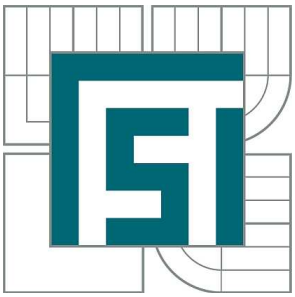
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VÍROVÉ TURBINY S PROTIBĚŽNÝMI KOLY

THE CONSTRUCTION OF SWIRL TURBINE WITH COUNTER-ROTATING RUNNERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Ing. TOMÁŠ POKORNÝ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Tomáš Pokorný

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukční řešení vírové turbiny s protiběžnými koly

v anglickém jazyce:

The construction of swirl turbine with counter-rotating runners

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při využívání vyšších spádů je možné používat dvě protiběžná kola vírové turbiny, stroj bude kavitačně odolnější.
Konstrukční řešení by mělo realizovat návrh tohoto typu stroje.

Cíle diplomové práce:

Konstrukční návrh stroje typu vírové turbiny s protiběžnými oběžnými koly, základní pevnostní výpočty, návrh ložisek.

Seznam odborné literatury:

[1] Nechleba, M.: Vodní turbiny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha,1962.

[2] Fleischner, P., Nechleba, M.: Hydromechanika lopatkových strojů. Skripta VUT v Brně , 1976.

[3] Nechleba, M., Druckmuller, M.: Vodní turbiny I.Skripta VUIT v Brně , 1990.

[4] Kanemoto, T., Suzuki, T.:Counter Rotating Type Hydroelectric Unit Suitable for Tidal Power Station, 25-th IAHR Symposium on hydraulic machinery and systems, September 20-24, 2010, Timisoara, Romania.

Vedoucí diplomové práce:Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 16.11.2011 15:04

L.S.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ DĚKANÁT

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Abstrakt

Konstrukční řešení vírové turbíny s protiběžnými koly. Diplomová práce magisterského studia 2. ročníku. Uvedená diplomová práce je odborná technická zpráva. Obsahem této technické zprávy je konstrukční návrh turbíny, pevnostní výpočet navržených dílů, návrh ložisek a vypracování výkresové dokumentace pro výrobu.
Klíčová slova: vírová turbína s protiběžnými koly, konstrukční návrh, pevnostní výpočet.

Abstract

The construction of swirl turbine with counter-rotating runners. Master's thesis of master's studies of 2th years. This master's thesis is a technical report. The content of this technical report is engineering design of turbine, strength calculation of designed parts, design of bearings and development drawings for production.
Keywords: swirl turbine with counter-rotating runners, engineering design, strength calculation.

Bibliografická citace

Ing. POKORNÝ, T.: *Konstrukční řešení vírové turbíny s protiběžnými koly.* Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 8. 10. 2012

. . . . . .

Ing. Tomáš Pokorný

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce za odborné vedení, poskytnuté podklady a literaturu potřebnou pro zpracování diplomové práce.

Dále chci poděkovat rodině za podporu, kterou mi poskytovala po celou dobu studia.

Tomáš Pokorný

Obsah

1. Úvod.....1

2. Hydraulický návrh parametrů oběžného kola.....2

2.1 Jednotkové parametry v optimu a modelová podobnost.....2

2.2 Základní hydraulické předpoklady pro sériové uspořádání vírových turbín.....3

3. Konstrukční návrh hřídelů.....5

3.1 Obecný popis vzájemného uspořádání hřídelů.....5

3.2 Rozbor pevnostního namáhání hřídelů.....5

3.3 Teorie kombinovaného namáhání krut + ohyb.....8

3.4 Rozbor rázového namáhání hřídelů.....9

3.5 Návrh hřídelů s ohledem na popsané způsoby namáhání.....9

3.6 Pevnostní výpočet hřídelů.....11

3.7 Vliv drážky pro pero a odsazení průměru.....14

4. Návrh per.....15

4.1 Volba rozměrové skupiny pera a drážky v hřídeli podle průměru.....15

4.2 Pero pod oběžná kola 18e8 x 7.....16

4.2.1 Návrh minimální délky pera pod oběžné kolo s ohledem na otlačení.....16

4.2.2 Kontrola minimální délky pera na základě statické pevnosti ve střihu.....17

4.3 Pero pod dynamometr 18e10 x 8.....18

4.3.1 Návrh minimální délky pera pod dynamometr s ohledem na otlačení.....18

5. Vnější uložení hřídelů v systému ložiskových kozlíků.....19

5.1 Rozbor celkového konstrukčního uspořádání ložiskového kozlíku.....19

5.2 Popis utěsnění ložiskového kozlíku.....19

5.3 Rozbor použitých ložisek.....20

5.4 Rozbor ustavení axiální polohy hřídele.....20

5.5 Využití stávajících komponent pro ložiskové kozlíky a jejich úprava.....22

5.6 Kontrola mechanických charakteristik použitých ložisek.....23

5.6.1 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení P_D.....23

5.6.2 Výpočet dynamické únosnosti na provozní hodiny.....28

6. Uložení ve vnitřních opěrných bodech pomocí kluzných ložisek.....29
6.1 Deskripce uložení.....29
6.2 Definování pracovního režimu statorového kluzného ložiska.....30
6.3 Definování konstrukčních a rozměrových parametrů ložisek.....31
6.4 Deskripce výpočtu provozních parametrů ložiska.....33
6.5 Určení radiální ložiskové vůle z uložení.....34
6.6 Výpočet provozních parametrů kluzných ložisek.....34

7. Výrobní, montážní výkresová dokumentace a fotodokumentace.....36
7.1 Seznam výkresové dokumentace.....36
7.2 Fotodokumentace vyrobených dílů.....38

8. Závěr.....40

9. Seznam použitých veličin a zkrate.....41
9.1 Latinka.....41
9.2 Řecké písmo.....43

10. Přílohy.....44

11. Literární zdroje.....62

1. Úvod

Z hlediska technické specifikace vírové turbíny s dvojící protiběžných kol lze říci, že uspořádání dvou oběžných kol řazených sériově za sebou je koncepce, která předpokládá, že oběžná kola budou v tomto uspořádání kavitačně odolnější. Dvě oběžná kola však vytváří větší třecí plochu, která pak slouží jako prostředek pro disipaci energie. Vzhledem k silně rozrotovanému proudu od prvního oběžného kola je nutné do prostoru za první oběžné kolo vsadit stator, který proud částečně narovná pro druhé oběžné kolo, které rotuje v protiběžnému smyslu rotace. Stator však vytváří opět dodatečné třecí plochy. Koncepce dvou oběžných kol však umožňuje distribuovat celkovou spádovou výšku mezi oba stupně tak, aby byla dosažena maximální účinnost, tedy zatížit víc první stupeň, který pracuje s větší účinností, což by mělo zvýšenou disipaci v podobě tření o větší funkční plochu kompenzovat. Tuto logickou úvahu je ovšem nutné ověřit při skutečném měření. Z tohoto důvodu bylo nutné navrhnout novou konstrukci pro zmíněné uspořádání a podrobit ji výrobě, což je předmětem této diplomové práce.

Diplomová práce je tedy orientována na konstrukci a předpokládá návrh celkové konstrukční koncepce vírové turbíny s protiběžnými koly. Je nezbytné vytvořit v 3D modeláři kompletní model soustrojí se všemi díly, které jsou součástí turbíny. Model pak musí zahrnovat i komponenty, které se budou přebírat ze zkušebny odboru FLI. Již vyrobené díly pak budou tvořit základní rozměrový podklad pro celkovou konstrukční koncepci, aby bylo dosaženo co nejmenších výrobních nákladů.

Je nutné vytvořit odpovídající výkresovou dokumentaci v souladu se všemi normami ČSN tak, aby mohly být nové díly vstupující do sestavy podrobeny externí výrobě.

Pro nově navrhnuté díly jsou provedeny základní pevnostní výpočty vztažené k navrhnutým parametrům turbíny tak, aby se ověřila jejich pevnostní únosnost v běžném provozním stavu. Z hlediska výpočtů je rovněž nutné ověřit životnost přebíraných dílů ze zkušebny FLI vzhledem k novým provozním parametrům, jedná se především o ložiska.

Diplomová práce rovněž zahrnuje definování všech přebíraných dílů dle aktuálních norem ČSN tak, aby byla zřejmá jejich detailní technická specifikace z hlediska rozměrových skupin, typů a vzájemného uspořádání, pokud by bylo nutné některé z přebíraných dílů nakupovat například z důvodu většího opotřebení. Jedná se zejména o ložiska, spojovací materiál, těsnicí prvky a upínací součásti.

