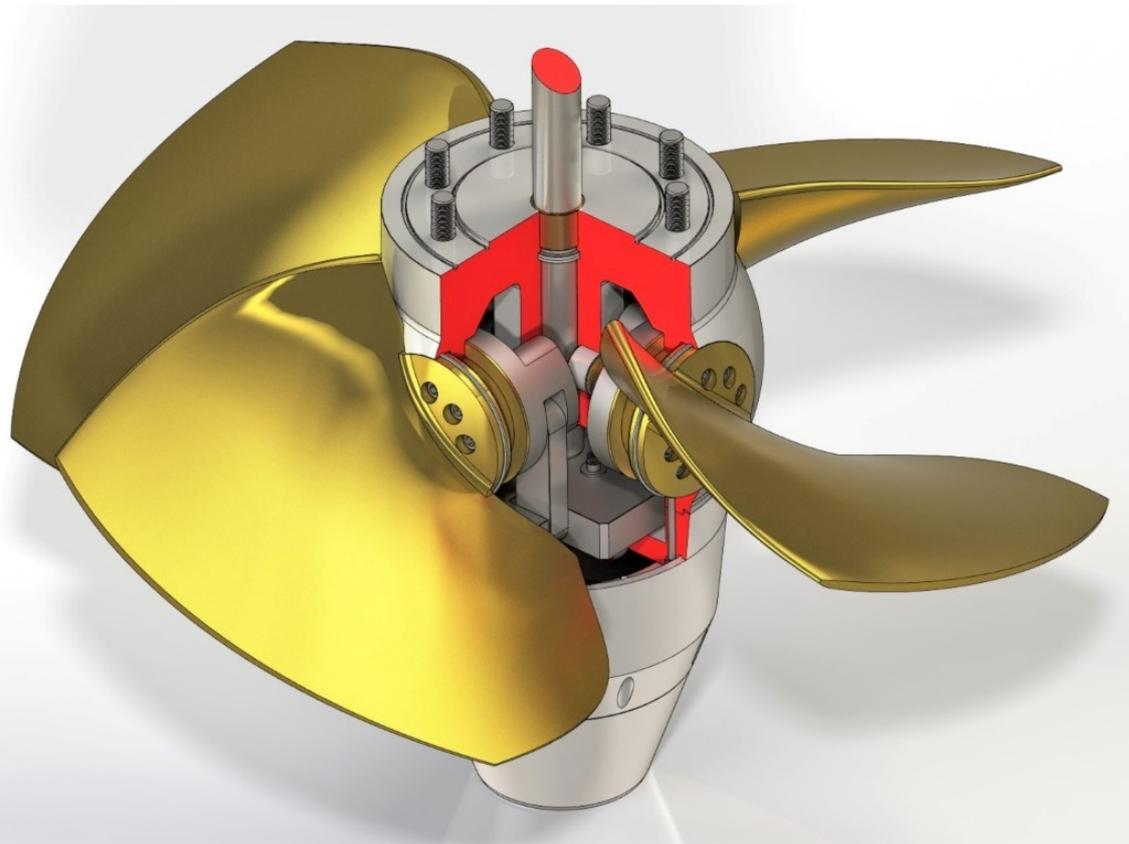
Si devono creare 4 sezioni del cordone di saldatura su 4 schizzi distinti su piani sfasati di 90°..

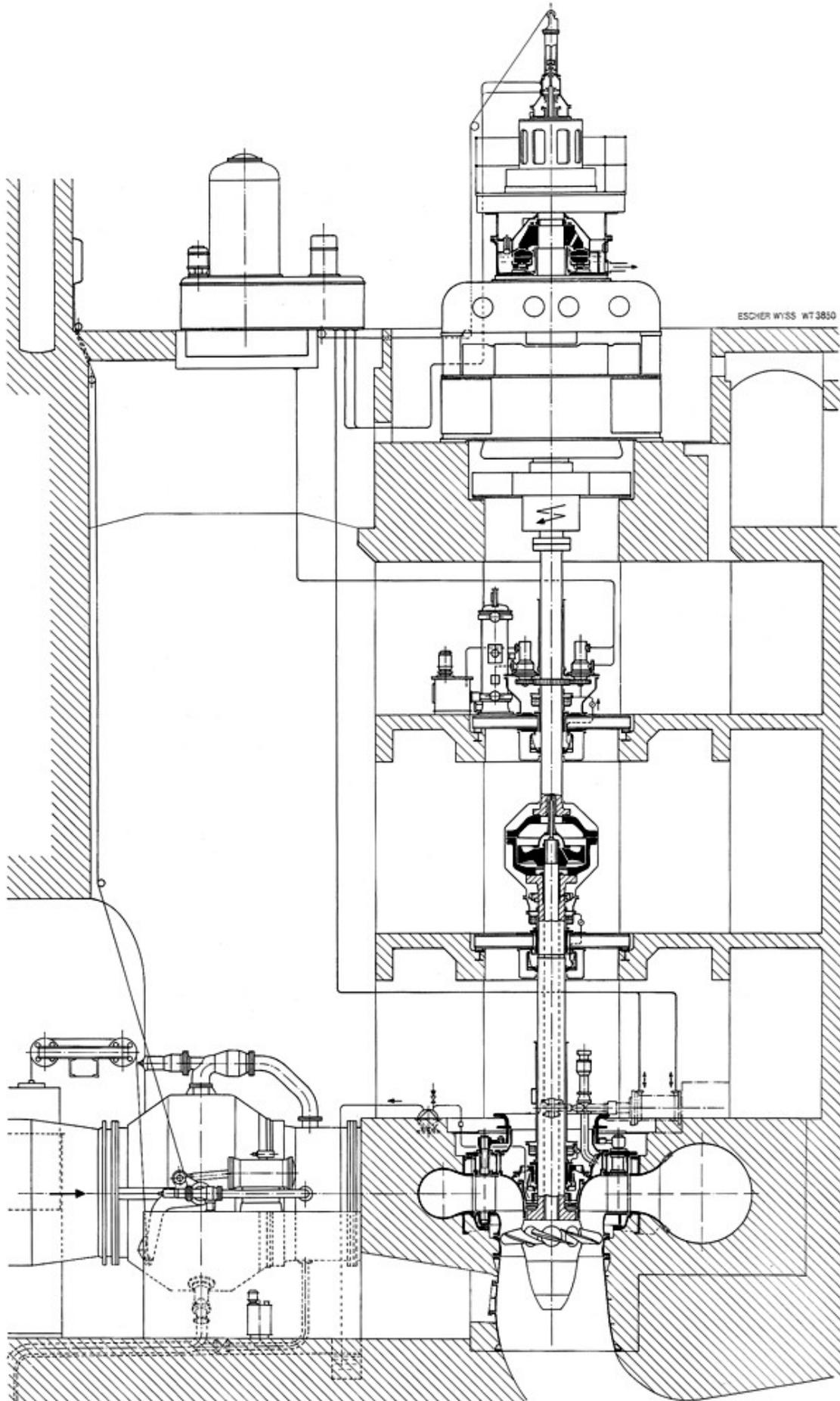


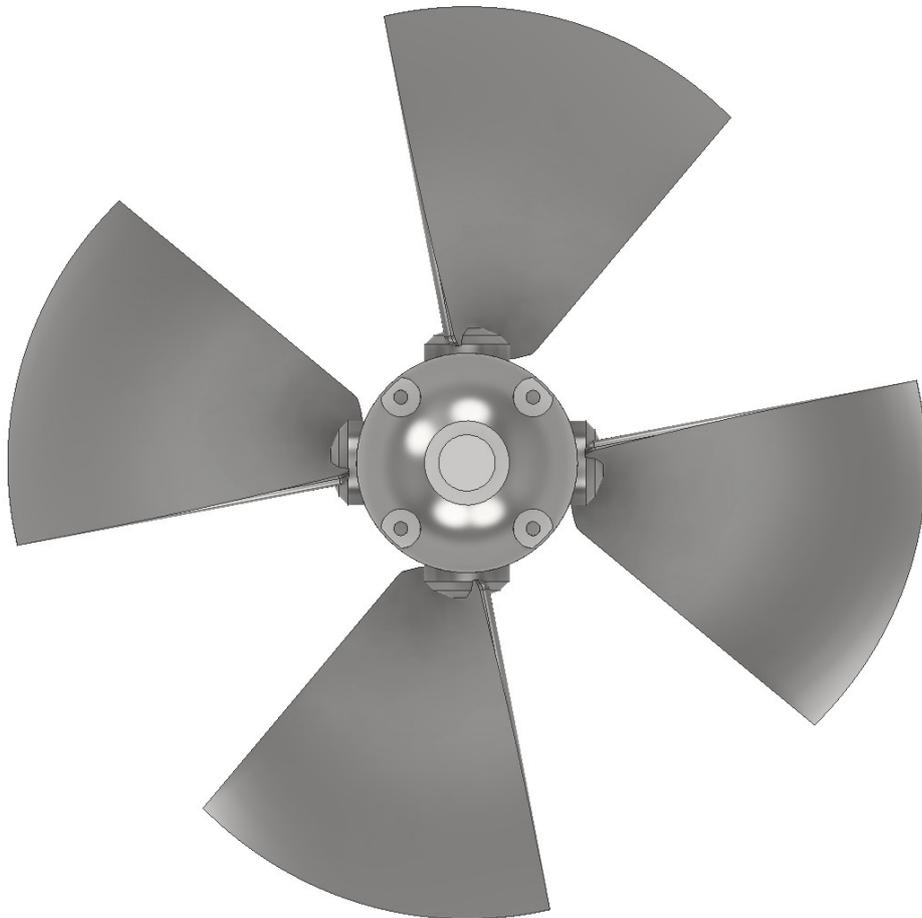
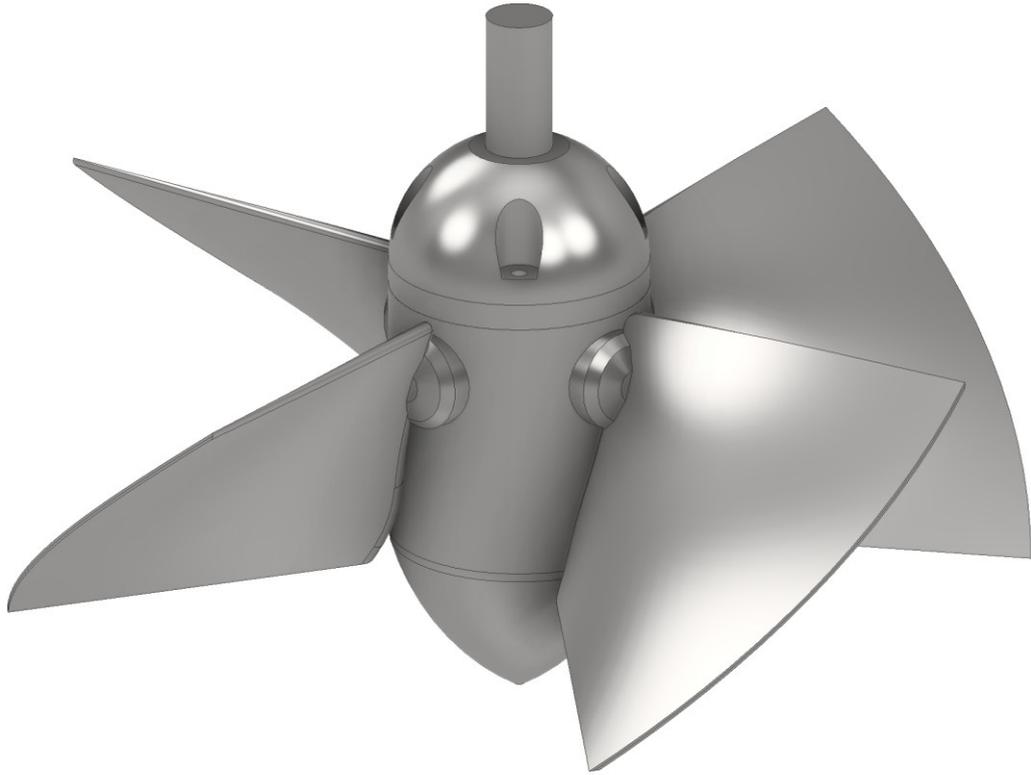
Usare la circonferenza come guida.

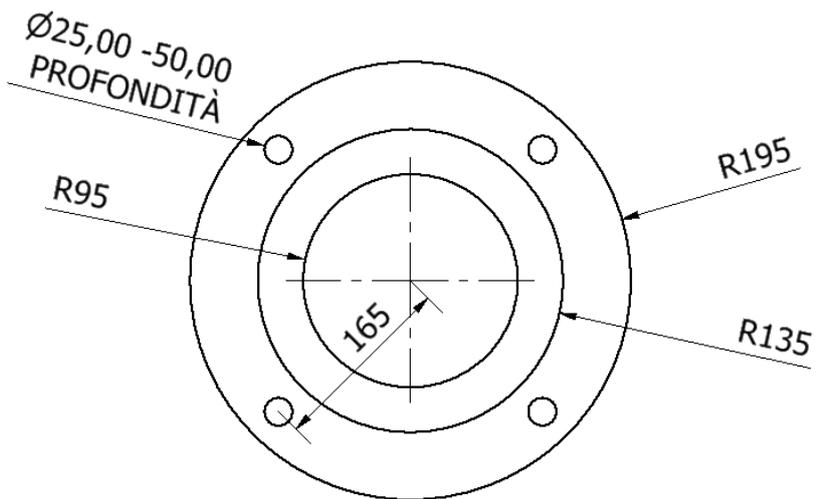
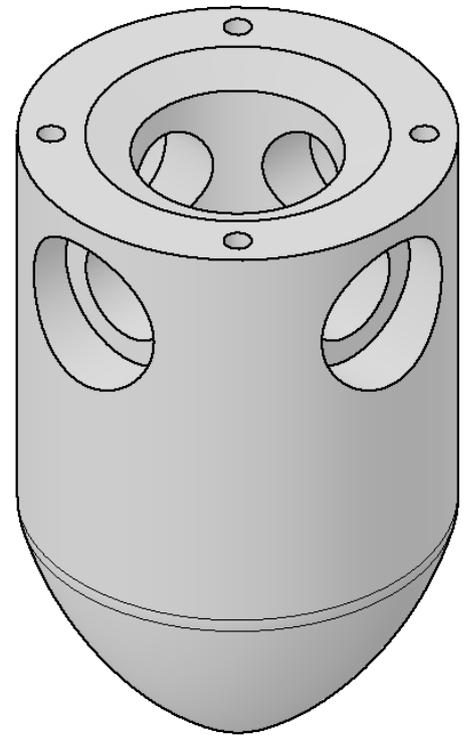
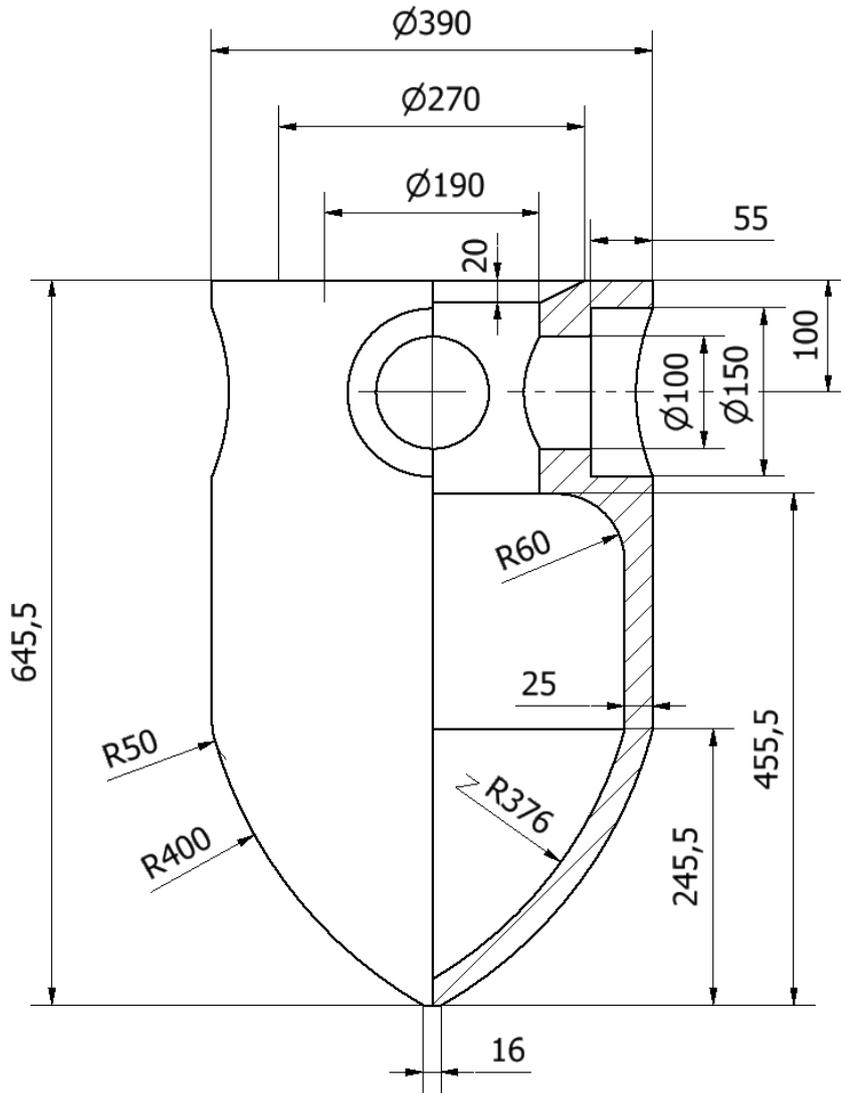


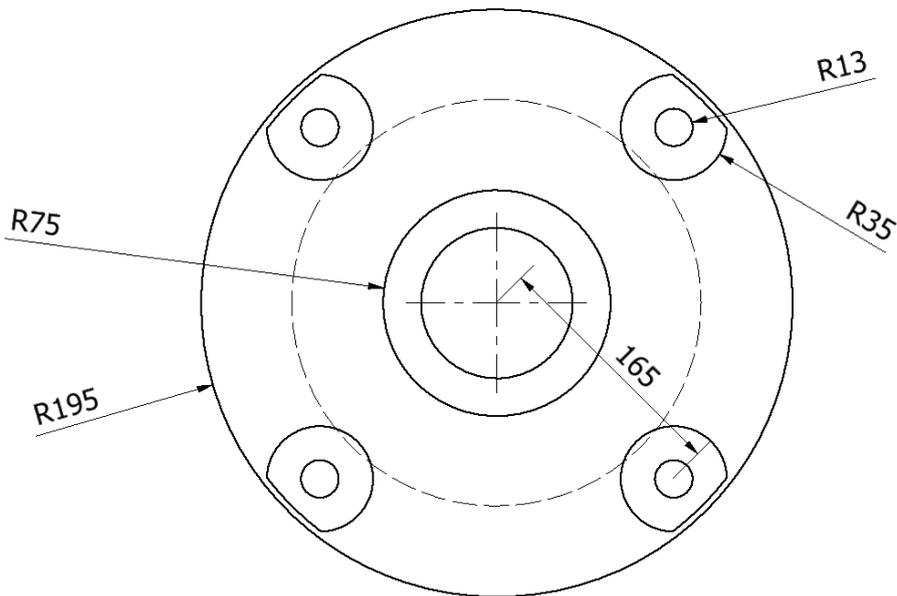
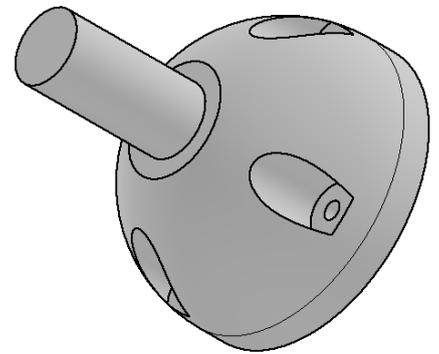
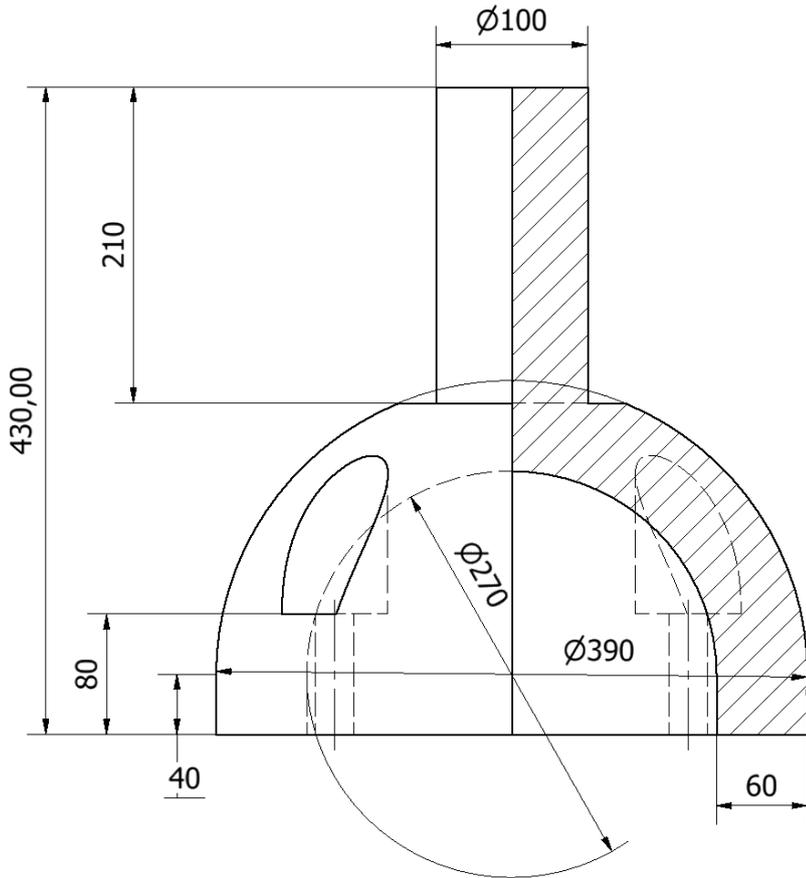
TURBINA KAPLAN