Tato diplomová práce je tedy svým charakterem konstrukční téma, jehož hlavním výstupem je výkresová dokumentace a externí výroba navrhnutých komponent dle zmíněných výkresů.

2. Hydraulický návrh parametrů oběžného kola

2.1 Jednotkové parametry v optimu a modelová podobnost

Pro dílo, respektive pro oběžné kolo vírové turbíny o vnějším průměru D_T = 335 mm, při průtoku Q = 0,324 m^3s^{-1} a spádu H = 3,6 m, bylo provedeno na univerzální měřící stanici vyhodnocení základních provozních charakteristik Q_{11}; n_{11}; η. Měření předpokládalo sériové uspořádání dvojice oběžných kol o stejném vnějším průměru D. Z naměřených a vyhodnocených dat byla stanovena oblast provozního optima, při kterém je vhodné turbíny provozovat s ohledem na dosažení nejvyšší provozní účinnosti.

Jednotkové veličiny optimálních pracovních bodů prvního a druhého kola při sériovém zapojení

Oběžné kolo: první druhé

$$Q_{11}^{(1)} = 1{,}95\ \mathrm{m^3 \cdot s^{-1}} \qquad Q_{11}^{(2)} = 2{,}433\ \mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$$

$$n_{11}^{(1)} = 173{,}1\ \mathrm{min^{-1}} \qquad n_{11}^{(2)} = 215{,}98\ \mathrm{min^{-1}}$$

Pozn.: Jednotkové veličiny jsou pro D_T = 335 mm a D_T= 200 mm totožné.

Rozměrové parametry oběžných kol D_T = 200 mm byly odvozeny na základě modelové podobnosti z díla D_T = 335 mm. Analogicky budou pomocí výše uvedených parametrů jednotkového průtoku Q_{11} a jednotkových otáček n_{11} stanoveny hodnoty provozních otáček n [min^{-1}] a průtoku Q [m^3s^{-1}] pro průměr D_T = 200 mm.

Z jednotkových otáček bylo dále stanoveno rozdělení celkové spádové výšky H = 3,6 m mezi obě oběžná kola v optimálním poměru. V procentuálním vyjádření vzhledem k celkovému teoretickému výkonu pak vychází 60,9 % na první oběžné kolo a 39,1 % na kolo druhé. Při takovém uspořádání je dosaženo nejvyšší účinnosti. Celková spádová výška H = 3,6 m a její distribuce mezi obě oběžná kola bude pro oba průměry totožná.

Výpočet provozních parametrů díla $\varnothing D_{T\,1;2} = 335\ \mathrm{mm};\ Q_T = 0{,}324\ \mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$

Stanovení spádové výšky připadající na první a druhý stupeň

$$Q_{11} = \frac{Q_T}{D_T{}^2 \cdot \sqrt{H}} \Rightarrow H = \left(\frac{Q_T}{Q_{11} \cdot D_T{}^2}\right)^2 \qquad 2.1$$

$$H_1 = \left(\frac{Q}{Q_{11}^{(1)} \cdot D_T{}^2}\right)^2 = \left(\frac{0{,}324}{1{,}95 \cdot 0{,}335^2}\right)^2 = 2{,}19\ \mathrm{m}$$

$$H_2 = \left(\frac{Q}{Q_{11}^{(2)} \cdot D_T{}^2}\right)^2 = \left(\frac{0{,}324}{2{,}43 \cdot 0{,}335^2}\right)^2 = 1{,}41\ \mathrm{m}$$

Stanovení provozních otáček, které jsou totožné pro oba stupně

$$n_{11} = \frac{n_T \cdot D_T}{\sqrt{H}} \Rightarrow n_T = \frac{n_{11} \cdot \sqrt{H}}{D_T} \quad (2.2)$$

$$n_T = \frac{n_{11}^{(1)} \cdot \sqrt{H_1}}{D_T} = \frac{173{,}1 \cdot \sqrt{2{,}19}}{0{,}335} = 765\ \mathrm{min}^{-1}$$

$$\text{Kontrola:} \quad n_T = \frac{n_{11}^{(2)} \cdot \sqrt{H_2}}{D_T} = \frac{215{,}98 \cdot \sqrt{1{,}41}}{0{,}335} = 765\ \mathrm{min}^{-1}$$

Výpočet provozních parametrů $\varnothing D_{T\,1;2} = 200$ mm pro spádové výšky H_1 = 2,19 m a H_2 = 1,41 m

Stanovení průtoku pro turbínu D_T = 200 mm

$$Q_{11} = \frac{Q_T}{D_T{}^2 \cdot \sqrt{H}} \Rightarrow Q_T = Q_{11} \cdot D_T{}^2 \cdot \sqrt{H} \quad (2.3)$$

$$Q_T = Q_{11}^{(1)} \cdot D_T{}^2 \cdot \sqrt{H_1} = 1{,}95 \cdot 0{,}200^2 \cdot \sqrt{2{,}19} = 0{,}1154\ \mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}$$

$$\text{Kontrola:} \quad Q_T = Q_{11}^{(2)} \cdot D_T{}^2 \cdot \sqrt{H_2} = 2{,}43 \cdot 0{,}200^2 \cdot \sqrt{1{,}41} = 0{,}1154\ \mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}$$

Stanovení provozních otáček

$$n_T = \frac{n_{11}^{(1)} \cdot \sqrt{H_1}}{D_T} = \frac{173{,}1 \cdot \sqrt{2{,}19}}{0{,}200} = 1281\ \mathrm{min}^{-1}$$

$$\text{Kontrola:} \quad n_T = \frac{n_{11}^{(2)} \cdot \sqrt{H_2}}{D_T} = \frac{215{,}98 \cdot \sqrt{1{,}41}}{0{,}200} = 1281\ \mathrm{min}^{-1}$$

Kde: $H_{1;2}$[m] spád zpracovaný na prvním a druhém stupni
D_T [m] průměr oběžného kola
n_T [min^{-1}] otáčky turbíny
Q_T [m^{3}s^{-1}] průtok turbínou
$Q_{11}^{(1;2)}$[m^{3}s^{-1}] jednotkový průtok prvního a druhého stupně
$n_{11}^{(1;2)}$[min^{-1}] jednotkové otáčky prvního a druhého stupně

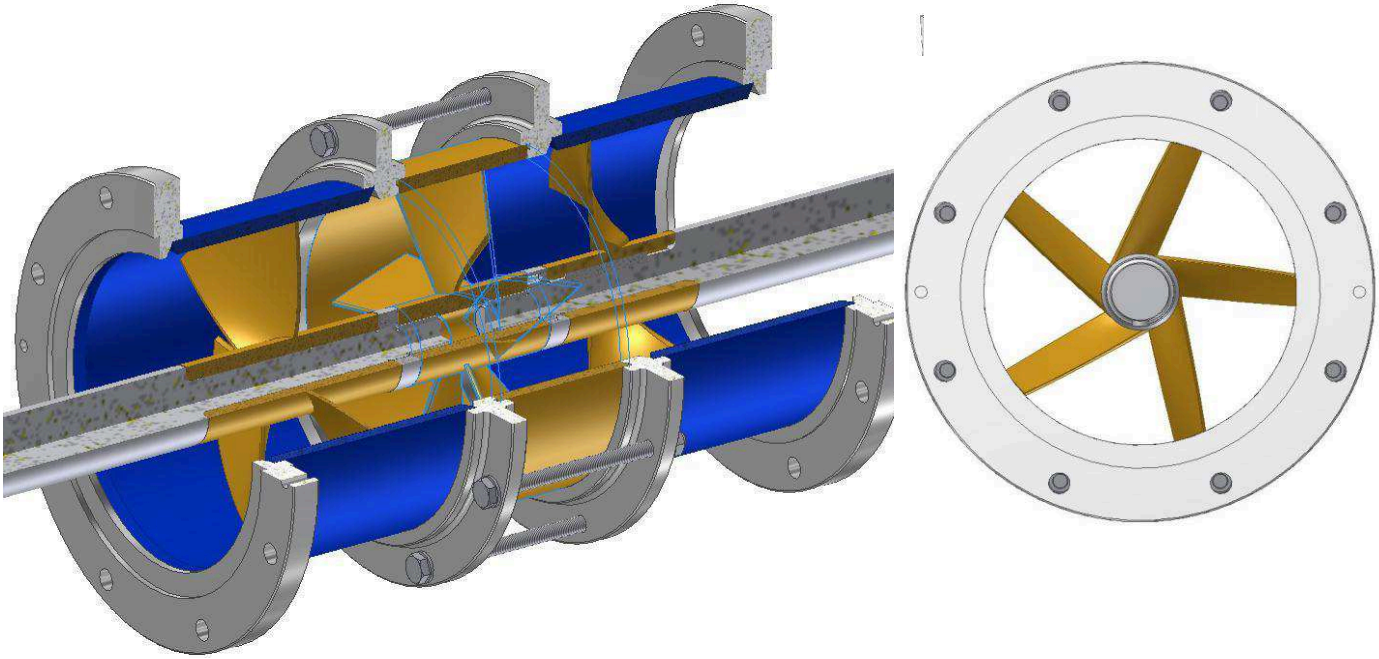
2.2 Základní hydraulické předpoklady pro sériové uspořádání dvojice vírových turbín

První oběžné kolo musí zpracovat co možná největší podíl spádové energie, jelikož voda na lopatky prvního oběžného kola proudí v axiálním smyslu, což zaručuje vysokou účinnost. Na druhé oběžné kolo přiteče voda rozrotovaná od prvního stupně. Rotace vody způsobí na druhém oběžném kole větší disipaci energie, a tím dojde k poklesu účinnosti.

Velikost zpracované spádové energie na prvním oběžném kole je limitována jednotkovým průtokem Q_{11} druhého kola, který nesmí překročit hodnotu $Q_{11} = 3\ m^3$, protože pak by na druhé kolo připadala příliš malá spádová výška H.

V důsledku rotace vody za prvním stupněm je nutné, aby druhé oběžné kolo bylo řešeno jako protiběžné. Současně se za první oběžné kola vsadí statorová mříž, která částečně narovná a upraví proud pro druhé oběžné kolo.

Konstrukce vsazení statorové mříže mezi obě oběžná kola bude řešena tak, aby bylo možné stator vyjmout. Stator bude vyroben pomocí CNC obrábění z válcového polotovaru a bude stažen šrouby mezi dvě komory oběžných kol, které jsou rozměrově totožné. Tím je zaručena maximální přesnost lopatek statoru, zejména s ohledem na vstupní a výstupní úhly jednotlivých lopatek. Je možné rovněž vyrobit více variant statorových mříží.

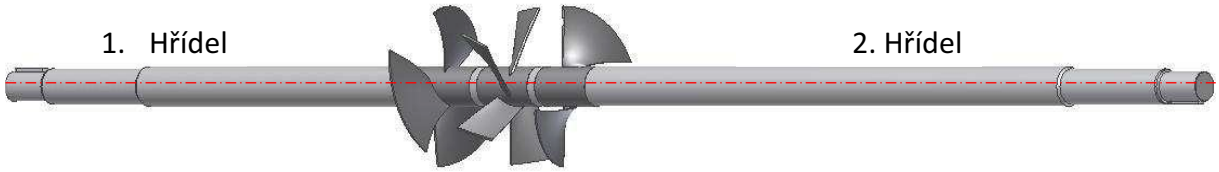


Obr. 2.1 Stator vsazený mezi komory prvního a druhého oběžného kola

3. Konstrukční návrh hřídelů

3.1 Obecný popis vzájemného uspořádání hřídelů

Vyvedení výkonu od dvou oběžných kol v horizontálním uspořádání se předpokládá pomocí dvojice souosých nezávislých hřídelů, které rotují ve vzájemně opačném smyslu.



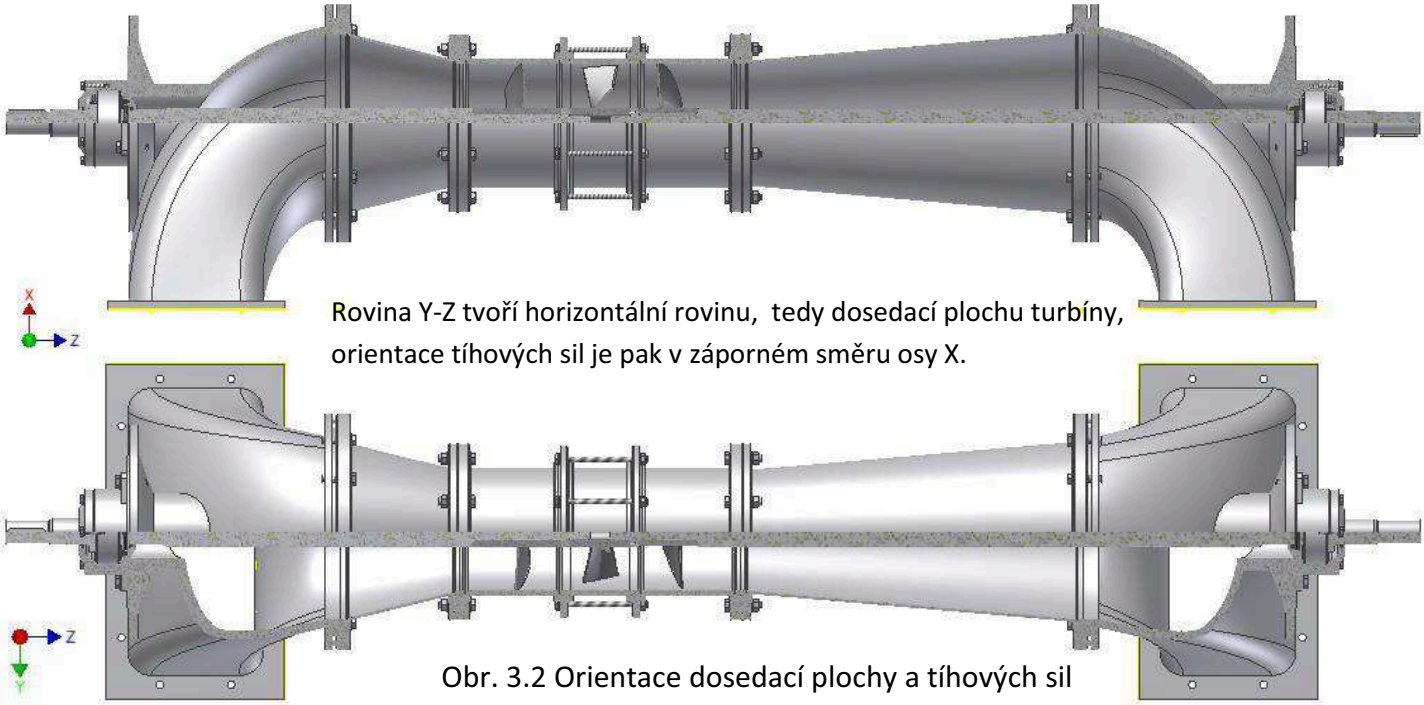
Obr. 3.1 Uspořádání protiběžně rotujících hřídelů

Rozdělení celkového hydraulického výkonu mezi dvojici oběžných kol bude v poměru 60,9 % na první kolo (při dosahované hydraulické účinnosti $\eta_H = 80\ \%$) a 39,1 % na kolo druhé (hydraulická účinnost $\eta_H = 60\ \%$). Z tohoto výkonového rozložení budou dopočítány i hodnoty krouticích momentů připadajících na hřídel prvního kola (dále první hřídel) a hřídel druhého kola (dále druhý hřídel). Rozměrová, materiálová a konstrukční specifika vstupující do pevnostních výpočtů obou hřídelů budou volena na základě tohoto předpokládaného výkonového zatížení.

3.2 Rozbor pevnostního namáhání hřídelů

Namáhání vyplývá z celkového konstrukčního uspořádání. Turbína je řešena v horizontálním uspořádání, tedy s vodorovnou osou rotace, což je klíčové z hlediska namáhání od tíhových sil, které budou způsobovat při této orientaci zejména radiální reakce v ložiscích.

Zatížení ložisek tíhovými silami bude řešeno později, a sice v kapitole 5.6.1 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení P_D.



Obr. 3.2 Orientace dosedací plochy a tíhových sil vzhledem k celkovému uspořádání

a) Namáhání tahem

Tahové napětí bude vznikat podle výše popsaného konstrukčního uspořádání pouze na prvním hřídeli prostřednictvím hydraulického tahu, který vzniká v oběžném kole. Hydraulický tah působí ve směru proudu, z čehož vyplývá, že na druhém hřídeli bude vytvářet tlakové napětí. Tahové, respektive tlakové napětí je však pro oba hřídele z pevnostního hlediska nevýznamné. Hydraulický tah bude řešen v pozdější kapitole zejména s ohledem na dimenzování valivých ložisek.

b) Ohybové namáhání, dynamické zatěžování

Ohybové namáhání hřídele, respektive její průhyb, který je generován vlastní hmotností a působením odstředivých sil, je velmi důležitý zejména z hlediska dynamiky rotoru.