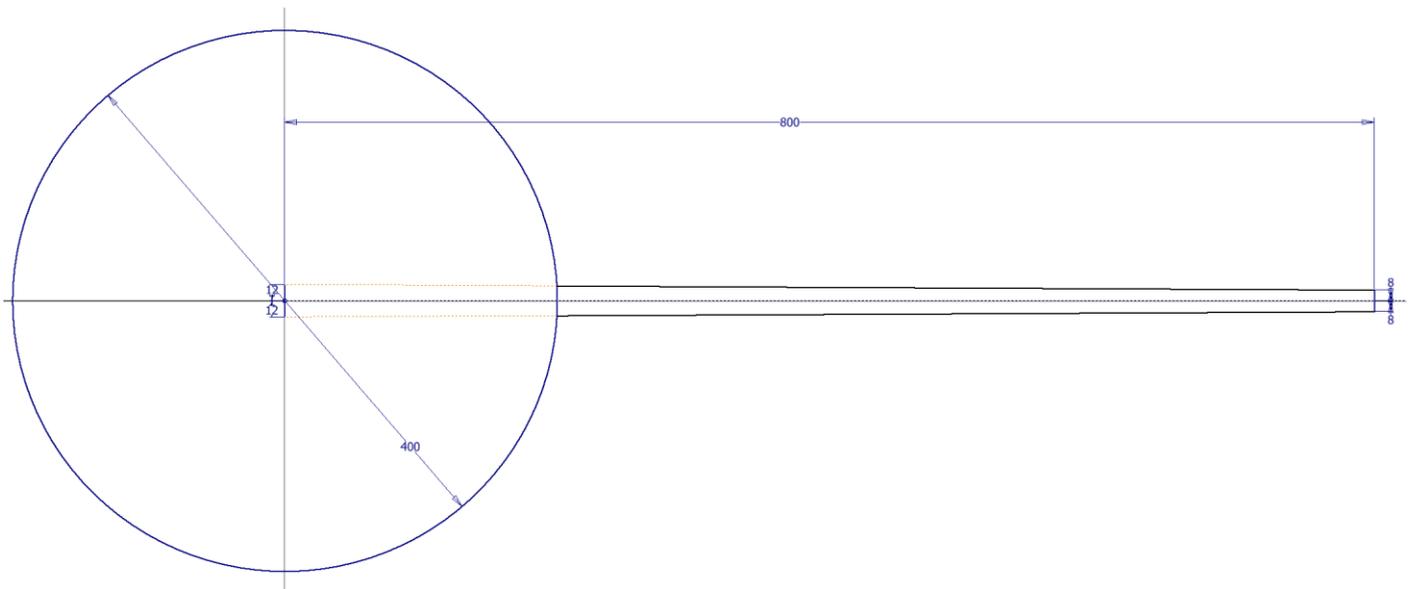




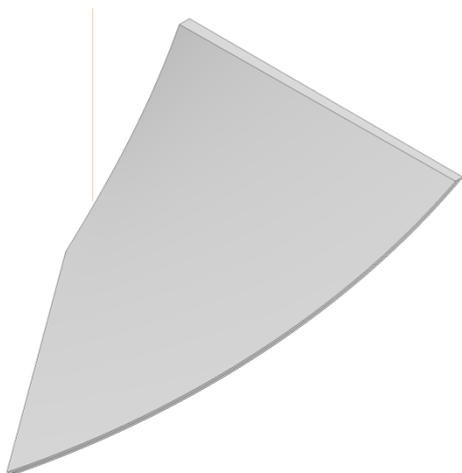
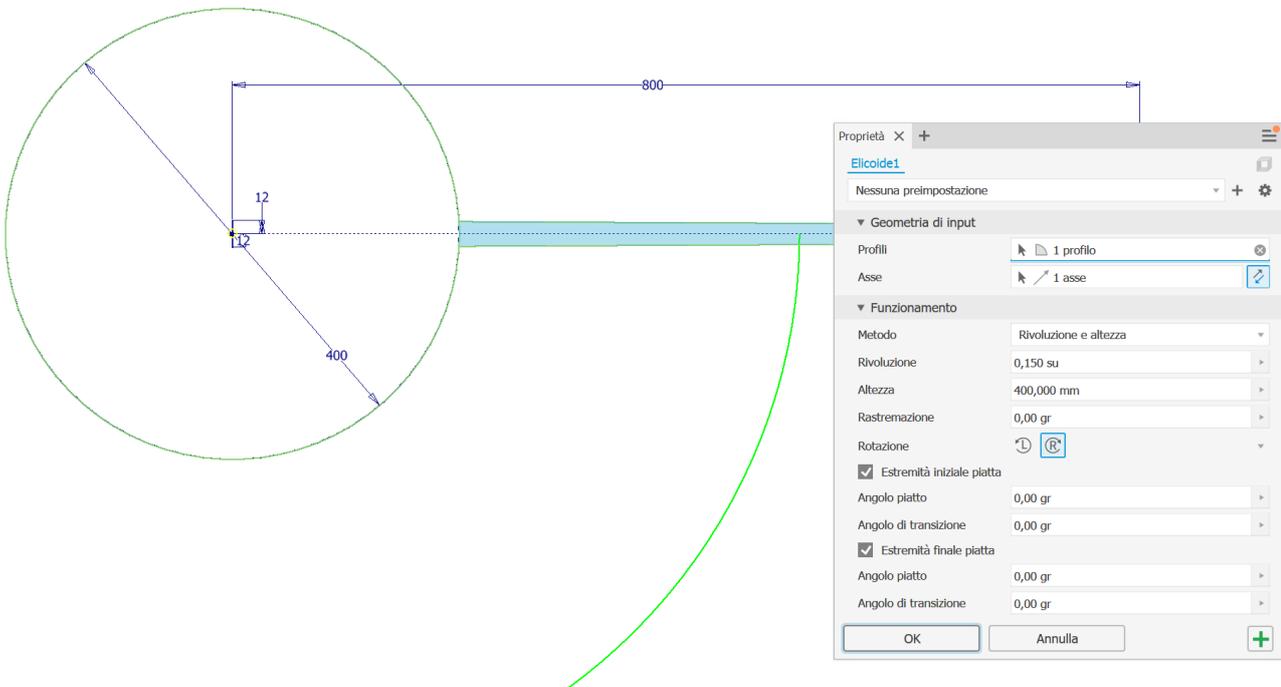




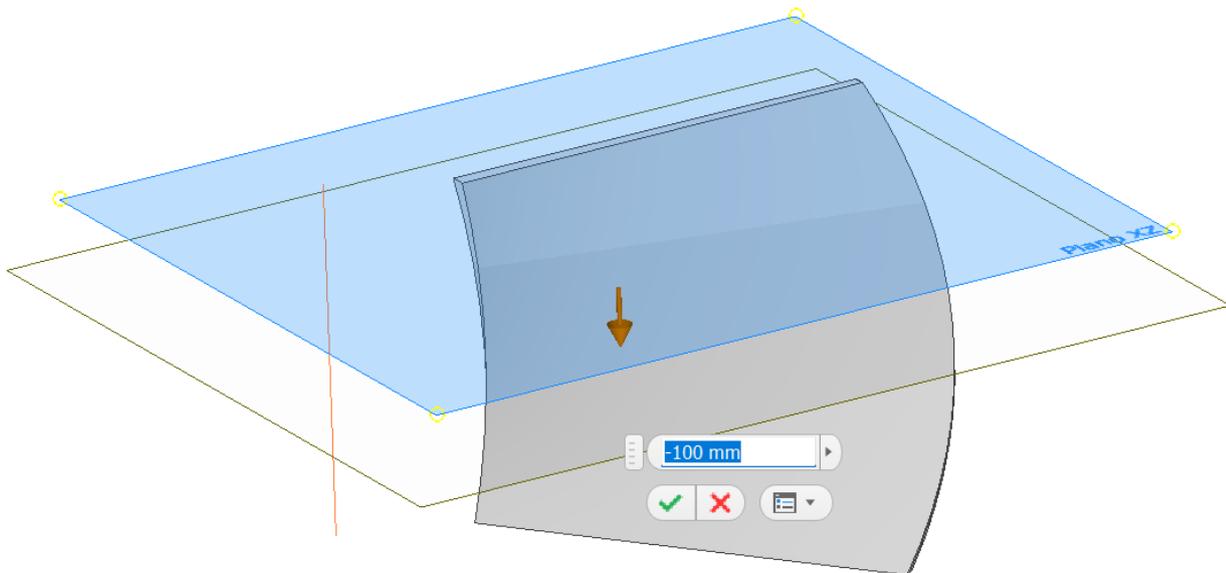
Schizzo 2D piano ALTO



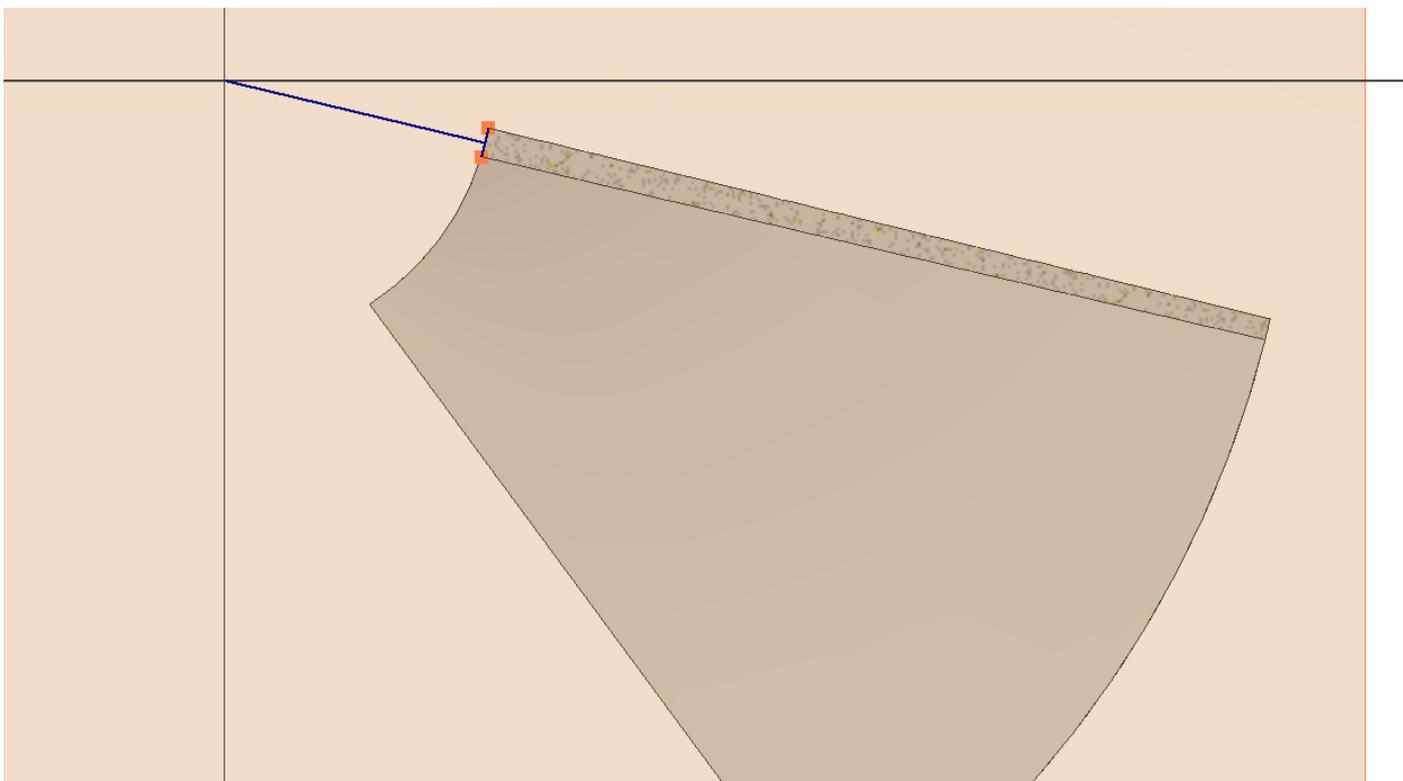
Elicoide 3D



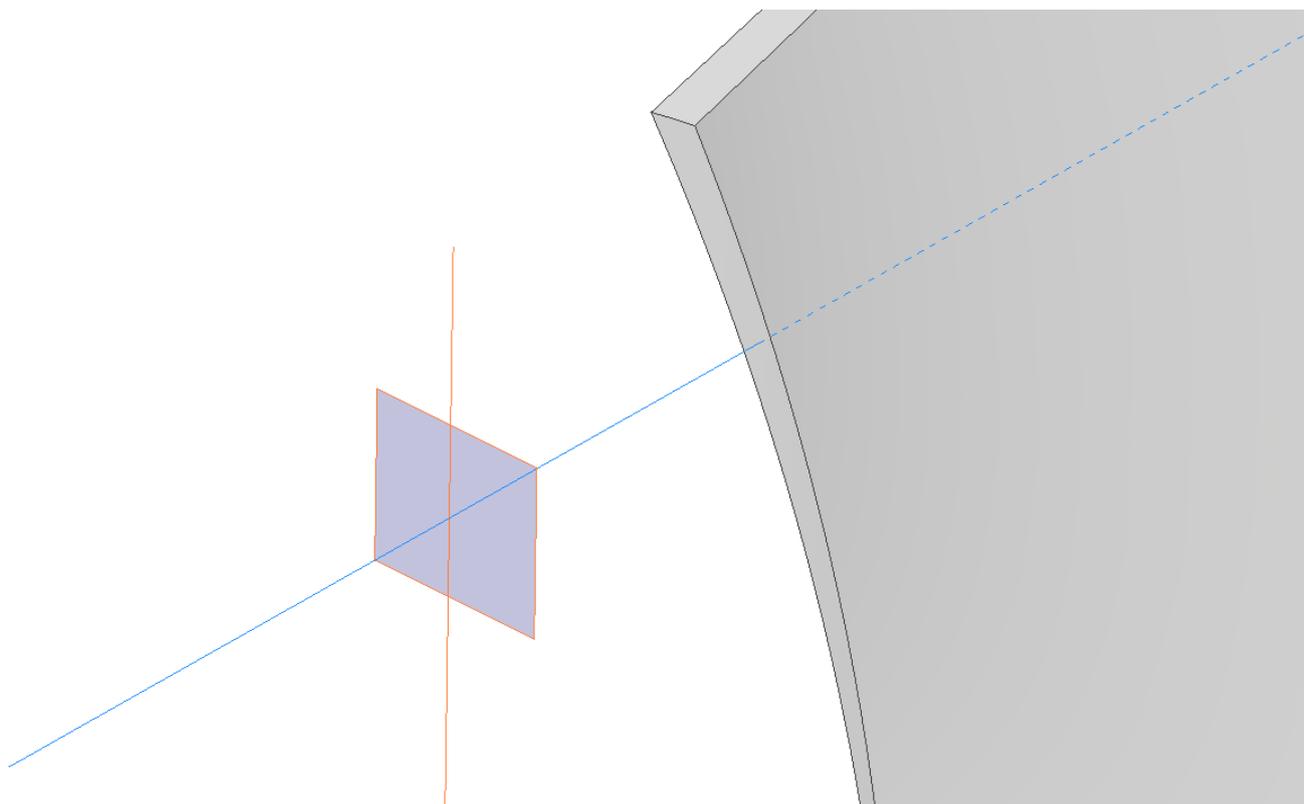
Creazione piano di lavoro orizzontale (offset dal piano orizzontale per origine)



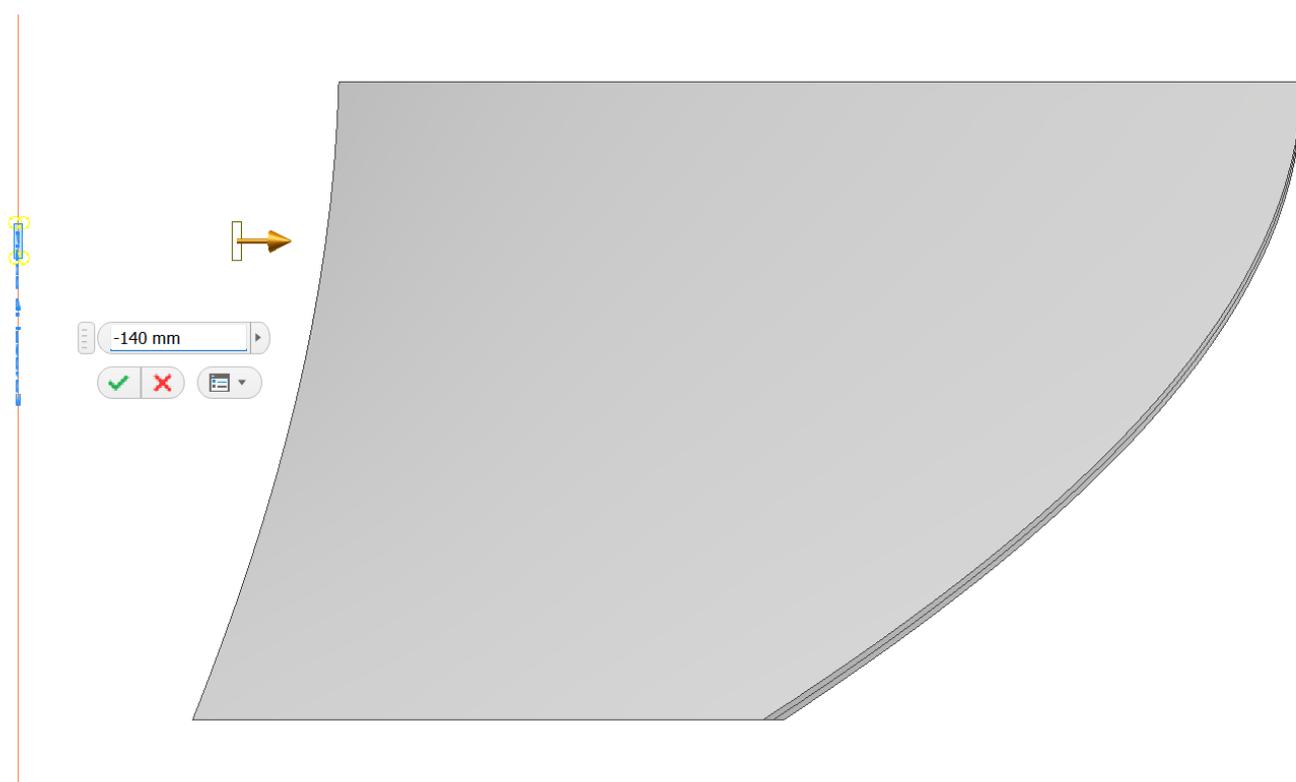
Creazione schizzo 2D con asse per il perno della pala



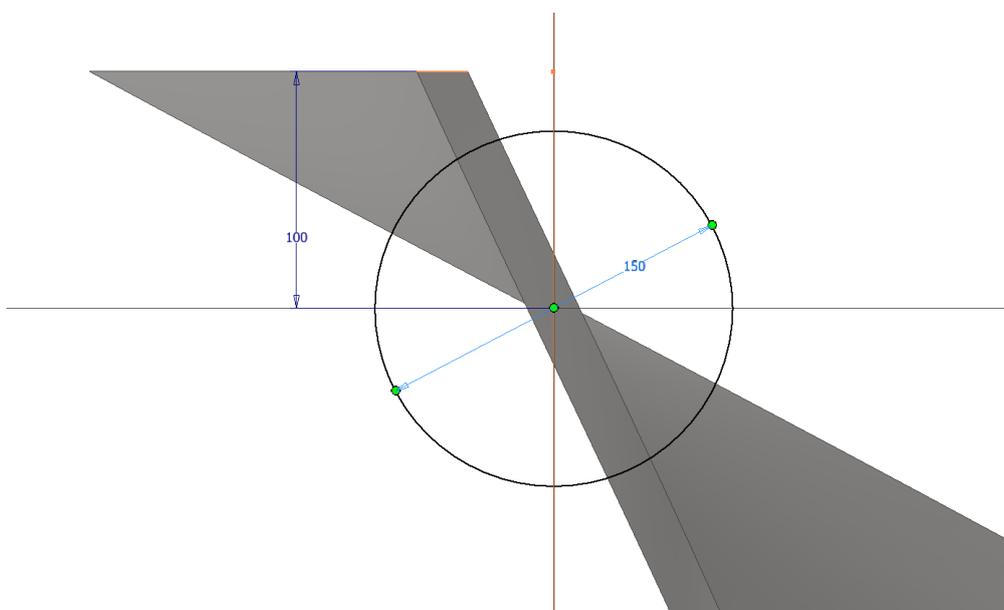
Creazione piano di lavoro passante per l'asse verticale origine e perpendicolare all'asse precedente



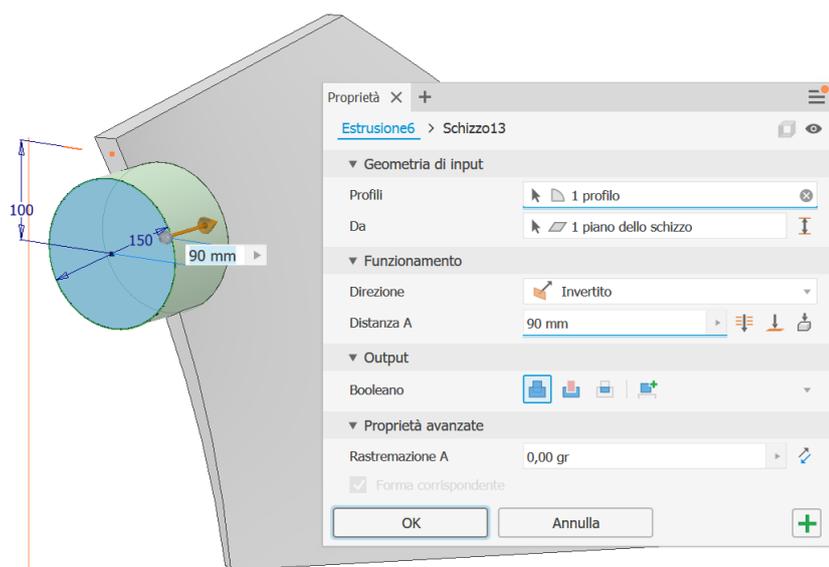
Creazione nuovo piano di lavoro verticale per offset dal precedente.