Velikost průhybu určuje, jestli můžeme na hřídel nahlížet jako na ohybově tuhé těleso, nebo zda musíme brát průhyb v úvahu společně s přídavnými odstředivými silami, které generuje. Při větším průhybu se z hlediska dynamiky jedná o ohybově měkký rotor (pružný hřídel). Pomyslná hranice mezi tuhým a pružným rotorem je pak určena poměrem úhlové rychlosti rotující soustavy ω a vlastní úhlovou frekvencí oscilátoru Ω. Oscilátor je modelová náhrada kmitajícího rotoru a bude charakterizován hmotností rotujícího kotouče m a ohybovou tuhostí hřídele k. [6]

Vztah pro určení hranice měkkého a tuhého rotoru je pak následující [6]:

$$\omega \leq 0{,}5 \cdot \Omega = 0{,}5 \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3.1}$$

Kde: k [N/m] je ohybová tuhost závislá na průřezu a způsobu namáhání; m [kg] je hmotnost rotujícího kotouče, ω [s^{-1}] úhlová frekvence

Z hlediska provozu je nepřípustný stav, při kterém by platilo, že ω = Ω , pak by hřídel pracoval v oblasti kritických otáček, při kterých nastane rezonance. V takovém případě by na hřídeli vznikla „nekonečná" výchylka a turbína by havarovala. [6]

Průhyb tedy vniká v důsledku působení sil kolmých na osu rotace. Jak je uvedeno výše, jedná se zejména o síly tíhové a odstředivé. Při naprosto ideálním stavu z hlediska vyvážení se odstředivé síly v důsledku rotace vyrovnají. Těžiště rotující soustavy však ve skutečnosti nebude ležet na ose rotace, nýbrž je vůči ose rotace v radiálním směru lehce posunuté. Toto vyosení se nazývá excentricita těžiště. Excentricita pak vyvolává za provozu zmíněné odstředivé síly, které generují kromě průhybu také radiální reakci v ložiscích. V důsledku rotace se pak tyto reakce periodicky mění a mohou se projevovat jako kmitání. Hřídel je nutné proto podle potřeby opatřit na vhodném místě dovažky, které pak takové silové působení eliminují. [6]

Velikost odstředivé síly roste s otáčkami přes kvadrát úhlové rychlosti dle vztahu[6]:

$$F_0 = m \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \qquad 3.2$$

Kde: m [kg] hmotnost rotující soustavy; e [m] excentricita těžiště soustavy vzhledem k ose rotace v radiálním směru

V 3D modeláři přes fyzikální vlastnosti byly zjištěny tyto parametry rotující soustavy, která se v obou případech skládá z hřídele, oběžného kola, matice oběžného kola, prvků KM matice a dvojice per. Pro první hřídel e_1 = 0,039 mm; m_1 = 14,55 kg a pro druhý hřídel pak e_2 = 0,022 mm; m_2 = 20,2 kg. Velikost odstředivých sil při provozních otáčkách n = 1281 min^{-1} je pak následující:

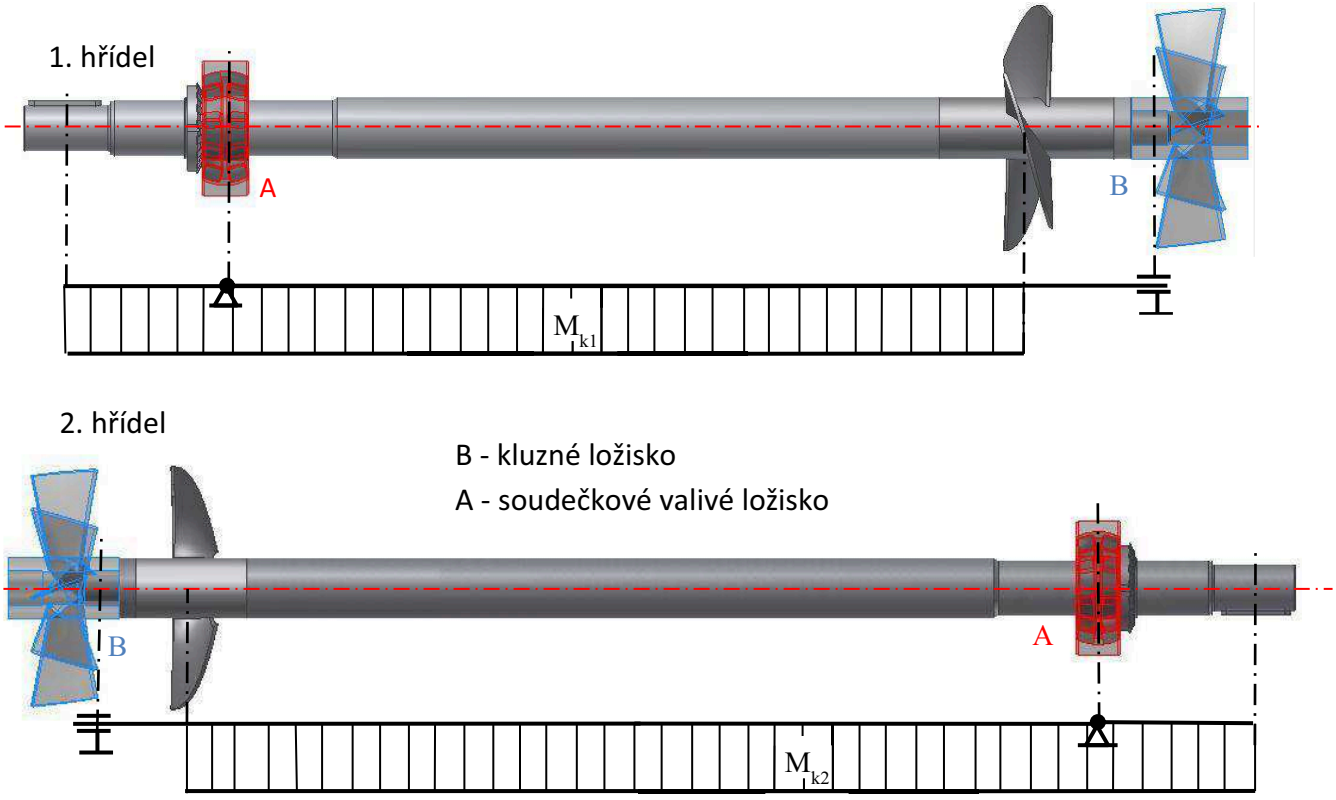
$$F_{01} = m_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \omega^2 = 14{,}5 \cdot 0{,}039 \cdot 10^{-3} \cdot \left(2\pi \cdot \frac{1281}{60}\right)^2 = 10{,}2N$$

$$F_{02} = m_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega^2 = 20{,}2 \cdot 0{,}022 \cdot 10^{-3} \cdot \left(2\pi \cdot \frac{1281}{60}\right)^2 = 8{,}0N$$

Síly jsou velmi malé vzhledem k nízkým otáčkám a vhodně volené konstrukci, která respektovala snahu o maximální vyvážení.

Pozn.: Drážky pro pero jsou na hřídelích pootočené vždy o 180°, v oběžných kolech jsou pak odvrtány vyrovnávací otvory pootočené rovněž o 180° vzhledem k drážce pro pero. Lze předpokládat, že síly jsou natolik malé, že dojde k jejich zatlumení v rotující soustavě.

c) Namáhání krutem



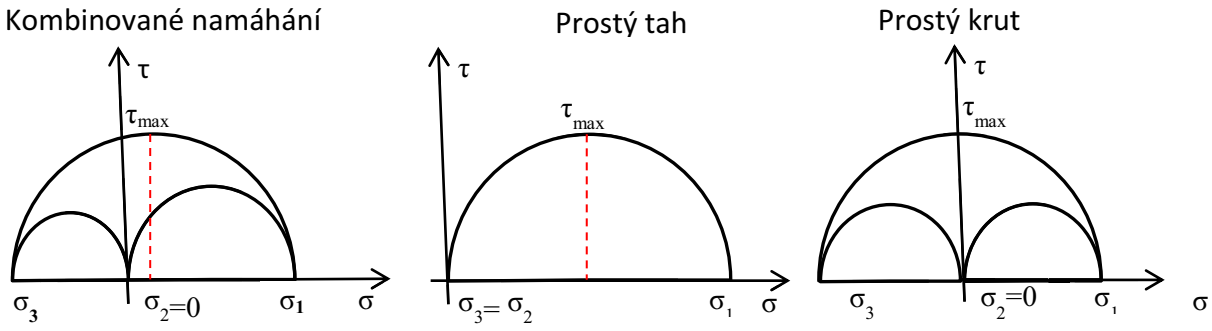
Obr. 3.3 Schematický průběh zatěžování krutem

Z pevnostního hlediska je vždy majoritním zatížením působícím na hřídel krut způsobený hnacím momentem turbíny, respektive připojeným dynamometrem, který bude sloužit pro proměření charakteristik turbíny. Vyvedení výkonu k dynamometru je napřímo bez dalšího převodování s dynamometrem umístěným v ose hřídele. Takové uspořádání je z pevnostního hlediska výhodné, jelikož nevzniká dodatečné pevnostní namáhání od připojených zařízení.

Po rozboru silového namáhání l bude pro pevnostní výpočet předpokládáno, že oba hřídele jsou zatěžovány formou kombinovaného namáhání krut + ohyb.

3.3 Teorie kombinovaného namáhání krut + ohyb.

Hlavní napětí $\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3$ působí v rovinách s nulovou hodnotou smykového napětí τ a velikost jednotlivých složek pak určuje daný způsob namáhání materiálu (tah, tlak, krut). Z Mohrových kružnic tedy vyplývá, že složka hlavního napětí σ_1 zastupuje tahové zatížení a σ_3 je pak úměrná tlakovým vlivům působícím na materiál.



Obr. 3.4 Mohrovy kružnice základních typů namáhání [1]

Při prostém krutu jsou hlavní napětí $\sigma_1; \sigma_3$ totožná a Mohrovy kružnice jsou pak symetrické. Maximální smykové napětí τ_{MAX} je pak dosaženo pro hlavní napětí σ_2. Při kombinovaném namáhání je však nutné počítat s faktem, že dochází k superpozici složek napětí od obou způsobů namáhání (krut + ohyb), což je patrné z Mohrových kružnic i ze vztahu pro výpočet smykového napětí. [1]

$$\tau_{MAX} = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sigma_k \qquad 3.3$$

Kde: σ_k je napětí, při kterém bude dosaženo meze kluzu, udává tzv. mezní stav pružnosti

Na základě těchto předpokladů je pak hodnota dovoleného smykového napětí τ_{dov} pro hřídele v rozmezí $\tau_{dov} = 20 \div 35$ Mpa . Pro malé vysokootáčkové hřídele, které jsou zatěžované kombinovaným namáháním od krutu a ohybu, se připouští spodní hodnota. Ve výpočtu budu tedy uvažovat $\tau_{dov} = 25$ Mpa. [7]

3.4 Rozbor rázového namáhání hřídelů

Při pevnostním výpočtu všech součástí turbíny, nejenom hřídele, je nutné uvažovat síly, které vznikají zejména při tzv. přechodových stavech. Takové stavy jsou charakteristické zejména při najíždění turbíny, jelikož právě při těchto provozně neobvyklých situacích vznikají fyzikální jevy, které generují maximální rázové zatížení. Součásti je nutné pevnostně dimenzovat právě s ohledem na takové hodnoty špičkových zatížení.

Při návrhu hřídele z hlediska krouticího momentu je nutné provozní krouticí moment, který je počítaný na maximální dosažitelný výkon $Mk = \frac{P_{max}}{2\pi n}$, korigovat na jeho maximální hodnotu Mk_{MAX}, které může být dosaženo při najíždění turbíny za situace plně otevřeného rozvaděče a zabrzděného oběžného kola ($n = 0$). Skokový nárůst krouticího momentu na hodnotu Mk_{MAX} může v takovém případě dosahovat až dvojnásobné hodnoty provozního Mk. [7]

Tento jev je způsoben tím, že směr vektoru relativní rychlosti vody W_0, která přitéká k oběžnému kolu z přivaděče v čistě axiálním smyslu, není shodný se směrem vektoru relativní rychlosti W_1 na vstupu do kola. Směr vektoru relativní rychlosti W_1 je určen úhlem náběhu, respektive vstupní hranou lopatky. Hmota vody se v důsledku této úhlové deviace opře do zabrzděného oběžného kola a způsobí tak ráz spojený se skokovým navýšením krouticího momentu na hodnotu Mk_{max}.

Zabrzdění oběžného kola může reprezentovat setrvačné síly při rozběhu turbíny, které jsou způsobené hmotností hřídele a oběžného kola. Tyto rázové vlivy spojené s nabíháním lze například u Kaplanovy turbíny zcela eliminovat natočením oběžných lopatek tak, aby vstupní úhel β_1 byl kolmý. Vírová turbína však natáčení lopatek oběžného kola neumožňuje.

Vliv rázu ve výpočtu dovoleného namáhání na krut zahrneme tak, že hodnotu provozního momentu Mk roznásobíme absolutní rychlostí c, která je funkcí specifických otáček. Na základě regresní analýzy tohoto funkčního předpisu je velikost c určena následujícím vztahem: [7]

$$c = 3{,}3686 \cdot n_s^{-0{,}107343} \tag{3.4}$$

Vztah pro výpočet korigovaného krouticího momentu je tedy následující. [7]

$$Mk_{MAX} = c \cdot Mk; \quad kde: c = f(u_s) \tag{3.5}$$

3.5 Návrh hřídelů s ohledem na popsané způsoby namáhání

Z rozboru konstrukčního uspořádání a z rozboru mechanického namáhání plyne, že oba hřídele budou zatěžovány v obdobném smyslu. Materiál a technologii výroby polotovaru volím pro oba hřídele stejně. Hřídele budou vzhledem ke svým menším rozměrům vyrobeny z monolitého kulatinového polotovaru válcovaného za tepla. Jednotlivá konstrukční odsazení

budou následně osoustružena na požadovaný průměr. Hrany odsazených průměrů je nutné srazit na co největší poloměr zaoblení, aby se minimalizovalo vrubové napětí.

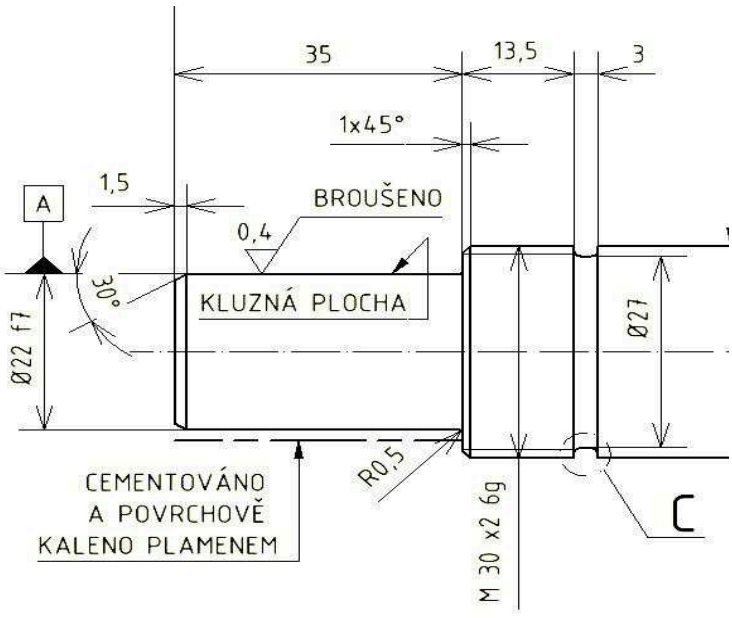
Jako materiál je uhlíková ocel k zušlechťování a k povrchovému kalení 12 050 dle 0ČSN 41 2050. Tento typ materiálu vykazuje velmi dobré mechanické vlastnosti v kombinaci s výbornou odolností proti všem typům korozí, zejména pak plošné a mezikrystalické. Pro rozměrově menší, rychloběžné hřídele určené pro vodní elektrárny menších výkonů je takový materiál vyhovující. Ve výpočtu budu u obou hřídelů uvažovat tyto materiálové a pevnostní parametry garantované dle ČSN 41 2050:

Mez pevnosti	Rm = 530 MPa (Pozn.: jedná se o minimální hodnotu)
Mez kluzu	Re = 305 MPa
Modul pružnosti	E = 221 GPa

Zmíněné hodnoty mechanických vlastností odpovídají polotovaru v podobě tyče válcované za tepla. Bližší specifikace materiálových vlastností a popis veškerých mechanických hodnot včetně předepsaného obsahu legujících prvků dle ČSN 41 7240 je uveden v příloze 3.1.

V oblasti funkčních ploch, respektive pod kluzným ložiskem, bude provedeno tepelné zpracování cementováním s hloubkou cementační vrstvy CHD = 0,8 mm při dosahované tvrdosti HRC = 60. Následně bude kluzná plocha kalena plamenem, jak je uvedeno na výrobních výkresech 3-DIPL-05; 3-DIPL-04. Způsob tepelného zpracování bude pro oba hřídele totožný a bude jím zvýšena povrchová jakost, která zaručí otěruvzdornost na styčných plochách v místě uložení kluzného ložiska.