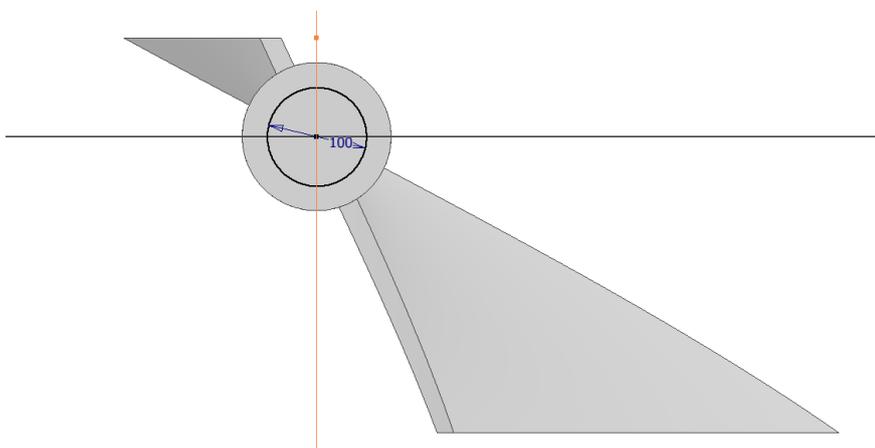
Creazione schizzo 2D con profilo perno.



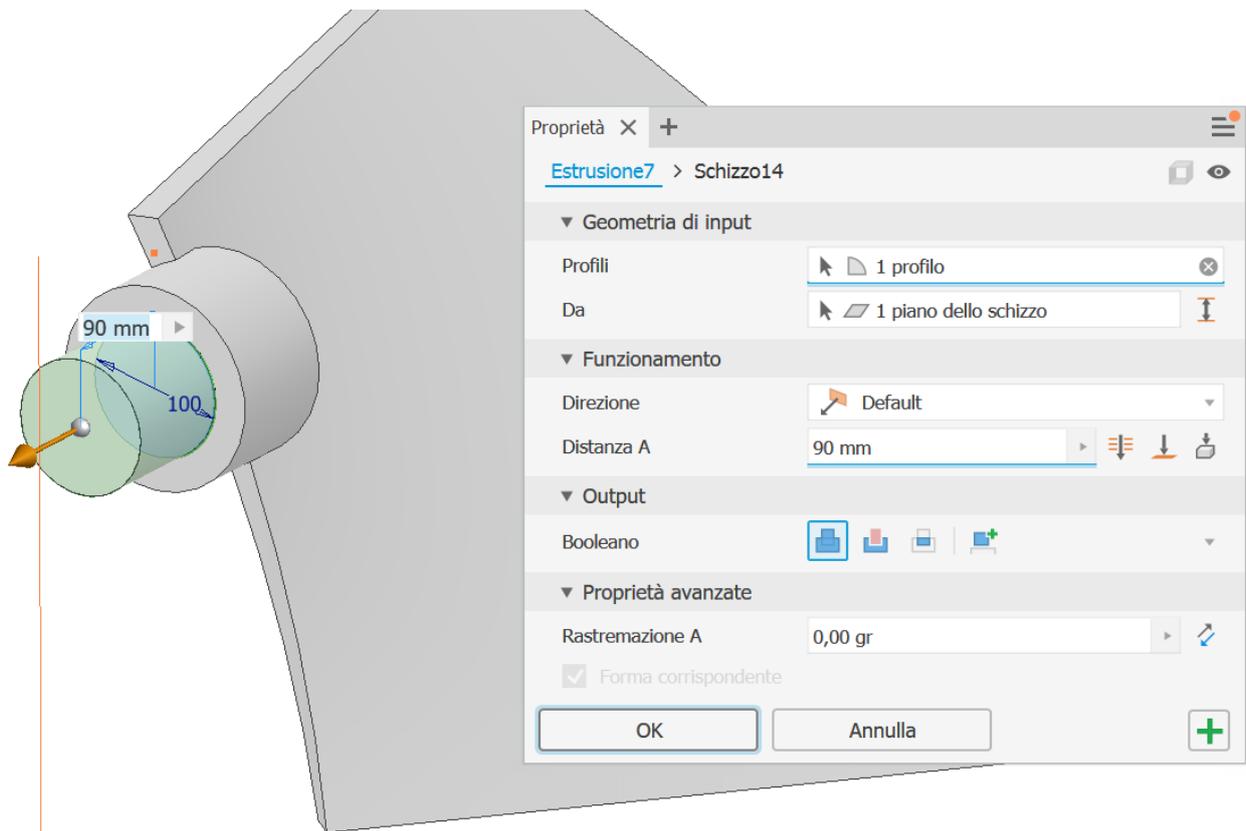
Estrusione del profilo sulla pala.



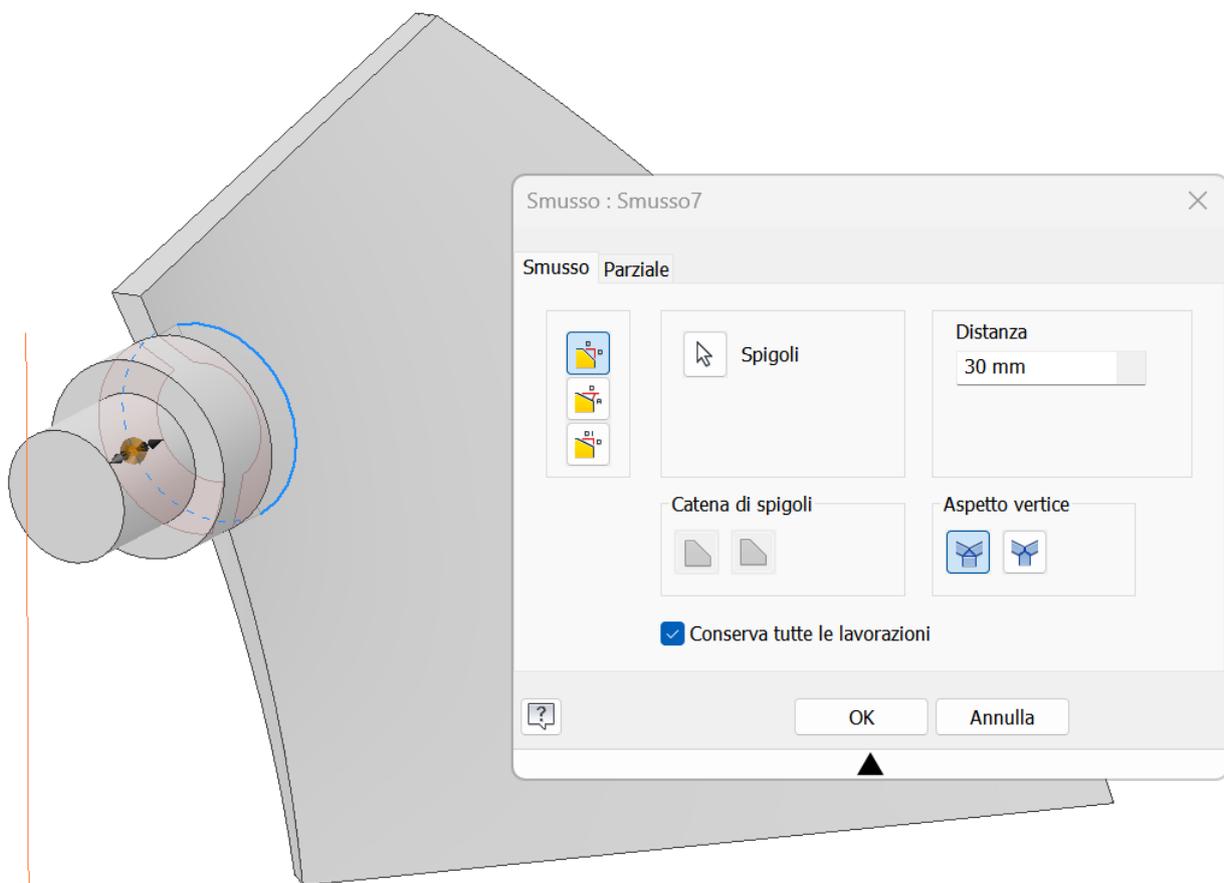
Schizzo 2D



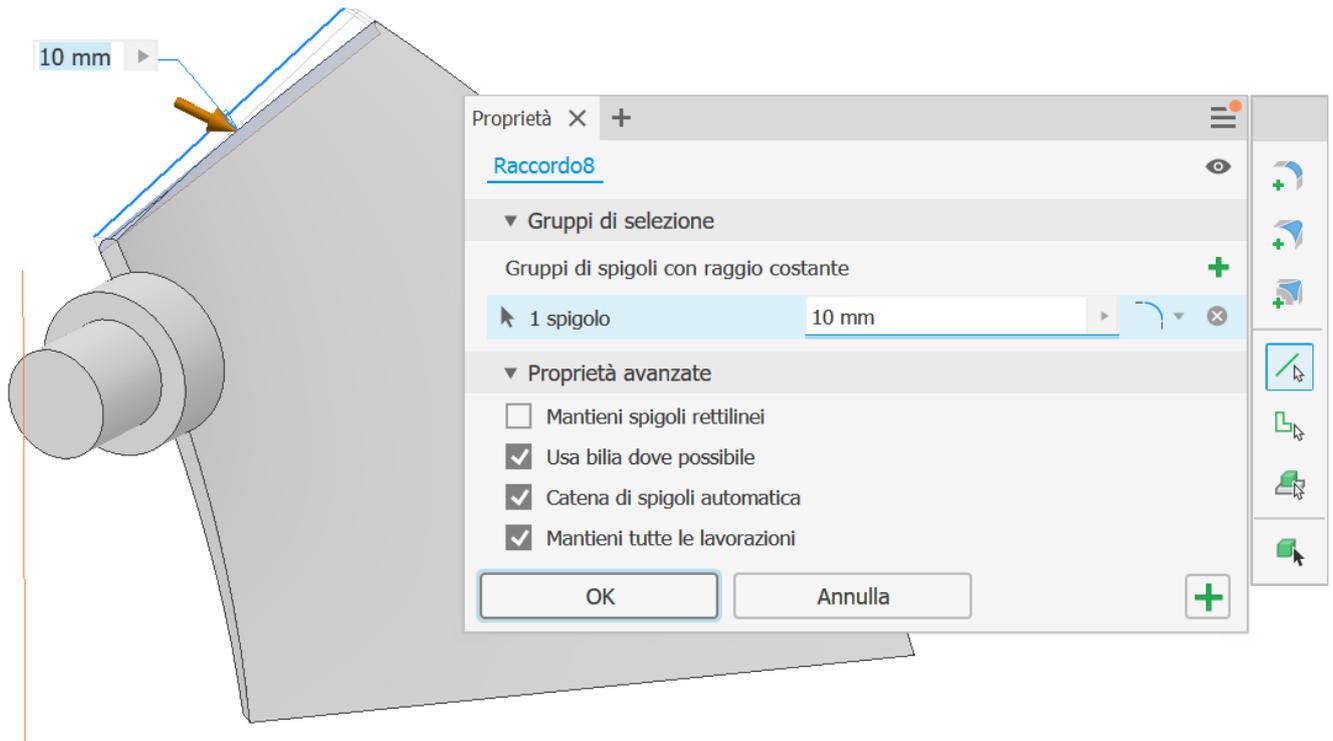
Estrusione perno.



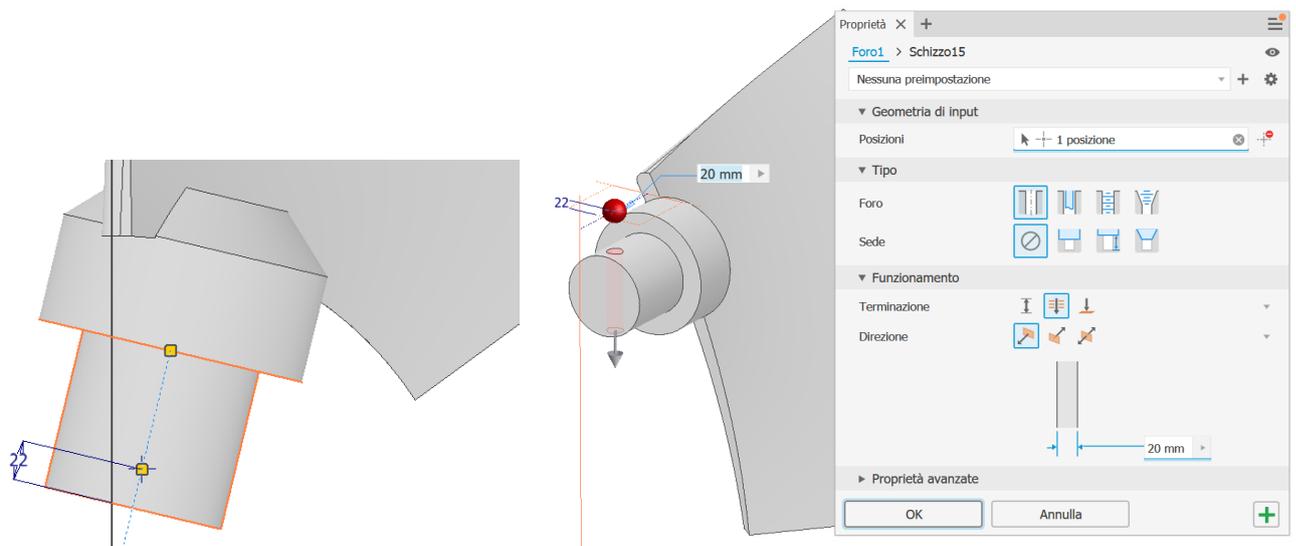
Smusso



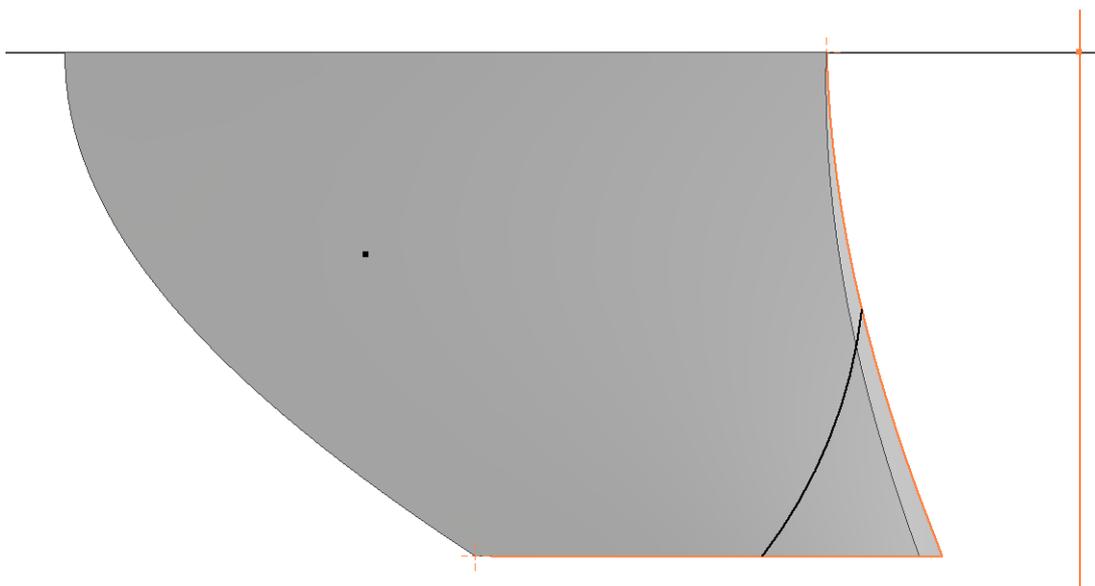
Raccordo profilo superiore pala.



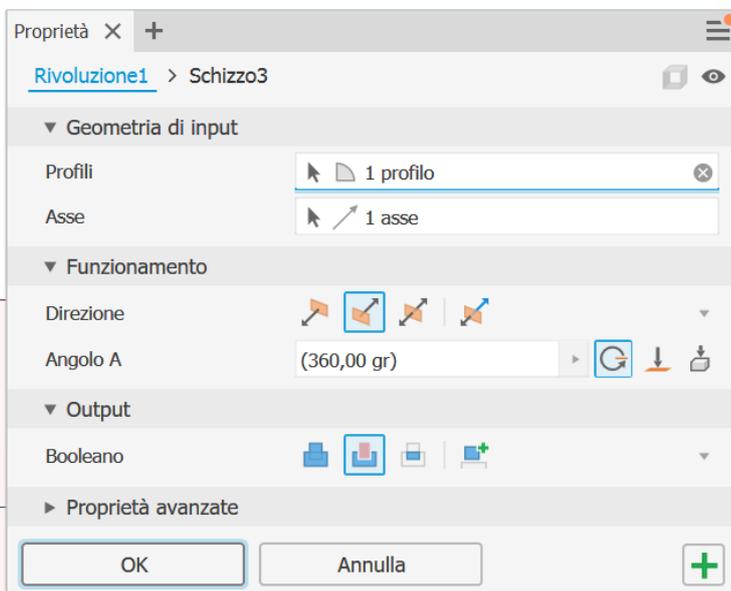
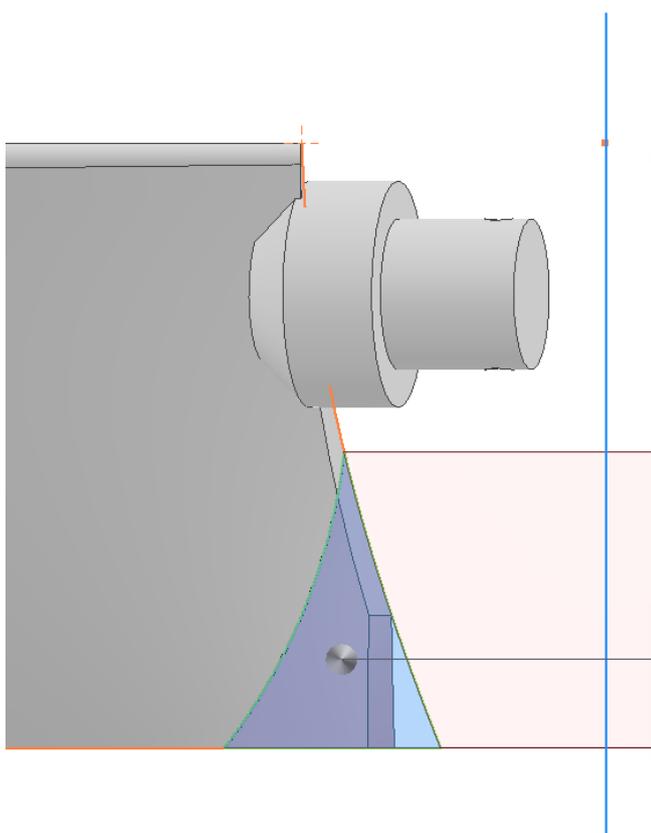
Schizzo 2D per foro sul piano ALTO e foro passante.



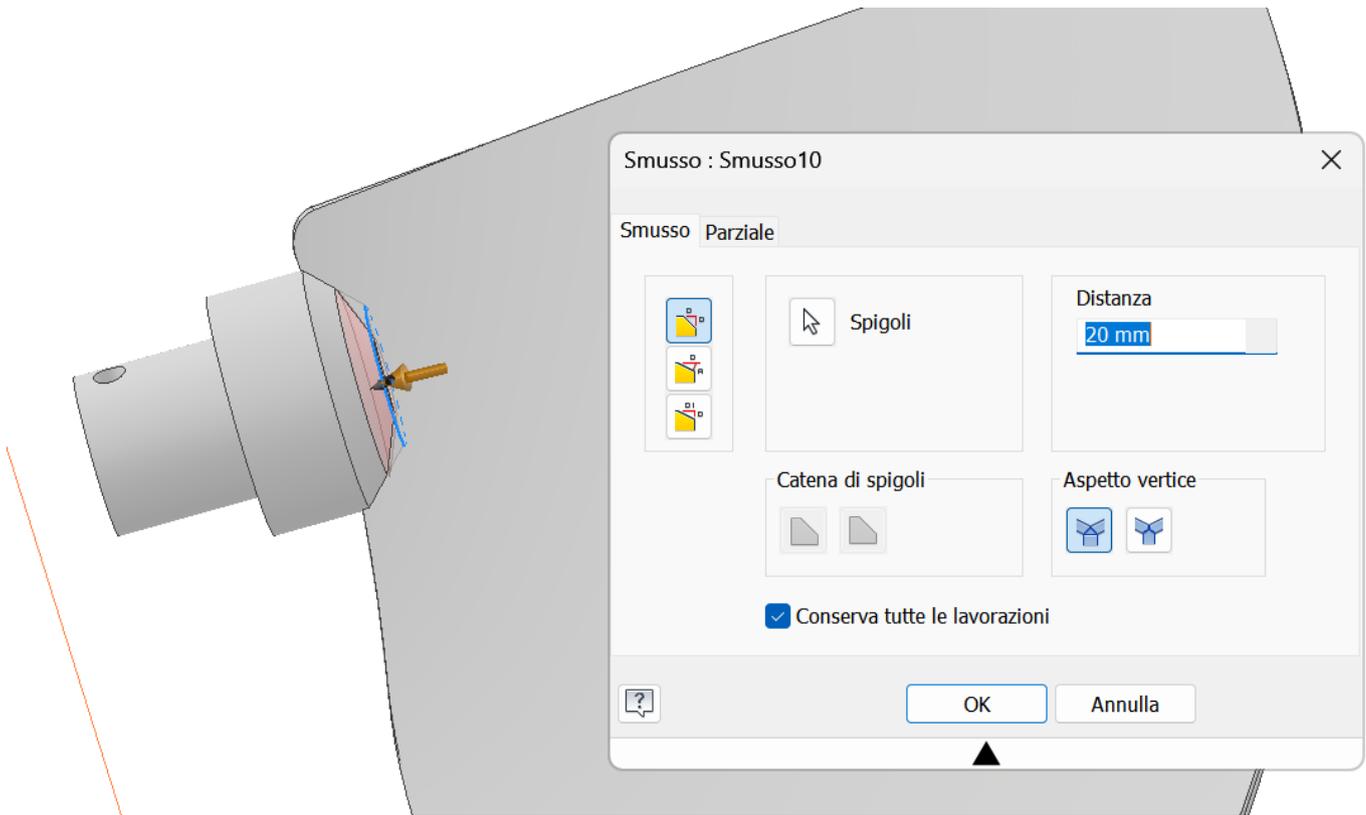
Sul piano RETRO schizzo 2D e rivoluzione (arrotondamento a piacere della pala interna)



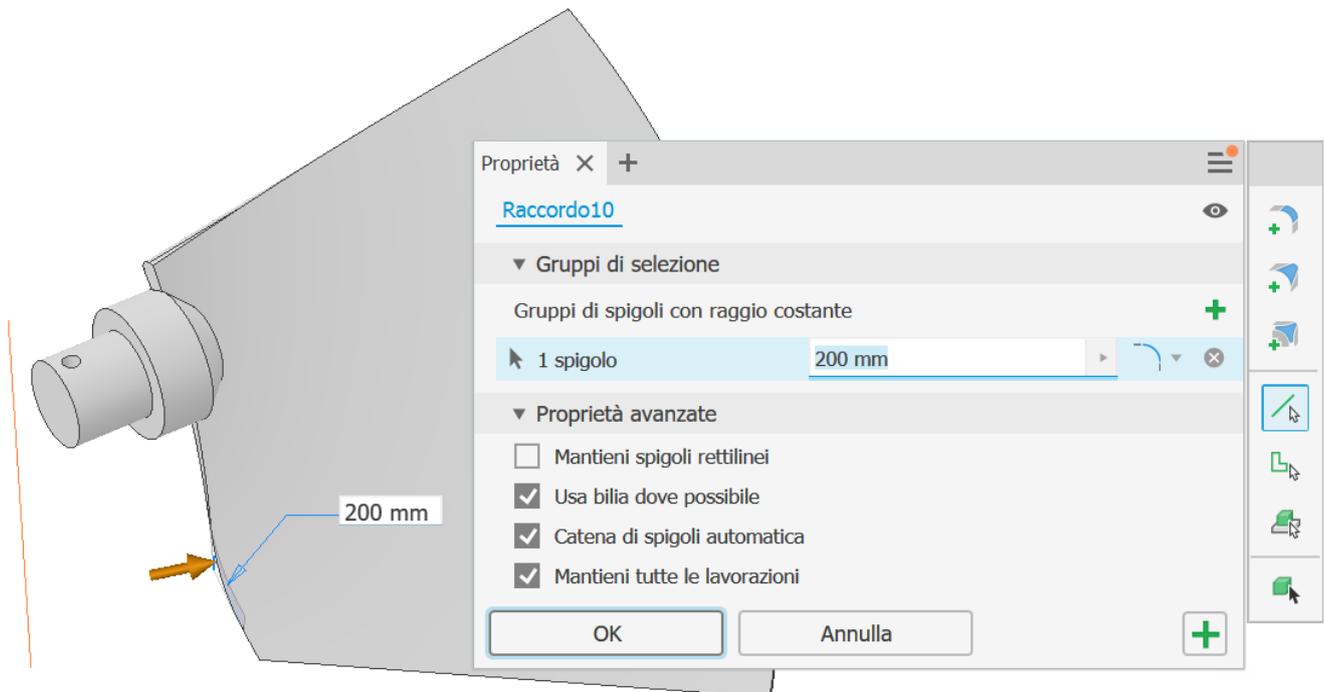
Rivoluzione rispetto asse verticale.



Smusso

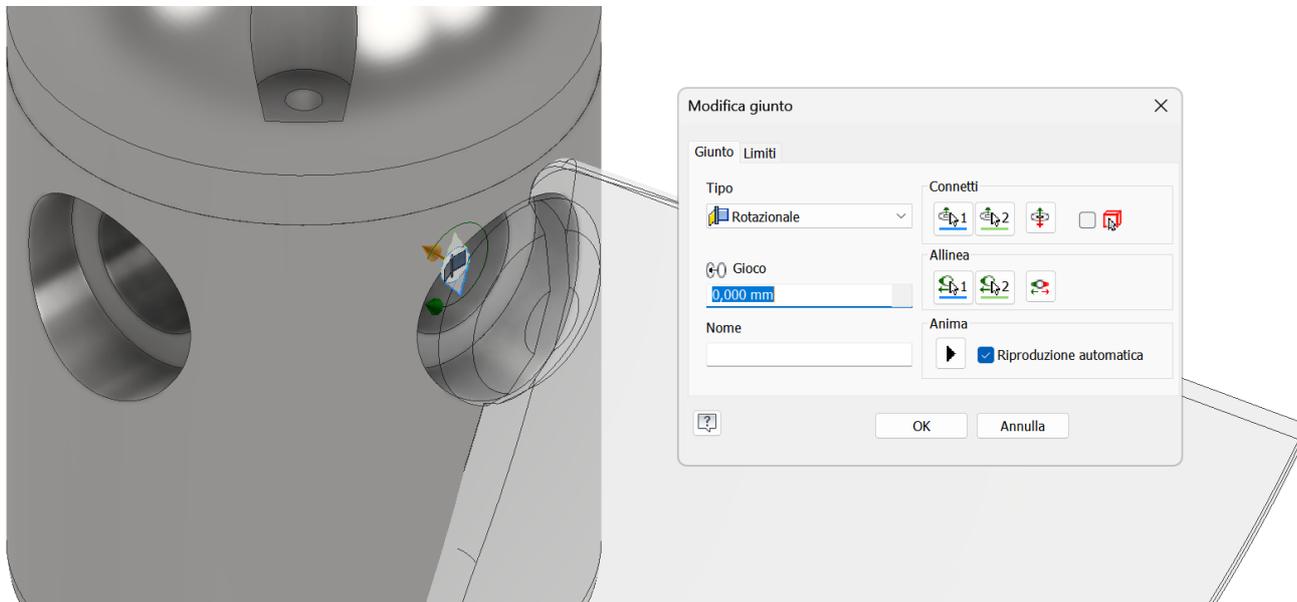


Raccordo bordo interno pala.

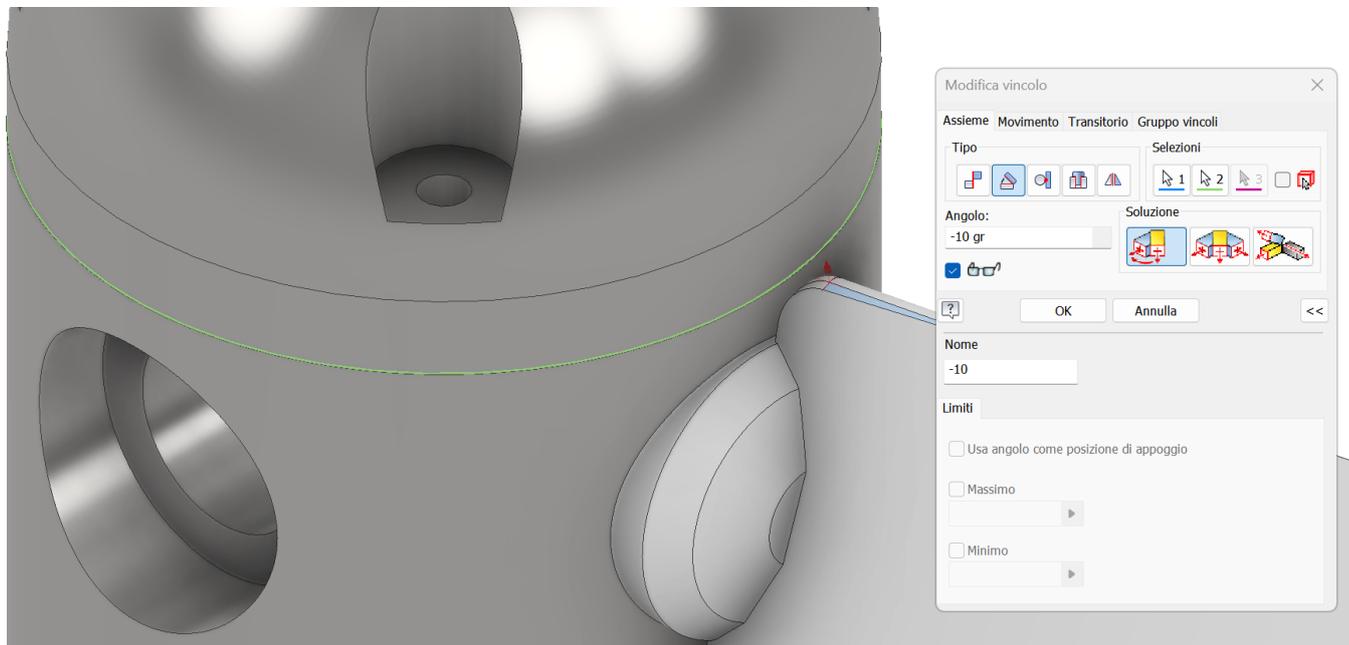


ASSIEME TURBINA KAPLAN

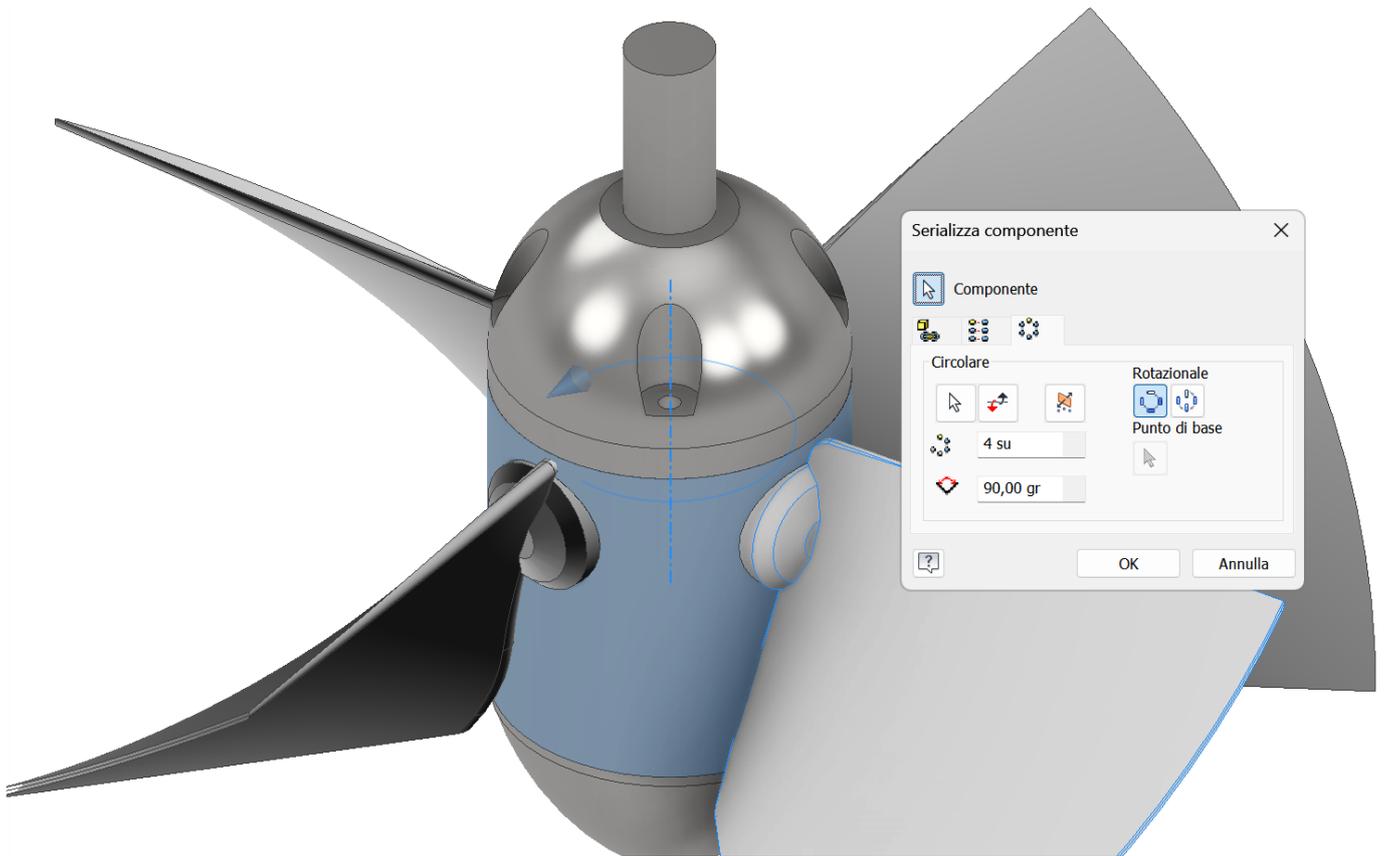
Creare un file di assieme e posizionare per primo il corpo (fissato all'origine).
Posizionare successivamente la parte superiore e procedere a vincolarla al corpo.
Posizionare per ultimo una pala e vincolarla col comando GIUNTO come in figura.



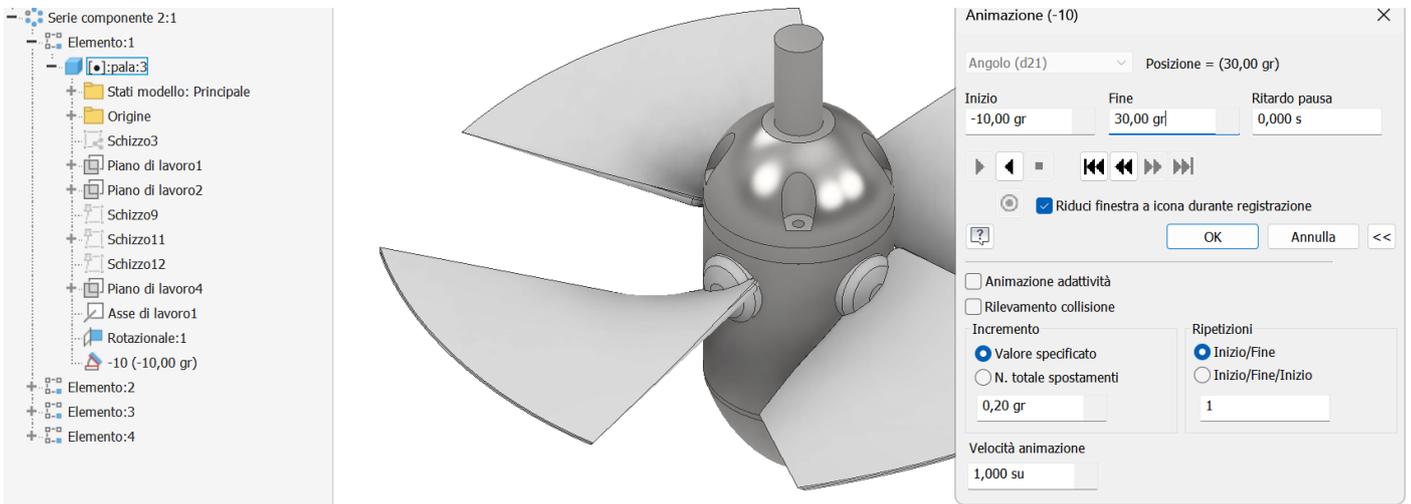
Creare un vincolo di parallelismo fra la faccia piana superiore della pala e la faccia piano del corpo.



Serie circolare della pala rispetto all'asse verticale.

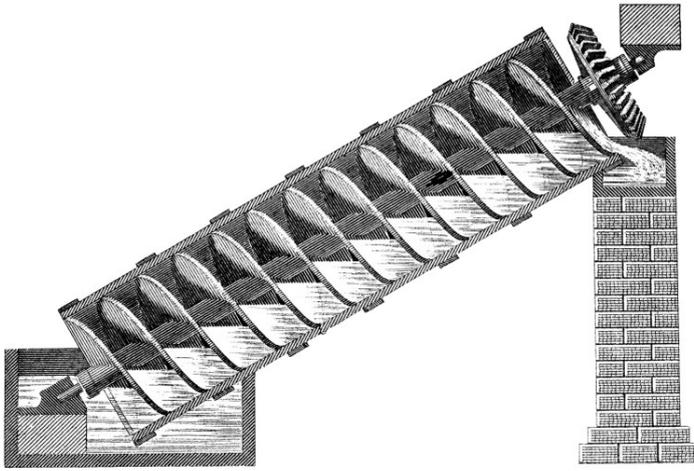


Verificare che l'animazione del vincolo (-10 , +30 gradi) di parallelismo sulla prima pala muova tutte le pala.