Po celé délce u obou hřídelů bude provedeno kalení na teplotu 810°C s ochlazením ve vodě s následným popouštěním z teploty 580°C. Jako poslední bude provedeno normalizační žíhání pro snížení vnitřního pnutí z teploty 850°C s pozvolným ochlazením na vzduchu. Tímto tepelným zpracováním bude zajištěna vysoká povrchová jakost materiálu. Způsob tepelného zpracování je volen v souladu s ČSN 41 2050, jak je vyznačeno v příloze 3.1.



Obr. 3.5 Tepelná úprava kluzných ploch prvního hřídele

Z obrázku 3.5 je patrné, že minimální konstrukční průměr je v místě pod kluzným ložiskem a má hodnotu d = 22 m. Tento rozměr však není zatížen krutem, jelikož napětí od krutu se generuje až pod oběžným kolem, jak je schematicky naznačeno na Obr. 3.3.

Pro oba hřídele bude z hlediska konstrukce platit, že nejmenšího průměru je dosaženo v místě uložení oběžného kola. Minimální průměr je tedy shodný s velikostí vnitřního průměru náboje oběžného kola $d_{náboj}$ = 30 mm. Tento rozměr vychází z hydraulického návrhu a z pevnostních požadavků kladených na obě oběžná kola, která se budou přebírat ze zkušebny, takže minimální průměr hřídele byl fakticky již určen celkovou konstrukcí a snahou využít stávající oběžná kola na zkušebně FLI. Uvedený pevnostní výpočet má tedy potvrdit, zda bude zmíněný průměr d_{min} = 30 mm dostatečný.

Hřídel bude po celé své obtékané délce odsazen na průměr D_{h1} = 50 mm, který je shodný s vnějším průměrem náboje oběžného kola. Tímto odsazením docílíme toho, že obtékaná část hřídele je koncipována jako hladká bez zbytečného průměrového odsazení, čímž jsou zajištěny minimální profilové ztráty.

Z rozměrového a konstrukčního hlediska budou oba hřídele stejné a lišit se budou pouze v axiální délce připadající na obtékanou část.

3.6 Pevnostní výpočet hřídelů

Celkový teoretický výkon připadající na oba stroje:

$$P_{teor} = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q = 3{,}6 \cdot 998 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}1154 = 4067\ W \tag{3.6}$$

Pozn.: Veškeré výpočtové veličiny indexované jako 1 se budou vztahovat k prvnímu oběžnému kolu, analogicky pro druhé oběžné kolo bude připadat index 2.

Jak je uvedeno na začátku kapitoly, předpokládané rozdělení celkového teoretického výkonu mezi oba stroje vychází ze spádových výšek H_1 a H_2, které jsou zpracované na prvním a druhém oběžném kole. V procentuálním vyjádření vzhledem k celkové spádové energii připadá 60,9 % teoretického výkonu na první oběžné kolo a 39,1 % na kolo druhé.

Skutečný výkon prvního a druhého hřídele při dosahovaných provozních účinnostech $\eta_{T1} = 80\ \%\ a\ \eta_{T2} = 60\ \%$ je pak:

$$P_1 = H_1 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot \eta_{T1} = 2{,}19 \cdot 998 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}1154 \cdot 0{,}8 = 1979\ W \tag{3.7}$$

$$P_2 = H_2 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot \eta_{T2} = 1{,}41 \cdot 998 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}1154 \cdot 0{,}6 = 956\ W$$

Výkony $P_{1;2}$ jsou hodnoty, kterých soustrojí dosahuje při chodu v oblasti optima při ideálním průtoku Q = 0,1154 m^3s^{-1}, avšak maximální výkon P_{max}, kterého může být dosaženo, pokud strojem protéká objem roven největší hltnosti, je vyšší.

Z provozního hlediska je samozřejmě snaha provozovat stroj vždy blízko optima, jelikož je zde dosahováno největších účinností. Z hlediska pevnostní dimenzace je však nezbytné počítat s nejvyšším možným provozním zatížením, kterého je však dosaženo při maximálním výkonu P_{max}. Výkon P_{max}, z kterého je následně odvozen krouticí moment Mk pro pevnostní dimenzaci hřídele, vypočítám tak, že výkon P, který stroj dosahuje v oblasti optima, roznásobím konstantou k = 1,25. [7]

$$P_{1;2max} = P_{1;2} \cdot k \,[W] \tag{3.8}$$

$$P_{1max} = 2474 \text{ W} \qquad P_{2max} = 1195 \text{ W}$$

Oba stroje budou pracovat na stejných provozních otáčkách $n_{p1,2} = 1281 \text{ min}^{-1}$ v protiběžném smyslu rotace.

$$Mk_1 = \frac{P_{1\,max}}{2 \cdot \pi \cdot n_P} = \frac{2474}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1281}{60}} = 18{,}44 \text{ N} \cdot \text{m} \tag{3.9}$$

$$Mk_2 = \frac{P_{2\,max}}{2 \cdot \pi \cdot n_P} = \frac{1195}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1281}{60}} = 8{,}9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pro zohlednění rázových vlivů, které nastanou v případě plně otevřeného rozvaděče a zbrzděném oběžném kole, spočtu Mk_{max} na základě funkční závislosti absolutní rychlosti c a specifických otáček $c = f(u_s)$, viz kapitola 3.4 Rozbor rázového namáhání hřídelů. [7]

Vzhledem k sériovému uspořádání oběžných kol je nutné při výpočtu specifických otáček vycházet za spádové energie připadající na stupeň, respektive ze spádové výšky H_1 a H_2. [3]

$$n_{s1} = 3{,}65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H_1}} \sqrt{\frac{Q \cdot \eta_1}{\sqrt{H_1}}} = 3{,}65 \cdot \frac{1281}{\sqrt{2{,}19}} \sqrt{\frac{0{,}1154 \cdot 0{,}8}{\sqrt{2{,}19}}} = 789 \text{ min}^{-1} \tag{3.10}$$

$$c_1 = 3{,}3686 \cdot {n_{s1}}^{-0{,}107343} = 3{,}3686 \cdot 789^{-0{,}107343} = 1{,}646 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Mk_{1max} = c_1 \cdot Mk_1 = 1{,}646 \cdot 18{,}44 = 30{,}4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Analogicky podle stejných výpočetních postupů pro druhý hřídel:

$$n_{s2} = 3{,}65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H_2}} \sqrt{\frac{Q \cdot \eta_2}{\sqrt{H_2}}} = 3{,}65 \cdot \frac{1281}{\sqrt{1{,}41}} \sqrt{\frac{0{,}1154 \cdot 0{,}6}{\sqrt{1{,}41}}} = 951 \text{ min}^{-1}$$

$$c_2 = 3{,}3686 \cdot {n_{s2}}^{-0{,}107343} = 3{,}3686 \cdot 951^{-0{,}107343} = 1{,}613 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Mk_{2max} = c_2 \cdot Mk_2 = 1{,}613 \cdot 8{,}9 = 14{,}4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet nejmenšího povoleného průměru hřídele pro přenesení krouticího momentu bude vycházet z namáhání prostým krutem. Pro výpočet bude pro oba hřídele uvažováno povolené smykové napětí $\tau_D = 25\ \mathrm{Mpa}$.

Vztah pro povolené smykové napětí v krutu. Průřezový modul kruhu v krutu.

3.11-3.12

$$\tau_k = \frac{Mk_{max}}{W_k} \leq \tau_D [\mathrm{Mpa}] \qquad W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}\ [\mathrm{m^4}]$$

$$\tau_D = \frac{Mk_{max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{Mk_{max} \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{Mk_{max} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} \doteq \sqrt[3]{\frac{Mk_{max}}{0{,}2 \cdot \tau_D}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{Mk_{1\,max}}{0{,}2 \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{30{,}4}{0{,}2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 18{,}25\ \mathrm{mm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{Mk_{2\,max}}{0{,}2 \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{14{,}4}{0{,}2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 14{,}3\ \mathrm{mm}$$

Z hlediska pružnosti a pevnosti je výhodné střed hřídele odvrtat až do velikosti 40 % vnějšího průměru. Odvrtáním se docílí snížení momentu setrvačnosti a celkového radiálního zatížení ložisek. Materiál ve středu hřídele je rovněž nebezpečný z hlediska možných skrytých vad z výroby, které mohou následně pod zatížením iniciovat vznik a šíření trhliny.

Objem materiálu v ose rotace a v její blízkosti se výrazněji nepodílí na přenášení krouticího momentu. Pro případ kruhového prutu je napětí od krutu v ose rotace nulové a úměrně se zvětšuje v závislosti na poloměru r. Největšího napětí je pak dosahováno na povrchu. Odvrtáním materiálu v ose rotace se tudíž nebude výrazněji zvětšovat minimální průměr hřídele. [1]

3.13

$$\tau = f(r) \qquad \tau = \frac{Mk \cdot r}{J_p}\ [Mpa]$$

Kde: J_p je kvadratický moment průřeu; r je poloměr, na kterém napětí počítáme

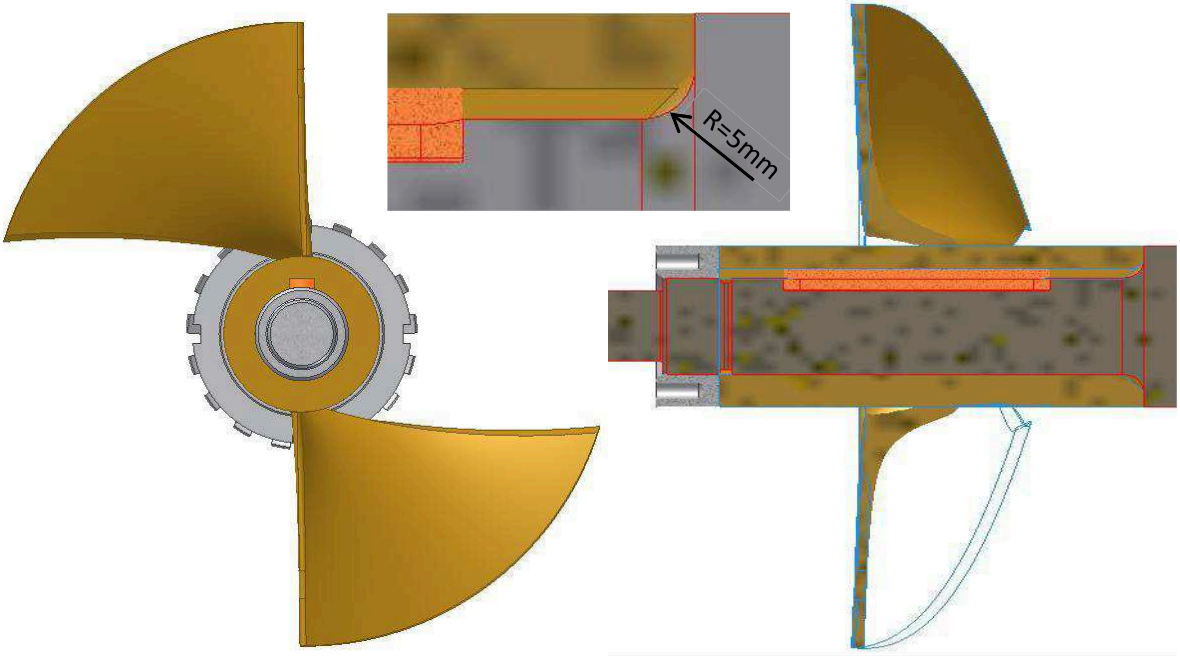
Vrtání hřídelů se provádí dělovými vrtáky s vnitřním proplachem, což je velmi technologicky náročné. Pro mnou řešený případ, kdy je nejmenší konstrukční průměr prvního a druhého hřídele roven $d_{1;2} = 25\ \mathrm{mm}$, by hmotnostní úspora byla v obou případech nevýznamná. Z těchto důvodů budou oba hřídele konstruovány jako plné.

3.7 Vliv drážky pro pero a odsazení průměru

Pro první hřídel, který je více zatížený, vychází dle výpočtu podle metody povoleného smykového namáhání $\tau_D = 25\ \mathrm{Mpa}$ minimální průměr d_1=18mm pro druhý pak d_2=14mm, což vyhovuje, jelikož nejmenší průměr na hřídeli, který je pod zatížením od Mk, je d=30mm. Tento rozměr je určen průměrem náboje oběžného kola, avšak v místě pod oběžnými koly bude průměr hřídele oslaben drážkou pro pero.

Vložené pero však bude při záběru částečně suplovat odebraný materiál, jelikož samotné pero je namáhané na střih (viz kapitola 4. Návrh per). Smykové namáhání je generováno přes krouticí moment, který pod oběžným kolem vzniká, a maximálního zatížení je pak dosaženo v místě osazení průměru na d = 50 mm. Oslabení průměru drážkou pro pero přímo pod oběžným kolem tedy nebude vadit.

Z hlediska možného vzniku mezního stavu je nejnebezpečnější místo konstrukční odsazení průměru, které vytváří vrub. V tomto místě se pak koncentruje napětí a navíc zde zatížení od krutu nabývá maximální hodnoty. V místě osazení průměru na d = 50 mm bylo tedy pro oba hřídele vytvořeno zaoblení o velikosti r = 5 mm, aby byl potlačen vliv vrubu.



Obr. 3.6 Oslabení hřídele drážkou pro pero, přechod na d= 50 mm

Použitá metodika výpočtu navíc určuje minimální průměr hřídele s velkou bezpečnostní rezervou, jelikož uvažuje navýšení bezpečnosti ve třech krocích, a sice pomocí:

a) bezpečnostního koeficientu navýšení výkon k = 1,25
b) absolutní rychlosti $c = f(u_s)$, která navýší zatížení krutem na hodnotu Mk_{MAX}
c) povoleného smykového napětí τ_D, které poskytuje velkou rezervu v napětí, než dojde ke vzniku mezního stavu.
d) pro výrobu bude použit materiál 12050, který vykazuje velmi dobré mechanické vlastnosti, společně s předepsanými tepelnými úpravami bude dosaženo velmi dobrých pevnostních parametrů.

4. Návrh per

Konstrukční provedení spojení oběžného kola s hřídelí bude principiálně pro oba stupně stejné. Přenos krouticího momentu mezi nábojem oběžného kola a hřídelí bude tedy v obou případech proveden pomocí pera. Takové provedení předpokládá, že se krouticí moment bude přenášet výhradně přes boky per. Spojení oběžného kola s hřídelí je klasifikováno jako neposuvné a nepředpokládá se častá demontáž.

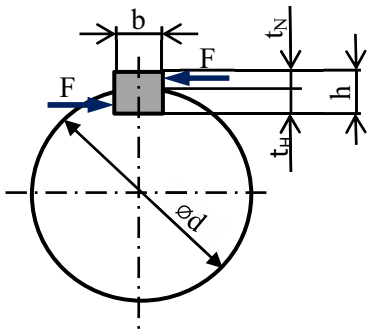
Pero bude řešeno jako těsné se zaoblenými konci dle ČSN 02 2562. Pro výrobu pera bude použita ocel obvyklých jakostí s vyšším obsahem uhlíku 11 600. Detailní materiálový list pro ocel 11 600 dle ČSN 41 1600 je uveden v příloze 4.1.

Při montáži se pero naklepne do drážky na hřídeli a oběžné kolo bude poté nasunuto na hřídel. Následně se provede zajištění polohy oběžného kola na hřídeli, což bude řešeno pomocí závitové matice. Z důvodu obtékání bude mít matice na svém vnějším průměru, který bude shodný s vnějším průměrem náboje oběžného kola, válcovitý charakter. Dotahování pojistné matice vůči oběžnému kolu se zajistí pomocí trojice konstrukčních otvorů, které budou vyvrtány na čelní ploše matice v intervalu 120°. Závit bude řešen jako metrický a jeho jmenovitý průměr musí vzhledem ke kompletaci oběžného kola s hřídelí vycházet z vnitřního průměru náboje oběžného kola. Pro oba stupně bude na hřídeli vysoustružen metrický závit o jmenovitém průměru, který bude minimálně o 2 milimetry menší, než je vnitřní průměr náboje oběžného kola turbíny. Tím bude zajištěno snadné nasunutí kola na hřídel.

Matice se našroubuje na hřídel tak, aby pevně přitlačila oběžné kolo na osazení hřídele. Typ závitu, respektive směr dotažení matice je takový, aby nedocházelo k povolování matice při provozu. Po ustavení všech komponent na hřídeli se kluzná část hřídele zasune do nosné hvězdy tak, aby mezi pojistnou maticí a nosnou hvězdou byla axiální vůle 0,4 mm. Tím bude zaručeno, že mezi maticí a nosnou hvězdou nevznikne styčná třecí plocha.

4.1 Volba rozměrové skupiny pera a drážky v hřídeli podle průměru

Prvotní výběr pera se realizuje přes průměr hřídele. Jelikož v místě umístění pera jsou oba hřídele z hlediska průměru totožné, jak je zřejmé z výkresové dokumentace 3-DIPL-04 a 3-DIPL-05, tedy d = 30 mm pod oběžným kolem a d = 38 mm pro dynamometr, budu pro oba hřídele volit pera spadající do stejné rozměrové skupiny.