TURBINA A VITE

La turbina a vite è una macchina semplice che trae origine da un'altra macchina, la vite di Archimede, utilizzata per sollevare fluidi ed inventata da Archimede di Siracusa (287-212 ac.).



Nel 1819 l'ingegnere francese Claude-Louis Navier (1785-1836) prospettò l'utilizzo della vite di Archimede quale variante tipologica della ruota idraulica. Nel 1922 William Moerschler brevettò la turbina a vite idrodinamica negli Stati Uniti.

Il primo brevetto europeo è del tedesco Karl-August Radlik nel 1997, a cui sono seguite alla fine degli anni novanta una serie di installazioni industriali.

Le viti idrauliche raggiungono rendimenti idraulici superiori all'85%. Si deve notare l'estensione del campo dei buoni rendimenti, che varia da circa un terzo della portata di progetto sino a quella massima. Le viti idrauliche, quindi, in virtù dell'estensione del campo di stabilità del rendimento, continuano a raggiungere buone prestazioni anche in caso di scarsa alimentazione.



La nuova centralina sul fiume Gambara (BS) . La turbina ha una potenza massima di 100 kw.

RENDIMENTO MEDIO DI IMPIANTI ESISTENTI

Location	Manufacturer's data					Calculated data	
	Q (m ³ /s)	H (m)	P_e (kW)	L (m)	D_e (m)	θ (degrees)	η_u (%)
Haddo	0.5	5	15.9	10.47	1.4	28.5	64.8
Indore	0.6	5.3	19	10.23	1.4	31.2	60.9
Schnaittach	0.8	1.35	7.5	3.2	1.6	25	70.8
Herrenhof	0.9	2.1	13.9	5.71	1.6	21.6	75
Gennkikungou	0.99	1.05	7.3	3.02	1.6	20.5	71.6
Bischofsmais	1	3.16	21	7.43	1.6	25.2	67.7
Mühlen	1	3	21	6	1.5	30	71.4
Vadodara	1	5	33	10.35	1.7	28.9	67.3
Eitting	1.2	3.57	29	9.6	1.8	21.8	69
Erding	1.2	1.75	13.9	4.52	1.8	22.8	67.5
St. Michael	1.2	3.2	26.92	6.67	1.7	28.7	71.5
Vierhöfen	1.2	1	8	3.1	1.6	18.8	68
Colditz	1.5	3	33	8.7	2.2	20.2	74.8
Niedermühle	1.5	3.17	33	8.46	1.9	22	70.7
Flatford Mill	1.6	1.1	12.6	3.13	1.9	20.6	73
Gescher	1.8	3.45	46	9.4	2	21.5	75.5
Yvoir	2	1.8	26	4.83	2.1	21.9	73.6
Stimpfach	2.3	2.55	44	6.57	2.3	22.8	76.5
Dautphetal	2.5	2.55	45.8	7.3	2.6	20.4	73.2
Untermünkheim	2.5	1.8	31	5	2.4	21.1	70.2
Turbury Mill	2.8	2.1	43	6.4	2.5	19.2	74.5
Pilsing	3.2	3.6	8	8.1	2.9	26.4	70.8
Wiener Neustadt	3.5	4.05	98	9.76	2.8	24.5	70.5
Baiersdorff	4.5	1.5	48.1	5.08	3.2	17.2	72.6
Shanes Castle	5.5	5	192	12.85	3.4	22.9	71.2
Hausen	6	5.8	250	15.3	3.4	22.3	73.2
Kirchberg	6	2.97	130	6.83	3.4	25.8	74.4
Wien	7.1	1.7	84	4.54	3.6	22	70.9
Maple Durham	8	1.73	99	5.27	3.6	19.2	72.9
Average							71.2

DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA MEDIANTE FORMULE SEMIEMPIRICHE

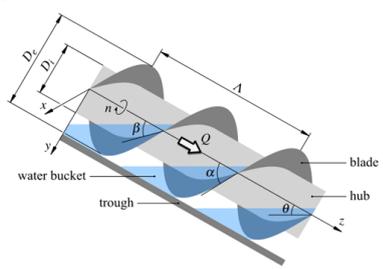
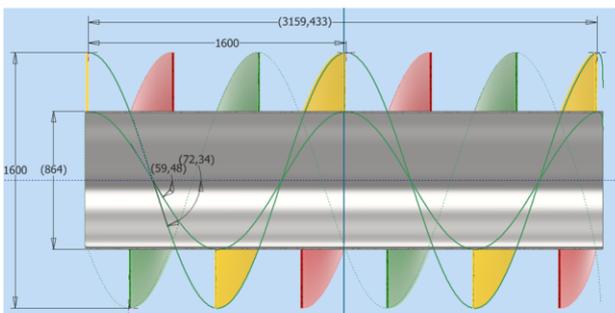
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	TURBINA IDRAULICA A VITE ARCHIMEDE											
2	In genere si parte dalla prevalenza H e dalla portata Q disponibili al sito di installazione											
3												
4												
5												
6												
7												
8												
9												
10												
11												
12												
13												
14	De =	1,6 m	diametro esterno pala									
15	theta =	25 °	inclinazione ottimale asse turbina fra 30-35°									
16	K =	0,47	pendenza asse turbina $K = \tan \theta$									
17	Lambda =	1,6 m	raccomandato pari a De (compreso fra 1.6 e 2.4 volte Re)									
18	N =	3	numero pale min. 2, ottimo 3, oltre eta sale poco)									
19	H =	1,35 m	salto utile turbina (z1- z2)									
20	Q =	0,8 m3/s	portata volumetrica turbina									
21	kv =	0,773	coefficiente correttivo sperimentale									
22	eta tot =	0,708	rendimento totale (idraulico, meccanico elettrico) tipico									
23												
24	CALCOLI											
25												
26	Rapporto diametri turbina											
27	delta ott.	0,54	$\delta = \frac{D_i}{D_e} = \frac{R_i}{R_e}$	l'ottimo vale circa 0,54 quando il numero di pale varia da 1 a 4.								
28	raccomandato fra 0.45 e 0.55											
29	Diametro interno pala											
30	Di	0,864 m										
31												
32	Passo adimensionale											
33	lambda	0,1485	$\lambda = \frac{K\Lambda}{2\pi R_e} = \frac{K\Lambda}{\pi D_e}$									
34												
35												
36	Lunghezza vite											
37	L	3,194 m										
38												
39	Angoli vite											
40	alpha	72,3 °	$\alpha = \arctan\left(\frac{2\pi R_e}{\Lambda}\right) = \arctan\left(\frac{\pi D_e}{\Lambda}\right)$	$\beta = \arctan\left(\frac{2\pi R_i}{\Lambda}\right) = \arctan\left(\frac{\pi D_i}{\Lambda}\right)$								
41	beta	59,5 °										
42												
43	In condizioni ottimali deve es $\theta \leq \alpha$ $\Lambda \leq 2\pi R_e / K$											
44												
45	Passo pala											
46	Lambda	2,94 m	$\Lambda = \frac{4\pi R_e}{K(4+N)} = \frac{2\pi D_e}{K(4+N)}$									
47												
48												
49	Numero di giri limite (massimo) della turbina											
50	n° lim.	36,6 rpm	$n = \frac{50}{D_e^{2/3}}$									
51												
52												
53												
54												
55	Volume di fluido racchiuso fra due pale											
56	Vb	0,4767 m3	$V_b = \frac{2}{3} k_v \frac{R_e^3 - R_i^3}{K} = \frac{2}{3} k_v \frac{R_e^3}{K} (1 - \delta^3) = \frac{1}{12} k_v \frac{D_e^3}{K} (1 - \delta^3)$									
57												
58	Numero di giri											
59	n°	33,56 m3/s	$n = \frac{60Q}{NV_b}$									
60												
61	Diametro esterno turbina											
62	De	1,54 m	$D_e = \left[\frac{14.4KQ}{k_v N (1 - \delta^3)} \right]^{3/7}$									
63												
64	Per evitare di non soddisfare la condizione "n lim.", si consiglia di arrotondare sempre per eccesso e non per difetto il diametro calcolato											
65												
66	Numero di giri turbina											
67	n°	33,56 rpm	$n = \frac{931.4KQ}{ND_e^3(1 - \delta^3)} < n_{lim} = \frac{50}{D_e^{2/3}}$									
68												
69												
70	La velocità calcolata con la formula precedente deve essere inferiore alla soglia limite											
71	Quando è necessario regolare la velocità, è necessario scegliere un valore adeguato inferiore a quello appena calcolato											
72												
73	Potenza turbina											
74	P eff.	7,50 kW	$P_3 = 9.81\eta QH$ [kW]	Generatore di tensione AC	Pot.	10 kW	Rapporto di moltiplicazione ingranaggi	i	12			
75												
76												

Table 1. Optimal dimensionless pitches recommended in literature for ASPs and comparison with dimensionless pitches proposed in the present paper for ASTs.

N	Dimensionless pitch, lambda		
	ASP, theta = 30° (Nagel [4])	ASP (Rorres [5])	AST, Equation (12)
2	0.1682	0.1863	0.2122
3	0.1682	0.2217	0.2728
4	0.1682	0.2456	0.3183

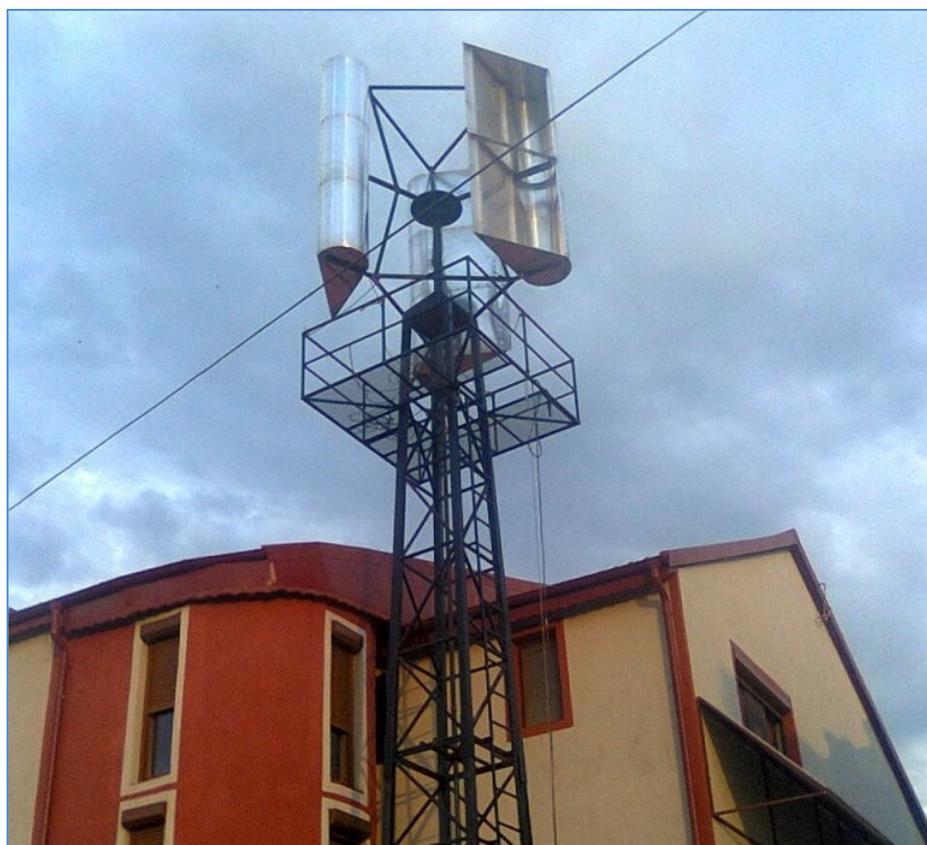


TURBINA EOLICA LENZ 2

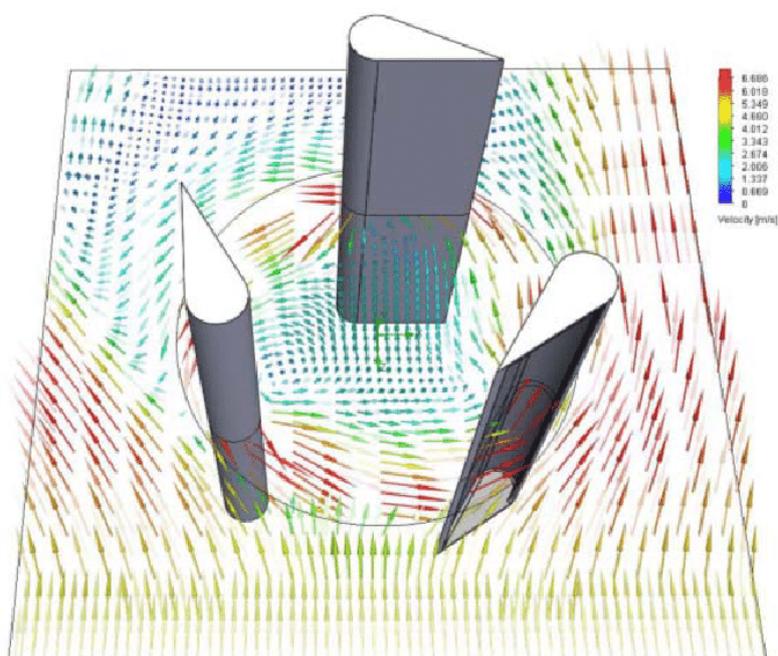
Tutte le turbine eoliche del tipo VAWT sono state ispirate da due tipi base: Savonius e Darrieus.

Nel 2007, Ed Lenz ha pubblicato un articolo su una turbina eolica con una efficienza di ca. 40% che è nettamente superiore a quella dei modelli citati (20-25%).

Il progetto presenta varie innovazioni cercando di combinare le peculiarità della turbina Darrieus (che lavora sulla forza di portanza aerodinamica) e della turbina Savonius (che fa affidamento sulla resistenza aerodinamica).



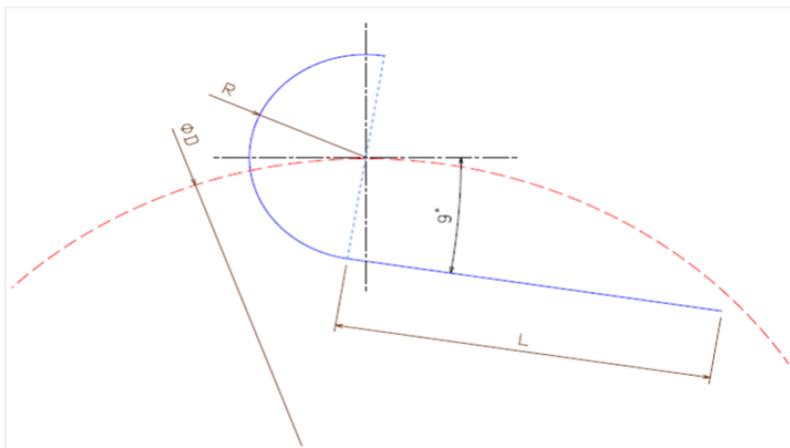
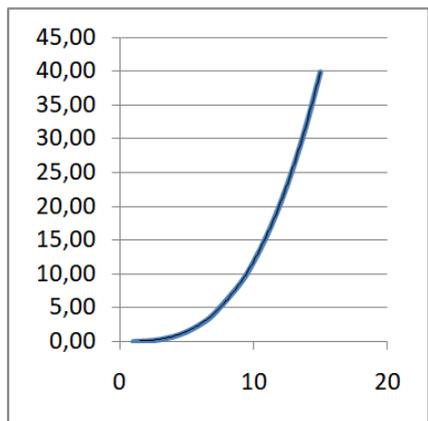
Distribuzione della velocità



DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA MEDIANTE FORMULE SEMIEMPIRICHE

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	TURBINA EOLICA LENZ											
2	D	0,200	m									
3	d=2 R	0,038	m	=0,1875*B2								
4	L tot	0,080	m	=0,4*B2								
5	H	0,324	m	=1,618*B2								
6	R	0,019	m	=B3/2								
7	L	0,061	m	=B4-B6								
8	Area D*H	0,065	m ²	=B2*B5								
9												
10	v vento	6,00	m/s									
11												
12	η Lenz 2	0,35										
13	η alternatore	0,85										
14	Potenza	2,56	watt	=0,5*1,23*\$B\$8*\$B\$10^3*B12*B13								
15	ω	60,00	rad/s	=B10/(B2/2)								
16	n° giri (80%)	459	rpm	=0,8*60*B15/6,28								
17	n° giri a vuoto	573	rpm	=60*B15/6,28								
18												
19	H ideale	1,618*D	m									
20												
21												
22												
23												
24												
25												
26												
27												
28												
29												
30												
31												
32												
33												
34												

v m/s	P watt	ω rad/s	N° rpm
1	0,01	10	96
2	0,09	20	191
3	0,32	30	287
4	0,76	40	382
5	1,48	50	478
6	2,56	60	573
7	4,06	70	669
9	8,63	90	860
10	11,84	100	955
11	15,76	110	1051
12	20,46	120	1146
13	26,02	130	1242
14	32,49	140	1338
15	39,96	150	1433

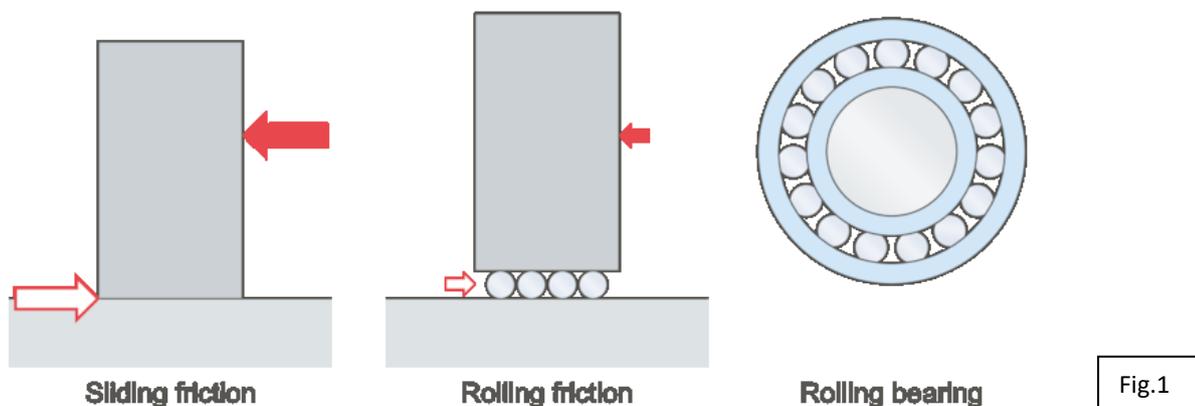


CUSCINETTI VOLVENTI E APPLICAZIONI

I cuscinetti volventi supportano e guidano, con minimo attrito (fig. 1), elementi rotanti od oscillanti - come alberi, assi o ruote - e trasferiscono i carichi tra i componenti della macchina.

Offrono alta precisione e basso attrito, quindi consentono elevate velocità di rotazione, riducendo, al contempo, livelli di rumorosità, calore, consumo di energia e usura.

Sono elementi macchina economici e intercambiabili, che, tipicamente, seguono specifiche normative internazionali.



CUSCINETTI A SFERE E A RULLI

I due tipi base di cuscinetti volventi si distinguono per i due tipi base di elementi volventi:

- sfere → cuscinetto a sfere
- rulli → cuscinetto a rulli

Sfere e rulli si differenziano per il tipo di contatto con le piste.

Le sfere realizzano un contatto per punti con le piste dell'anello (fig. 2).

Con l'aumentare del carico sul cuscinetto, il punto di contatto si trasforma in un'area ellittica. La piccola area di contatto consente un basso attrito di rotolamento, che permette ai cuscinetti a sfere di sopportare velocità elevate, ma ne limita la capacità di carico.

I rulli realizzano un contatto lineare con le piste dell'anello (fig. 3).

Con l'aumentare del carico sul cuscinetto, la linea di contatto si trasforma in un'area piuttosto rettangolare. Data l'area di contatto più ampia, e quindi il maggiore attrito, i cuscinetti a rulli possono sopportare carichi più pesanti, ma velocità più basse rispetto agli omologhi a sfere.

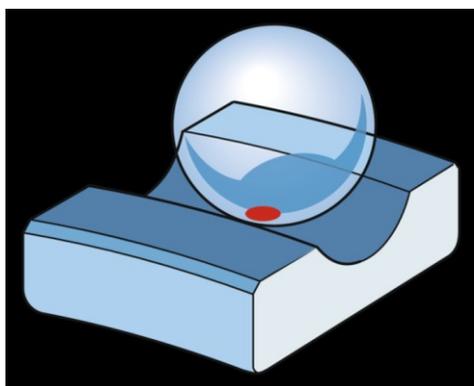


Fig.2

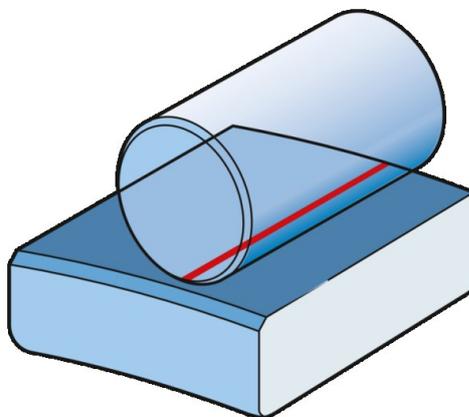


Fig.3

CUSCINETTI RADIALI E ASSIALI

I cuscinetti volventi sono classificati in due gruppi in base alla direzione in cui agisce il carico che prevalentemente sopportano:

- radiali
- assiali

CUSCINETTI RADIALI

I cuscinetti radiali sopportano carichi che agiscono in prevalenza in direzione verticale rispetto all'albero. Alcuni cuscinetti radiali possono sopportare carichi puramente radiali, mentre la maggior parte può sopportare anche alcuni carichi assiali in una direzione e, in alcuni casi, in entrambe le direzioni (fig. 4).

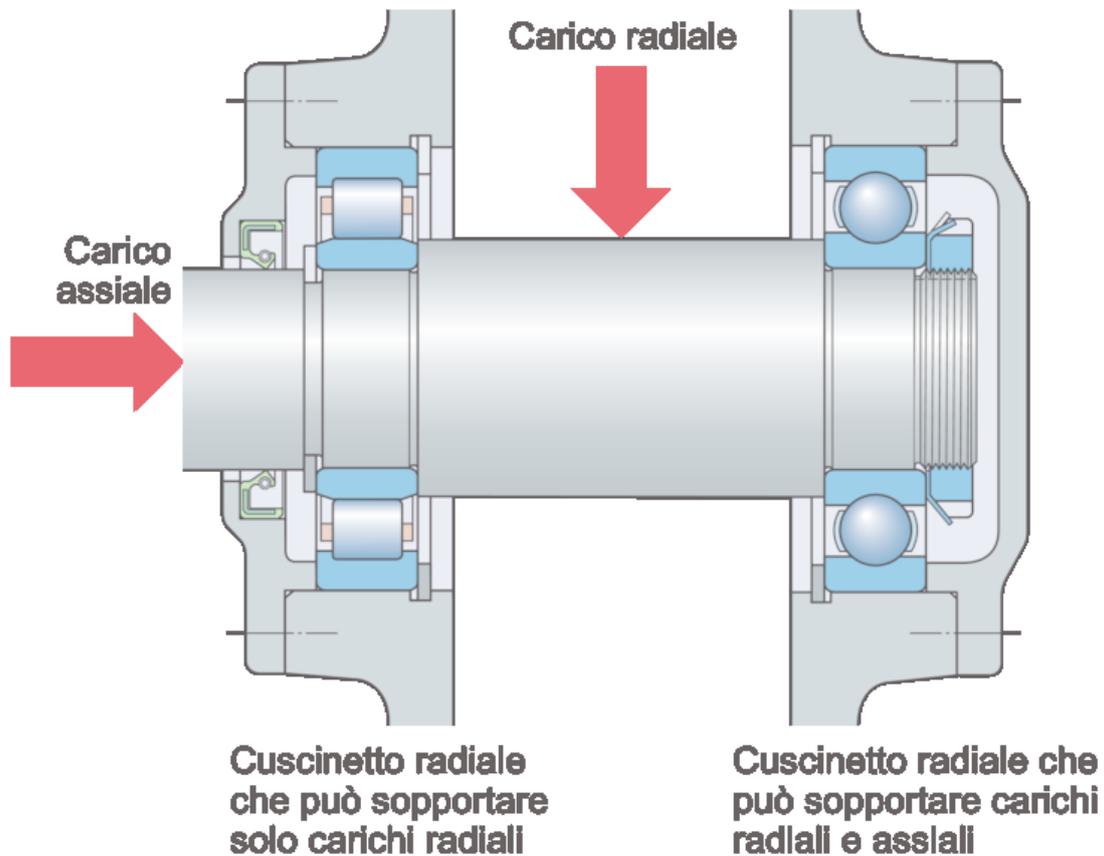


Fig.4

CUSCINETTI ASSIALI

I cuscinetti assiali sopportano carichi che agiscono prevalentemente lungo l'asse dell'albero. In base al design, i cuscinetti assiali possono sopportare carichi puramente assiali in una o ambo le direzioni (fig. 5), e alcuni possono sopportare anche carichi radiali (carichi combinati, fig. 6).

Dato il loro design, i cuscinetti assiali non possono sopportare velocità analoghe a quelle dei cuscinetti radiali delle stesse dimensioni.

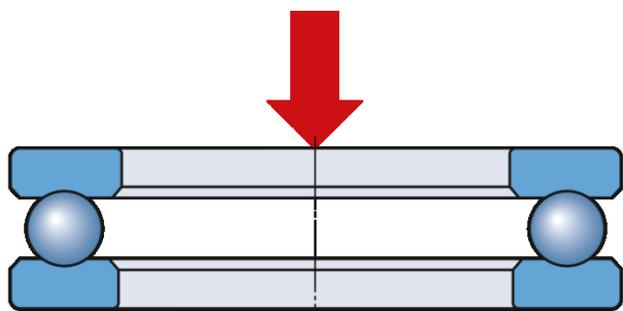


Fig.5

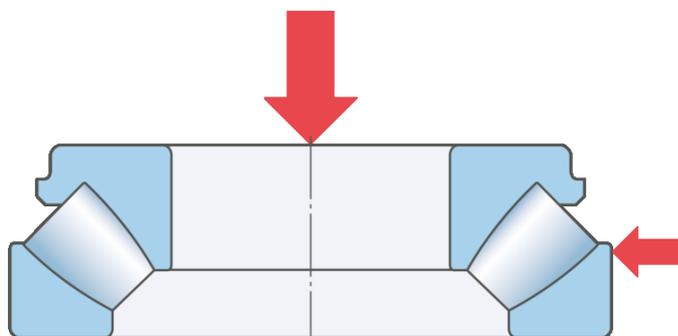


Fig.6

L'angolo di contatto (fig. 7) determina il gruppo di appartenenza del cuscinetto. I cuscinetti con angolo di contatto $\leq 45^\circ$ sono radiali, mentre gli altri sono assiali.

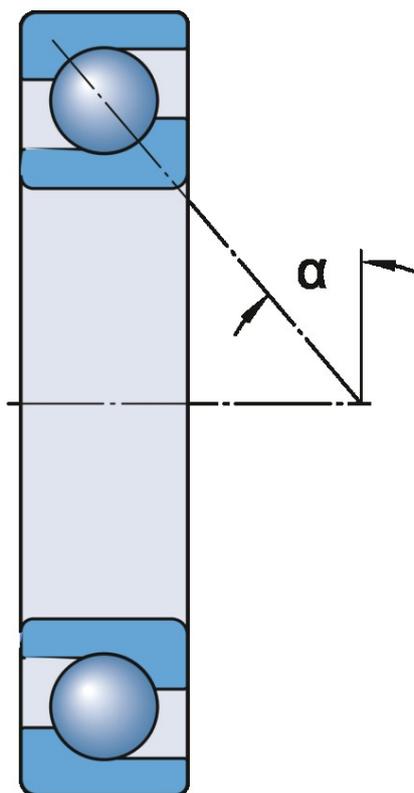


Fig.7

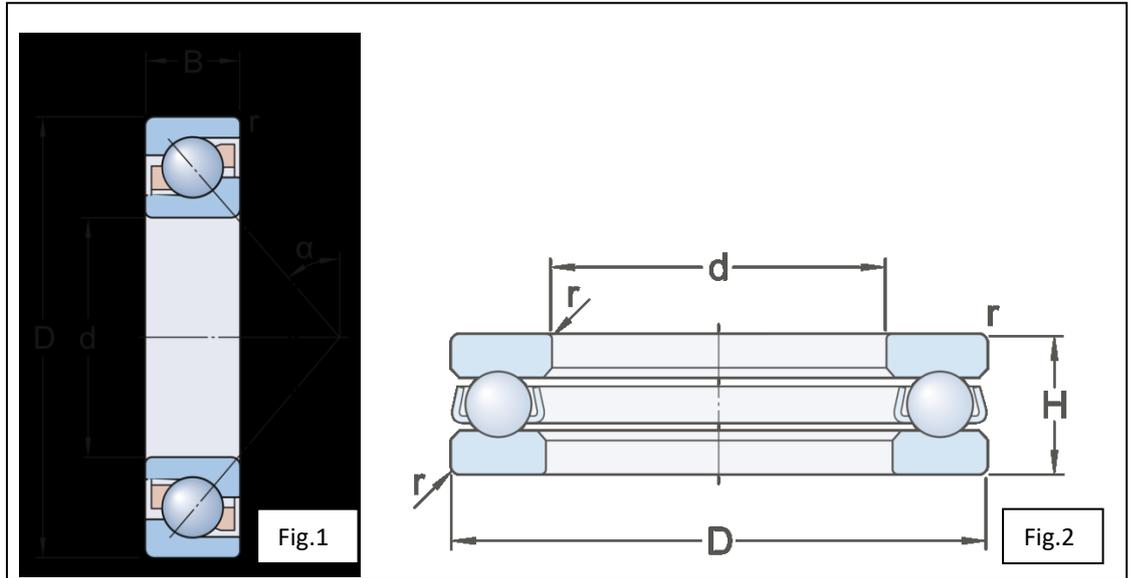
TERMINOLOGIA

Di seguito sono spiegati alcuni termini di uso frequente inerenti ai cuscinetti. Una raccolta esauriente di termini e definizioni specifiche per i cuscinetti sono contenute nella norma ISO 5593 Cuscinetti volventi – Vocabolario1.

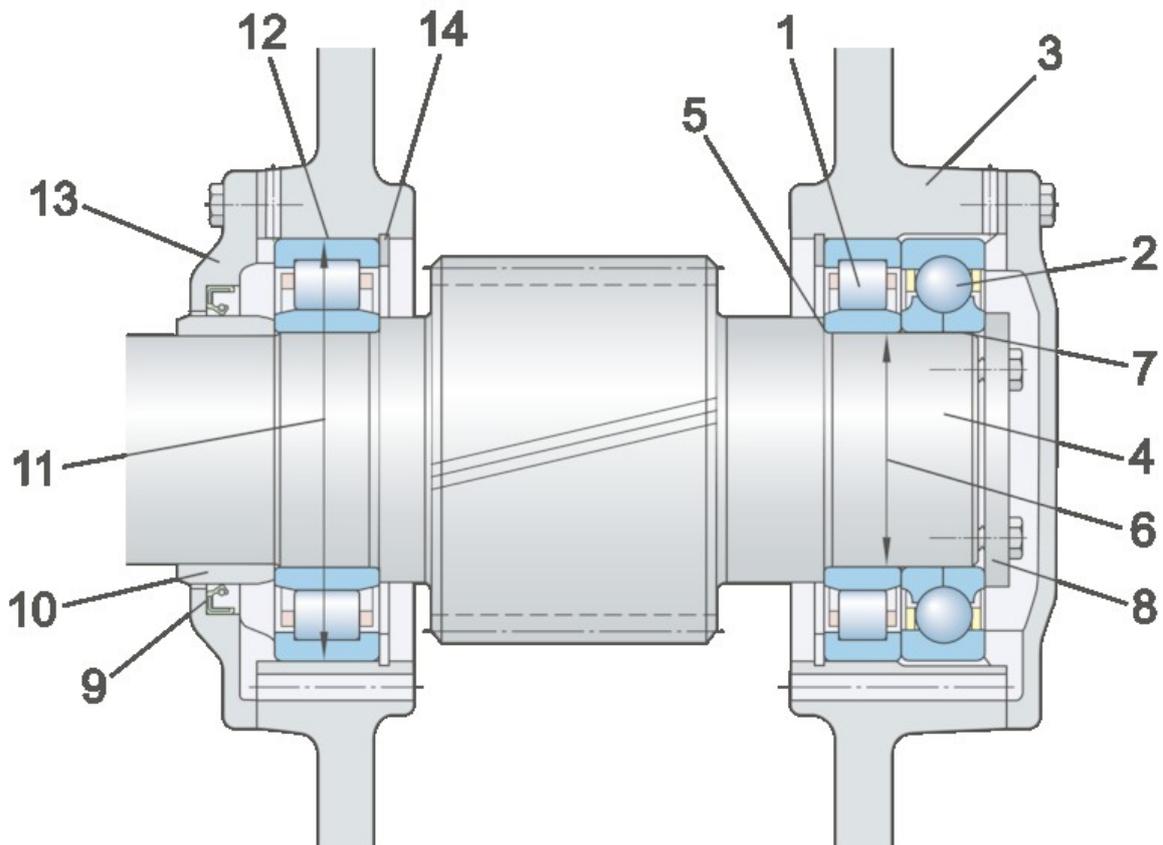
SIMBOLI

La maggior parte dei simboli adottati in questo catalogo sono conformi alle norme ISO. I simboli più comuni sono illustrati nelle fig. 1 e fig. 2.

d	Diametro foro
D	Diametro esterno
B	Larghezza cuscinetto
H	Altezza del cuscinetto
r	Dimensioni del raccordo
α	Angolo di contatto

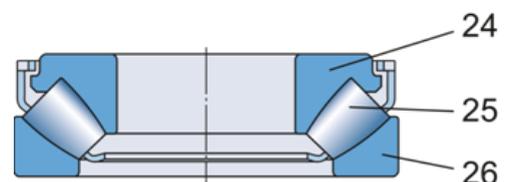
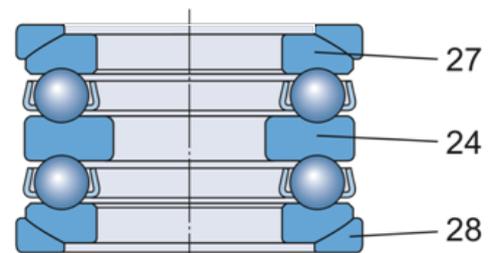
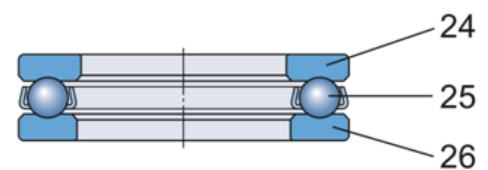
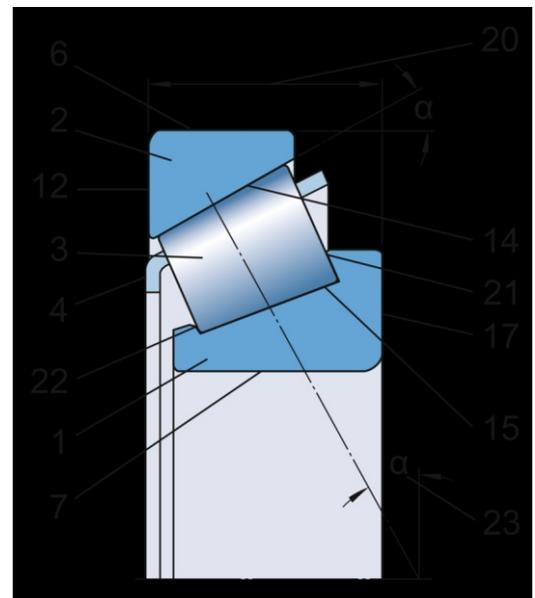
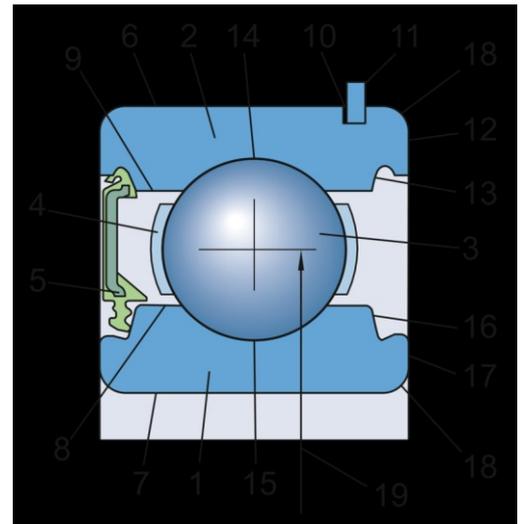


TERMINOLOGIA - SISTEMA ALBERO-CUSCINETTO-ALLOGGIAMENTO



1. Anello interno
2. Anello esterno
3. Corpo volvente:
 - sfera,
 - rullo cilindrico,
 - rullino,
 - rullo conico,
 - rullo sferico,
 - rullo toroidale
4. Gabbia
5. Dispositivo di protezione
 - Tenuta (realizzata in elastomero)
 - Schermo (realizzato in lamierino d'acciaio)
6. Superficie esterna dell'anello esterno
7. Foro dell'anello interno
8. Superficie spallamento dell'anello interno
9. Superficie spallamento dell'anello esterno
10. Scanalatura per anello di ancoraggio
11. Anello di ancoraggio
12. Facciata laterale dell'anello esterno
13. Rientranza per dispositivo di protezione
14. Pista dell'anello esterno
15. Pista dell'anello interno
16. Rientranza per dispositivo di protezione
17. Facciata laterale dell'anello interno
18. Raccordo
19. Diametro del cerchio primitivo del cuscinetto
20. Larghezza totale del cuscinetto
21. Flangia di guida
22. Flangia di ritenzione
23. Angolo di contatto

24. Ralla interna
25. Gruppo corpo volvente e gabbia
26. Ralla esterna
27. Ralla esterna con superficie sferica
28. Ralla esterna



COMPONENTI DEI CUSCINETTI

Un cuscinetto volvente tipico è formato dai seguenti componenti (fig. 1):

- un anello interno
- un anello esterno
- sfere o rulli, come elementi volventi
- una gabbia

Esistono diversi tipi di cuscinetti con dispositivi di protezione, schermi o tenute, incorporati su uno o entrambi i lati, I cuscinetti con dispositivo di protezione su ambo i lati sono riempiti di grasso in fase di produzione.

Offrono una soluzione economica e di poco ingombro, rispetto ai sistemi di tenuta esterni.

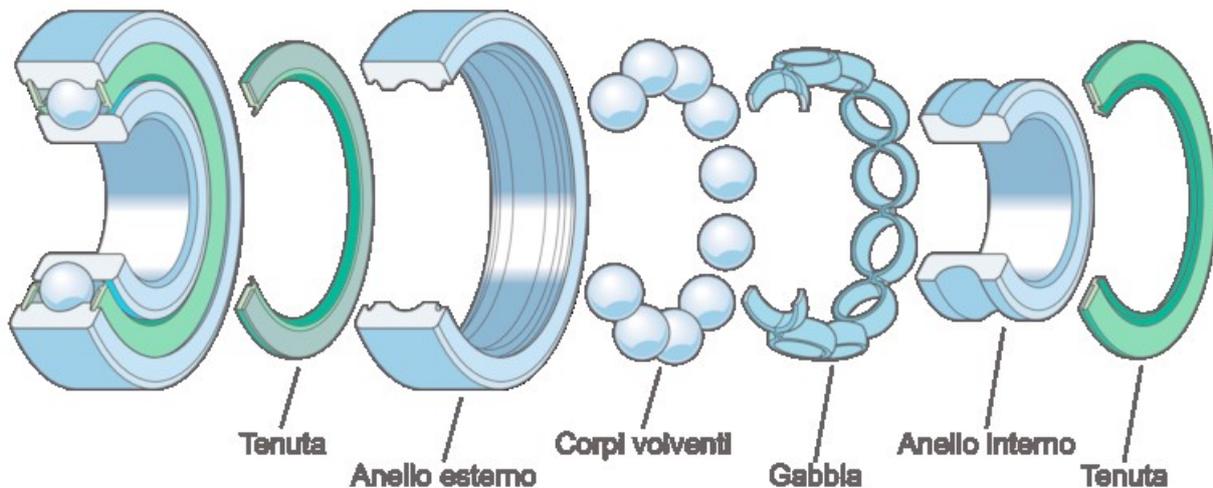


Fig.1

La pressione sulle aree di contatto di rotolamento e il rotolamento ciclico determina la fatica degli anelli del cuscinetto, quando questo è in funzione. Per ovviare al problema della fatica, gli anelli in acciaio devono essere temprati.

L'acciaio standard per anelli dei cuscinetti è il 100Cr6, contenente circa l'1% di carbonio e l'1,5% di cromo.

Gli anelli e le ralle dei cuscinetti SKF sono realizzati in acciaio in conformità a specifiche SKF.

Tali specifiche coprono tutti gli aspetti importanti per assicurare una lunga durata di esercizio del cuscinetto. In base ai requisiti specifici, SKF utilizza acciai inossidabili o acciai per alte temperature.

Gli elementi volventi (sfere o rulli) trasferiscono il carico tra gli anelli interno ed esterno.

Di norma, per gli elementi volventi si utilizza lo stesso acciaio degli anelli interni e delle ralle.

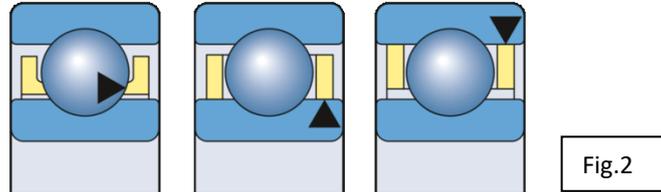
Se richiesto, gli elementi volventi possono essere realizzati in materiale ceramico. I cuscinetti con elementi volventi in ceramica sono considerati cuscinetti ibridi e sono sempre più diffusi.

Una gabbia assolve principalmente i seguenti compiti:

- separare gli elementi volventi, per ridurre il calore da attrito generato nel cuscinetto
- mantenere gli elementi volventi a una distanza uniforme per ottimizzare la distribuzione del carico
- guidare gli elementi volventi nella zona scarica del cuscinetto
- trattenere in posizione gli elementi volventi nel caso di montaggio o smontaggio di un anello in cuscinetti separabili

Le gabbie possono essere centrate in direzione radiale (fig. 2) su:

- elementi volventi
- anello interno
- anello esterno



Le gabbie centrate sugli elementi volventi facilitano la penetrazione del lubrificante nel cuscinetto. Le gabbie centrate sugli anelli, che assicurano una maggior precisione di guida, solitamente vengono impiegate quando i cuscinetti devono sopportare alte velocità, elevati livelli di vibrazione o forze d'inerzia determinate da movimenti dell'intero cuscinetto.

I tipi principali di gabbia sono:

- **Gabbie stampate in metallo (fig. 3)**

Le gabbie stampate in metallo (lamiera d'acciaio o talvolta lamiera di ottone) sono leggere e possono sopportare temperature elevate.

- **Gabbie massicce in metallo (fig. 4)**

Le gabbie massicce in metallo sono realizzate in ottone o, talvolta, acciaio o lega leggera. Consentono velocità, temperature, accelerazioni e livelli di vibrazione elevati.

- **Gabbie in polimero (fig. 5)**

Le gabbie in polimero sono realizzate in poliammide 66 (PA66), poliammide 46 (PA46) o, talvolta, polietereeterchetone (PEEK), oppure altri materiali polimerici. Le buone proprietà di scorrimento delle gabbie in polimero consentono basso attrito e, di conseguenza, velocità elevate. In condizioni di lubrificazione insufficiente, queste gabbie permettono di ridurre il rischio di grippaggio e danni secondari, poiché possono operare con lubrificazione limitata per un certo periodo di tempo.

- **Gabbie a perni (fig. 6)**

Le gabbie a perni in acciaio necessitano di rulli forati e vengono utilizzate solamente con i cuscinetti a rulli di grandi dimensioni. Si tratta di gabbie relativamente leggere, che permettono di incorporare un gran numero di rulli.



Fig.3



Fig.4



Fig.5



Fig.6

I SISTEMI DI TENUTA INTEGRATI

I sistemi di tenuta integrati possono prolungare notevolmente la durata di esercizio dei cuscinetti realizzando la ritenzione del lubrificante e l'esclusione degli agenti contaminanti. I cuscinetti SKF sono disponibili con diversi tipi di dispositivi di protezione:

Schermi

Tra anello interno e schermo è presente una piccola luce.

I cuscinetti con schermi (fig. 7) si utilizzano in condizioni di esercizio relativamente pulite, oppure se è importante mantenere basso l'attrito per motivi di velocità o temperature di esercizio.

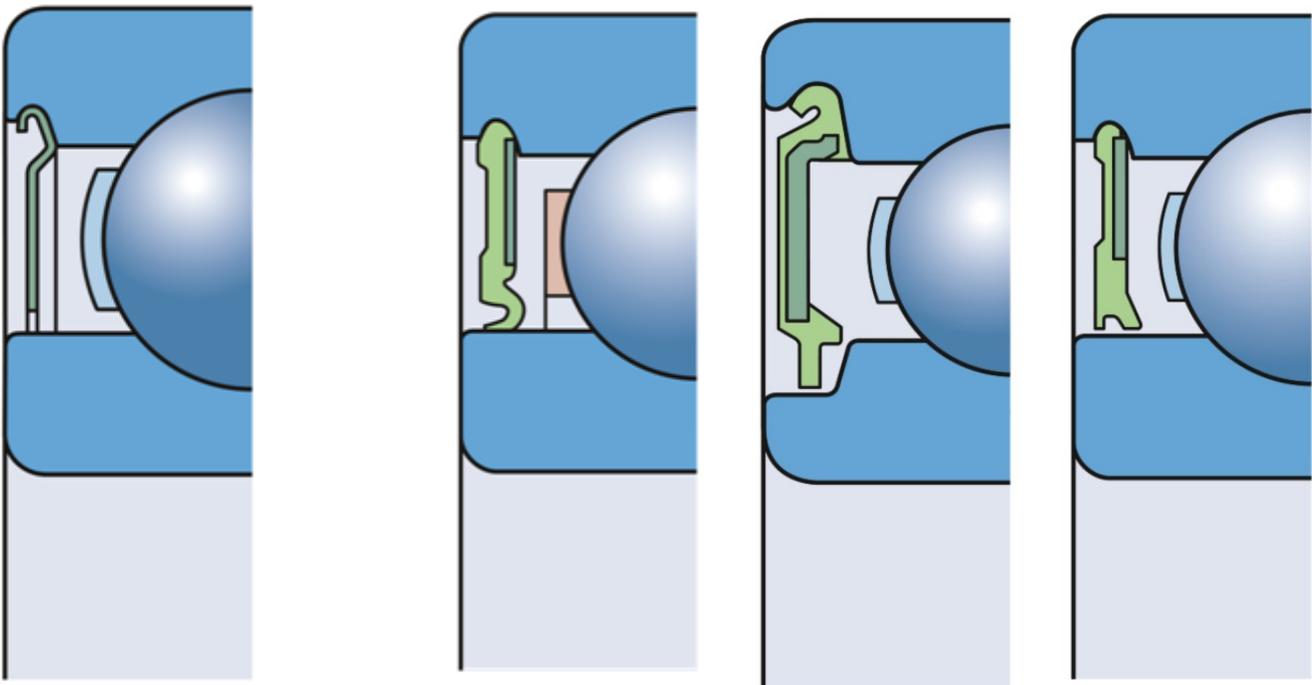
Tenute

I cuscinetti con tenute sono preferibili per le disposizioni destinate ad applicazioni moderatamente contaminate.

Se non è possibile escludere la presenza di acqua o umidità, tipicamente, si utilizzano tenute striscianti (fig. 8).

Queste tenute realizzano un contatto vantaggioso con la superficie di scorrimento su uno degli anelli del cuscinetto.

Le tenute a basso attrito (fig. 9) e le tenute non striscianti (fig. 10) consentono il funzionamento alle stesse velocità dei cuscinetti con schermi, ma sono più efficienti in termini di tenuta.



Per il supporto nella posizione libera viene utilizzato un cuscinetto a rulli cilindrici, mentre per il supporto in quella di vincolo una coppia di cuscinetti obliqui a una corona di sfere per montaggio universale.

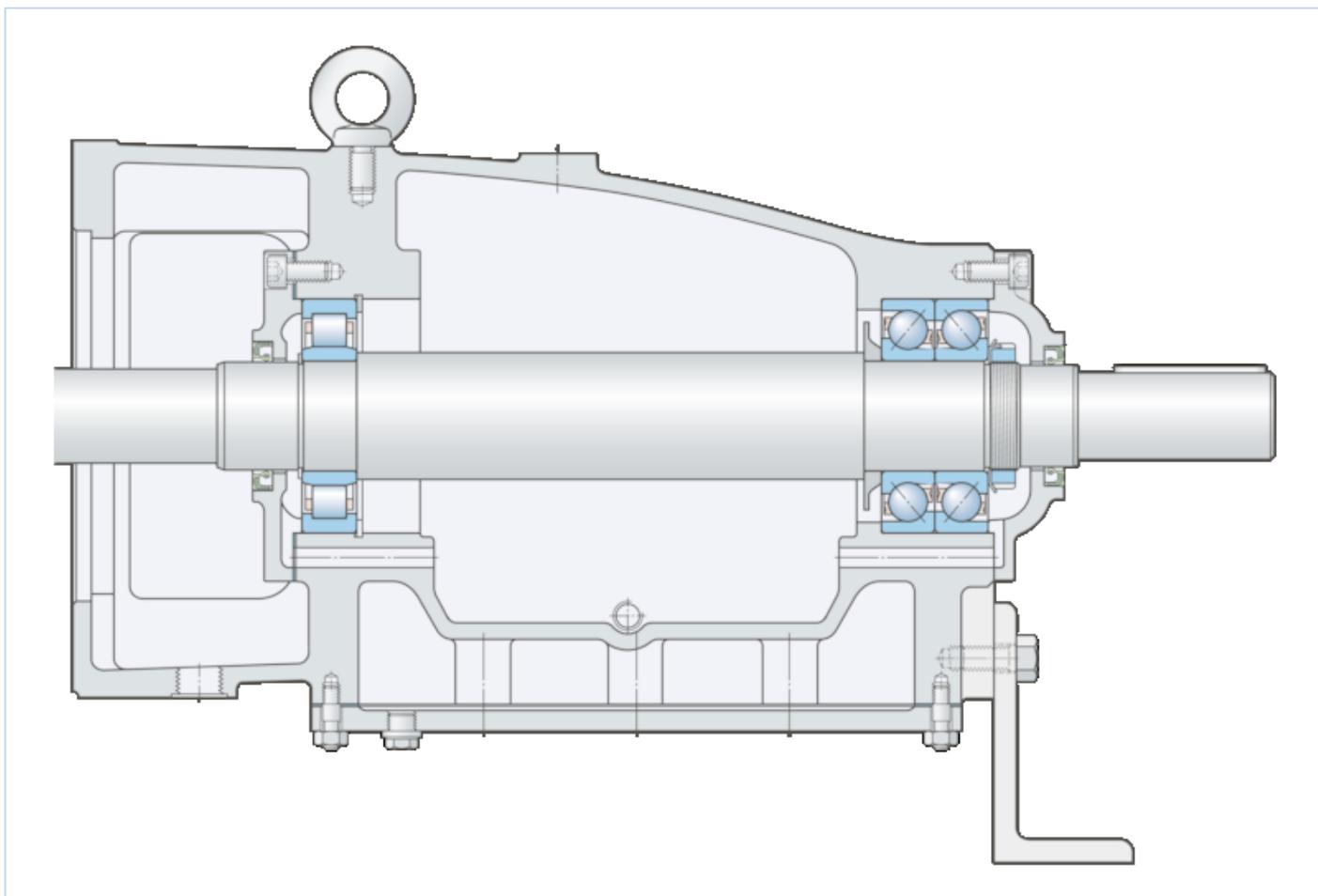
Il cuscinetto a rulli cilindrici serie NU viene utilizzato per le seguenti ragioni:

- Può consentire la dilatazione termica dell'albero al suo interno.
- L'anello interno è scomponibile, quindi può essere separato da quello esterno con rulli e gabbia – ciò semplifica il montaggio della pompa e consente accoppiamenti con interferenza su entrambi gli anelli interno ed esterno.

Per quanto concerne i cuscinetti obliqui a una corona di sfere per montaggio universale:

- I cuscinetti a sfere con angolo di 40° sono adatti per sopportare pesanti carichi assiali a velocità da medie a elevate.
- I cuscinetti sono disposti ad "O", con gli anelli interni vincolati e montati con interferenza sull'albero. Dato che il gioco della coppia viene controllato vincolando gli anelli interni, gli anelli esterni possono essere posizionati nell'alloggiamento tra uno spallamento e un coperchio, eliminando la necessità del vincolo di precisione.

Entrambe le sedi dei cuscinetti nell'alloggiamento sono lavorate in una posizione di vincolo per mantenere un buon allineamento. Il disallineamento è inferiore a 2 minuti di arco, ovvero entro limiti accettabili per la coppia di cuscinetti obliqui a sfere e il cuscinetto a rulli cilindrici.



VIBROVAGLIO

Il vibrovaglio, o vaglio circolare, è uno strumento utilizzato per la setacciatura (o vagliatura) di sostanze granulari e che consente la classificazione e il controllo qualitativo di polveri, granulati e materiale solido in genere, secco o umido.

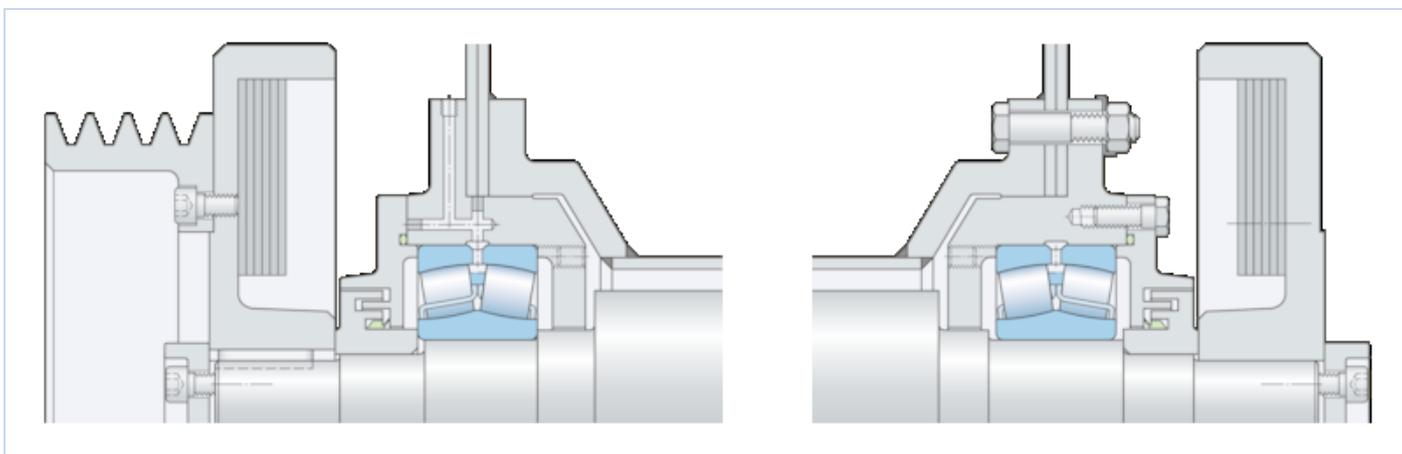
Viene utilizzata una disposizione con cuscinetti per lato di vincolo/ libero.

Il cuscinetto sul lato della trasmissione è quello di vincolo. Ciò limita lo spostamento assiale della puleggia di trasmissione, consentendo di risparmiare energia e prolungare la durata della cinghia.

Il cuscinetto opposto per la posizione libera consente lo spostamento assiale determinato dalla dilatazione termica dell'albero.

I cuscinetti sono a una distanza di 3 metri e la struttura del vibrovaglio è formata da componenti in acciaio saldati e imbullonati. La deflessione dell'albero e il disallineamento dei supporti sotto carico impone cuscinetti in grado di compensare il disallineamento.

Per questo nuovo vibrovaglio sono stati scelti cuscinetti orientabili a rulli, la soluzione tipica. Possono sopportare carichi pesanti e il disallineamento tra anello interno ed esterno, senza alcuna riduzione della durata di esercizio.



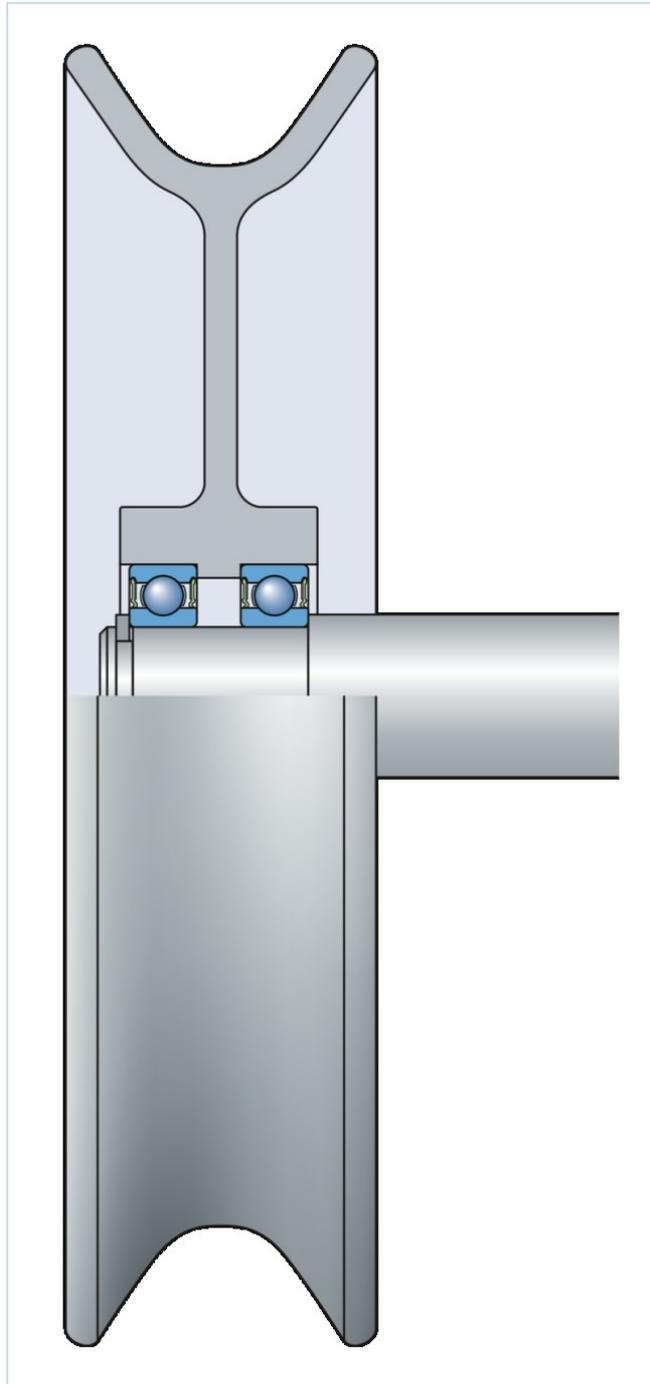
PULEGGIA A GOLA

Questo esempio mostra la procedura per la scelta dei cuscinetti per un'applicazione con pulegge a gola in una macchina da carta. Dati i carichi leggeri e le velocità moderate, le pulegge a gola utilizzano due cuscinetti radiali a sfere.

Per assicurare lunghi periodi senza manutenzione, sono necessari cuscinetti schermati.

I cuscinetti radiali a sfere SKF sono disponibili con tenute in varie esecuzioni.

Viene utilizzata una disposizione di cuscinetti flottante, in cui ogni cuscinetto vincola la puleggia assialmente in una direzione e la disposizione completa può muoversi in direzione assiale per una piccola distanza tra le due posizioni estreme.



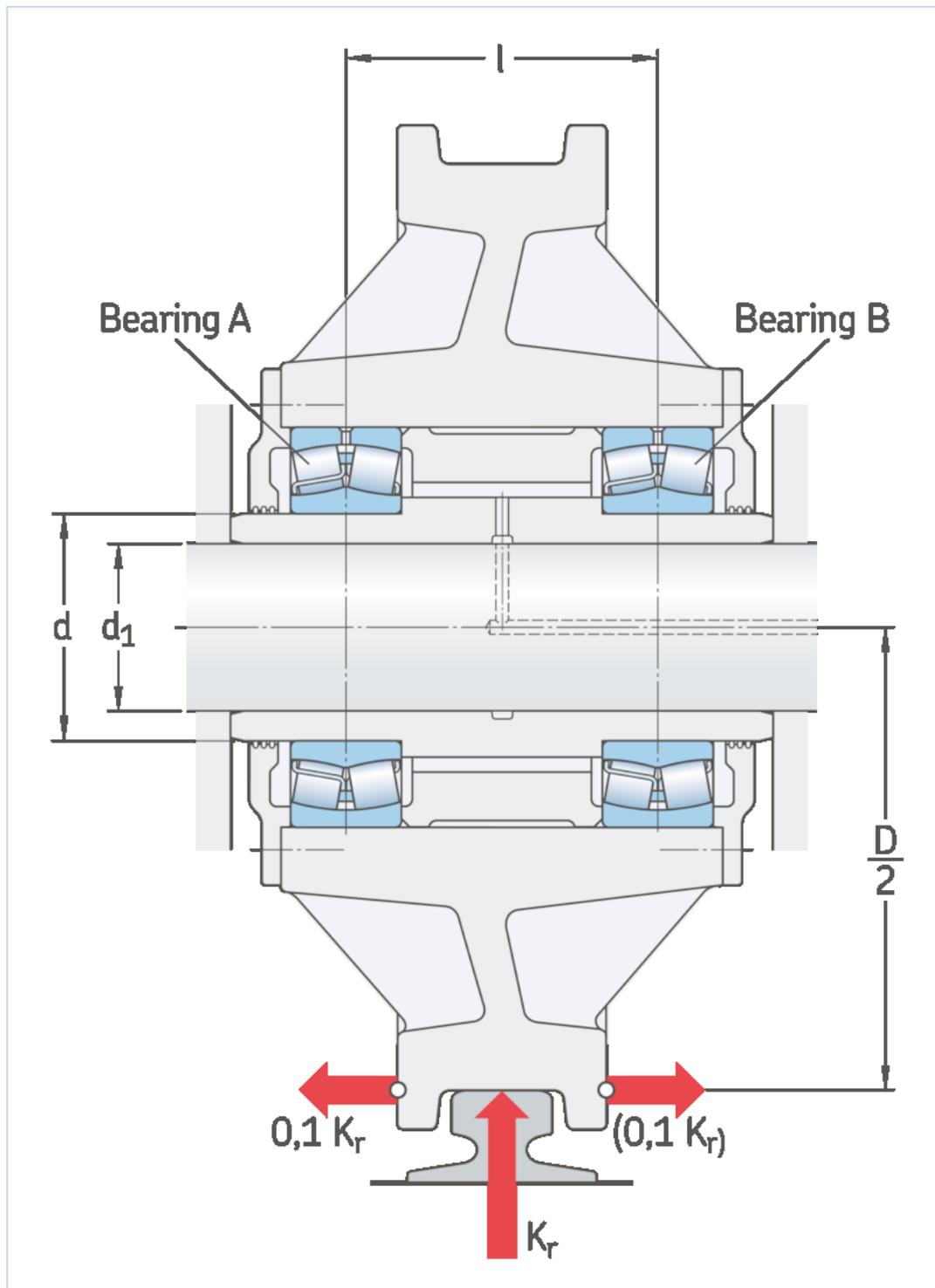
RUOTE DI SUPPORTO

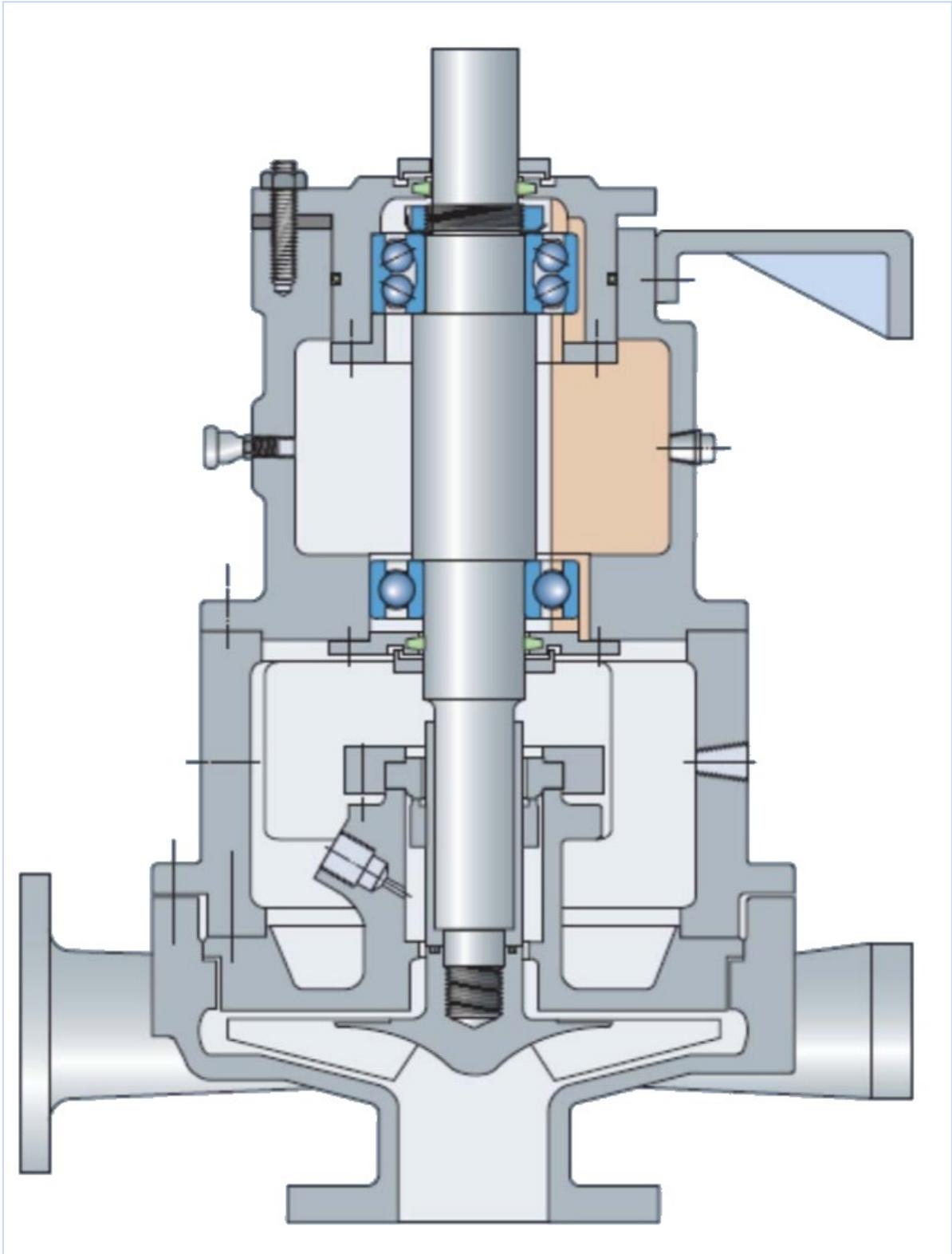
Quest'esempio mostra la procedura di scelta dei cuscinetti per la ruota di supporto di una gru.

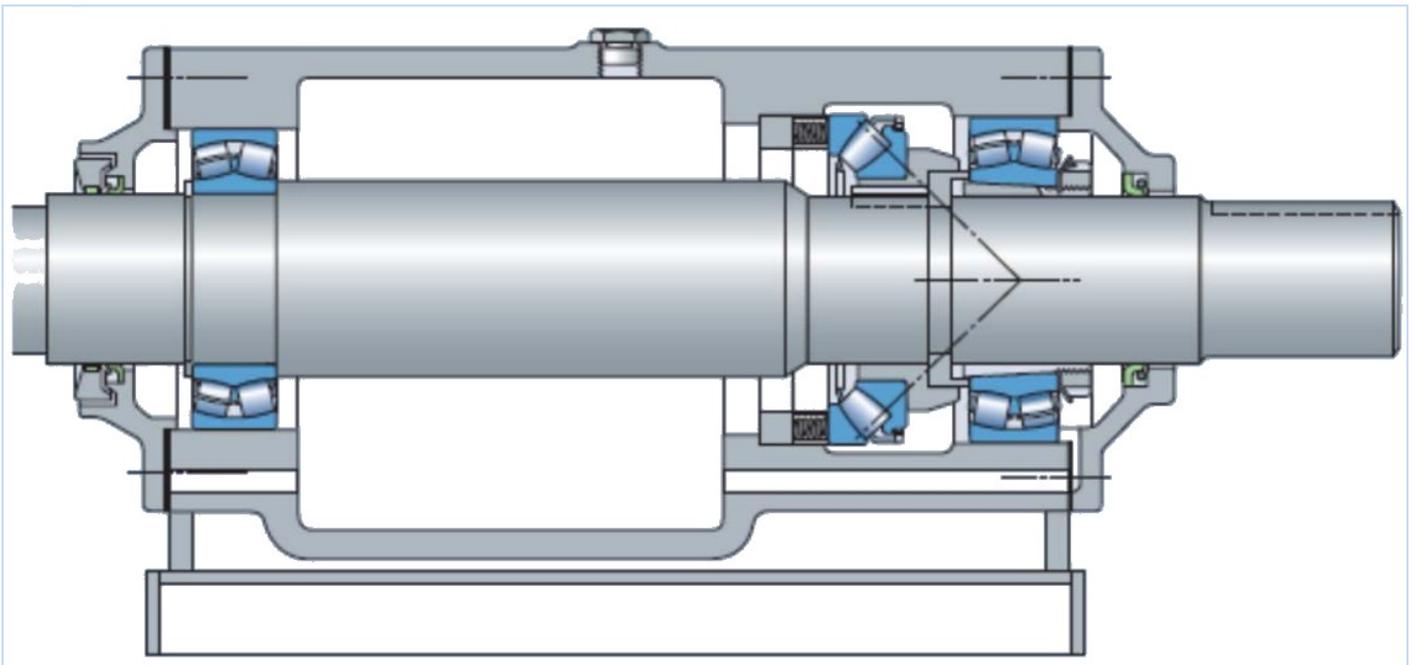
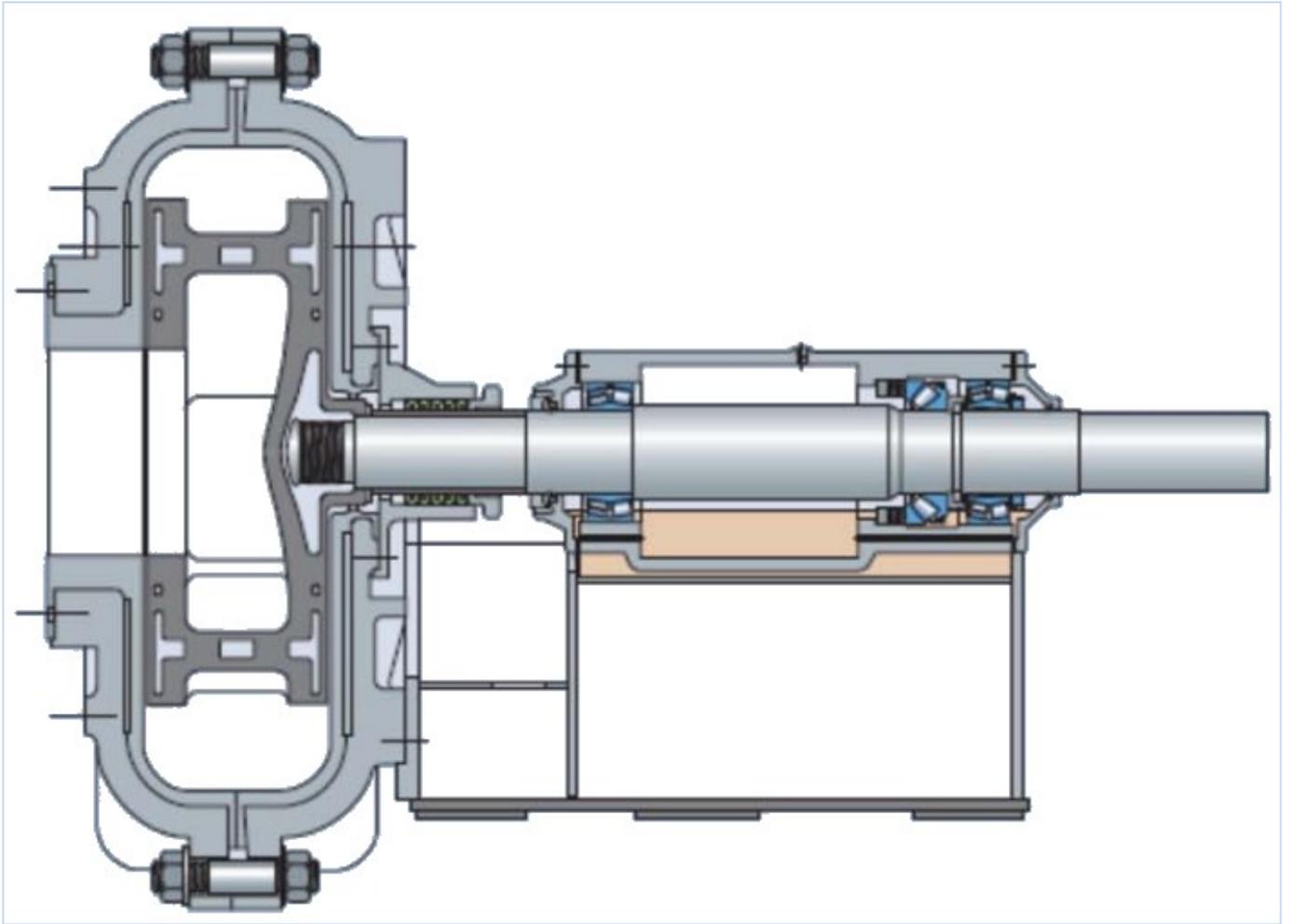
La ruota di supporto è dotata di due flange che guidano la gru sulla rotaia.

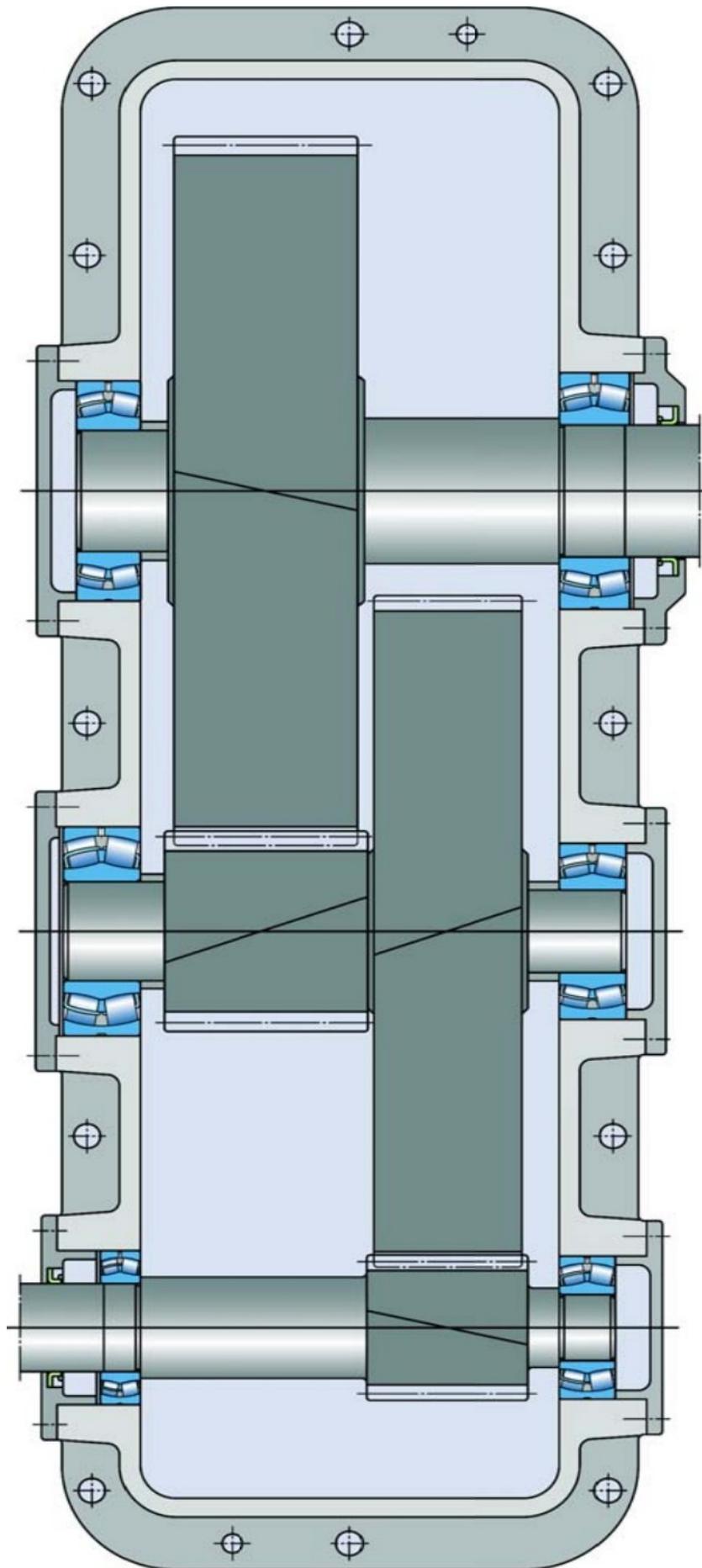
I cuscinetti sono montati su una bussola intermedia, supportata da un asse fisso.

Un accoppiamento lasco tra bussola intermedia e asse fisso risulta vantaggioso, perché facilita il montaggio del gruppo ruota sulla struttura della gru.

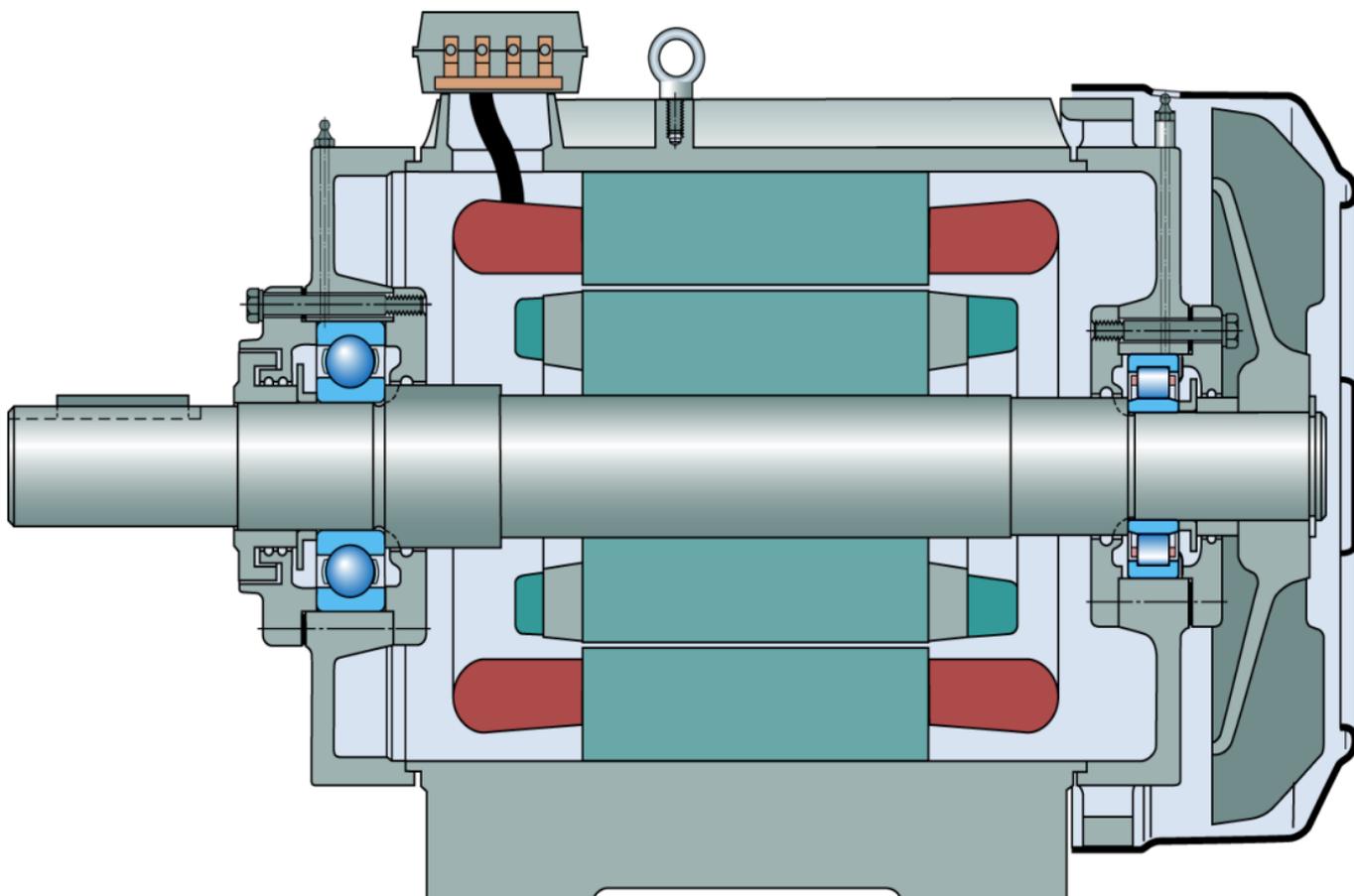








MOTORE ELETTRICO



CARICHI ASSIALI IMPORTANTI