Obr 4.1 Silové působení ve spoji pomocí těsného pera [1]

Pero pod dynamometr: pro průměr d = 38 mm volím dle tabulky ČSN 02 2562 příloha 4.2 těsné pero 18e10 x 8 o následujících rozměrových parametrech: šířka pera b = 10 mm, výška pera h = 8 mm, hloubka drážky pro pero v hřídeli t_H = 4,7 mm a hloubka drážky pro pero v náboji t_N = 3,3 mm. Průměr hřídele d = 38 mm spadá do rozsahu průměrů d = 30-38 mm.

Pero pod oběžné kolo: analogicky pro průměr d = 30 mm volím dle tabulky ČSN 02 2562 příloha 4.2 těsné pero 18e8 x 7 o rozměrových parametrech: šířka b = 8 mm a výška h = 7 mm, hloubka drážky pro pero v hřídeli t_H = 4,1 mm a hloubka drážky pro pero v náboji t_N = 2,9 mm. Průměr hřídele d = 30 mm spadá do rozsahu průměrů d = 22-30 mm.

Pro tento typ per jsou dle ČSN voleny i rozměrové parametry drážek v hřídelích, jak je zřejmé z výkresové dokumentace DIPL-04 a 3-DIPL-05.

4.2 Pero pod oběžná kola 18e8 x 7

4.2.1 Návrh minimální nutné délky pera pod oběžné kolo s ohledem na otlačení

Při návrhu budu vycházet z tlaku mezi perem a bokem drážky v náboji. Tlak mezi těmito styčnými plochami nesmí překročit hodnotu dovoleného dotykového tlaku p_D. Referenční hodnota dovoleného tlaku p_D bude odvozena z materiálu náboje oběžného kola, jelikož obě oběžná kola jsou vyrobena z mosazi, která ve srovnání s materiálem pera (ocel obvyklých jakostí s vyšším obsahem uhlíku dle ČSN 41 1600) a materiálem hřídele (uhlíková ocel k zušlechťování a k povrchovému kalení 12 050 dle 0ČSN 41 2050) vykazuje nejhorší mechanické vlastnosti z hlediska otlačení. [1]

$$p_D = 0{,}8 \cdot p_0 \ [\mathrm{Mpa}] \quad [1] \qquad 4.1$$

Kde: p_0 [Mpa] je hodnota tlaku pro náboj určena dle tabulky viz příloha 4.3.

Obě oběžná kola jsou vyrobena ze stejného materiálu, takže dovolený tlak bude pro dimenzaci obou per stejný $p_D = 0{,}8 \cdot p_0 = 0{,}8 \cdot 50 = 40$ Mpa. Aby nevzniklo otlačení v boku drážky oběžného kola, musí platit podmínka:

$$p_D \geq \frac{F}{t_N \cdot (l-b)} \Rightarrow l = \frac{F}{t_N \cdot p_D} + b \ [mm] \quad [1] \qquad 4.2$$

Obvodová síla F působící na povrchu hřídele [1] :

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{k1max}}{d} = \frac{2 \cdot 30{,}4}{\frac{30}{1000}} = 2026\ N \qquad 4.3$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_{k2max}}{d} = \frac{2 \cdot 14{,}4}{\frac{30}{1000}} = 960\ N$$

Oba hřídele pracují pod různým zatížením, čemuž odpovídají rozdílné síly, takže i minimální potřebné délky per se u obou hřídelů budou lišit, ale rozměrové skupiny jsou samozřejmě zachované, tedy pro průměr pod oběžným kolem d = 30 mm odpovídá pero 18e8x7.

Minimální délky per pro rozměrovou skupinu 18e8 x 7 jsou tedy

Pero prvního hřídele:

18e8 x 7 x $l_{1minimální}$

$$l_{1min} = \frac{F_1}{t_N \cdot p_D} + b$$ [1]

$$l_{1min} = \frac{2026}{2{,}9 \cdot 40} + 8 = 25{,}5\ mm$$

Pero druhého hřídele:

18e8 x 7 x $l_{2minimální}$

$$l_{2min} = \frac{F_2}{t_N \cdot p_D} + b$$ [1]

$$l_{2min} = \frac{960}{2{,}9 \cdot 40} + 8 = 16{,}3\ mm$$

Dle vypočtených minimálních délek zvolím dle tabulky ČSN 02 2562 nejbližší vyšší délku. Výrobní délka pera pod oběžným kolem je pak následující:

$$l_{1výrobní} = 28\ mm$$

ČSN 02 2562 - 18e8 x 7 x 28

$$l_{2výrobní} = 18\ mm$$

ČSN 02 2562 - 18e8 x 7 x 18

4.2.2 Kontrola minimální délky pera na základě statické pevnosti ve střihu

Z hlediska minimální délky pera je pro výrobu rozhodující délka stanovená výpočtem na otlačení. Pero je sice řešeno jako těsné a při výrobě se tedy nepředpokládá vůle mezi boky pera a drážkou v hřídeli, ale v důsledku rázovitého zatížení (viz kapitola 3.4 Rozbor rázového namáhání hřídelů) se vůle v uložení pera může objevit. Je tedy vhodné provést kontrolu minimální délky pera z hlediska statické pevnosti ve střihu. Dle ČSN 41 160 je garantovaná mez kluzu pro ocel obvyklých jakostí 11 600, z které jsou obě pera vyrobená $R_e = 335$ Mpa, viz příloha 4.1. Z teorie měrné energie napjatosti vyvolané změnou tvaru pod zatížením vyplývá vztah pro výpočet meze kluzu ve smyku.

$$R_{se} = 0577 \cdot R_e = 0{,}577 \cdot 335 \cdot 10^6 = 196\ Mpa$$ [1] 4.4

Kde: R_{se} [MPa] je mez kluzu ve střihu

Pro výpočet statické pevnosti pera při namáhání střihem budu uvažovat konstantní rozložení smykového napětí po průřezu pera. Z výpočetního vztahu pak získám minimální potřebnou délku pera.

$$\frac{R_{se}}{k_n} = \frac{F}{b \cdot l_{stat}} \Rightarrow l_{stat} = \frac{k_n \cdot F}{R_{se} \cdot b}$$ [1] 4.5

Kde: k_n [-] je návrhový součinitel, pro obě pera volím k_n = 2,8 [-]

l_{stat} [mm] minimální délka pera z hlediska statické pevnosti ve střihu

Pero prvního hřídele:

$$l_{1stat} = \frac{k_n \cdot F_1}{R_{se} \cdot b} = \frac{2{,}8 \cdot 2026}{193 \cdot 8} = 3{,}7\ mm$$

Pero druhého hřídele:

$$l_{2stat} = \frac{k_n \cdot F_2}{R_{se} \cdot b} = \frac{2{,}8 \cdot 960}{193 \cdot 8} = 1{,}7\ mm$$

Je zřejmé, že přestřižení pera není možné.

4.3 Pero pod dynamometr 18e10 x 8

4.3.1 Návrh minimální nutné délky pera pod dynamometr s ohledem na otlačení

Referenční hodnota dovoleného tlaku p_D bude odvozena z materiálu náboje dynamometru, který bývá vyroben z běžné oceli. Dle tabulky, viz příloha 4.3, budu tedy uvažovat p_0 = 150 MPa.

$$\mathrm{p_D} = 0{,}8 \cdot \mathrm{p_0} = 0{,}8 \cdot 150 = 120\ \mathrm{Mpa}$$

Obvodová síla F působící na povrchu hřídele:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{k1max}}{d} = \frac{2 \cdot 30{,}4}{\frac{38}{1000}} = 1600\ N$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_{k2max}}{d} = \frac{2 \cdot 14{,}4}{\frac{38}{1000}} = 758\ N$$

Minimální délky per pro rozměrovou skupinu 18e10x8 jsou tedy:

Pero prvního hřídele:

18e10 x 8 x $l_{1minimální}$

$$l_{1min} = \frac{F_1}{t_N \cdot p_D} + b$$

$$l_{1min} = \frac{1600}{3{,}3 \cdot 120} + 10 = 14{,}0\ mm$$

Pero druhého hřídele:

18e10 x 8 x $l_{2minimální}$

$$l_{2min} = \frac{F_2}{t_N \cdot p_D} + b$$

$$l_{2min} = \frac{758}{3{,}3 \cdot 120} + 10 = 12{,}0\ mm$$

Dle vypočtených minimálních délek zvolím dle tabulky ČSN 02 2562 nejbližší vyšší délku. Výrobní délka pera pod oběžným kolem je pak následující:

$$l_{1výrobní} = 16\ mm$$

ČSN 02 2562 - 18e10 x 8 x 16

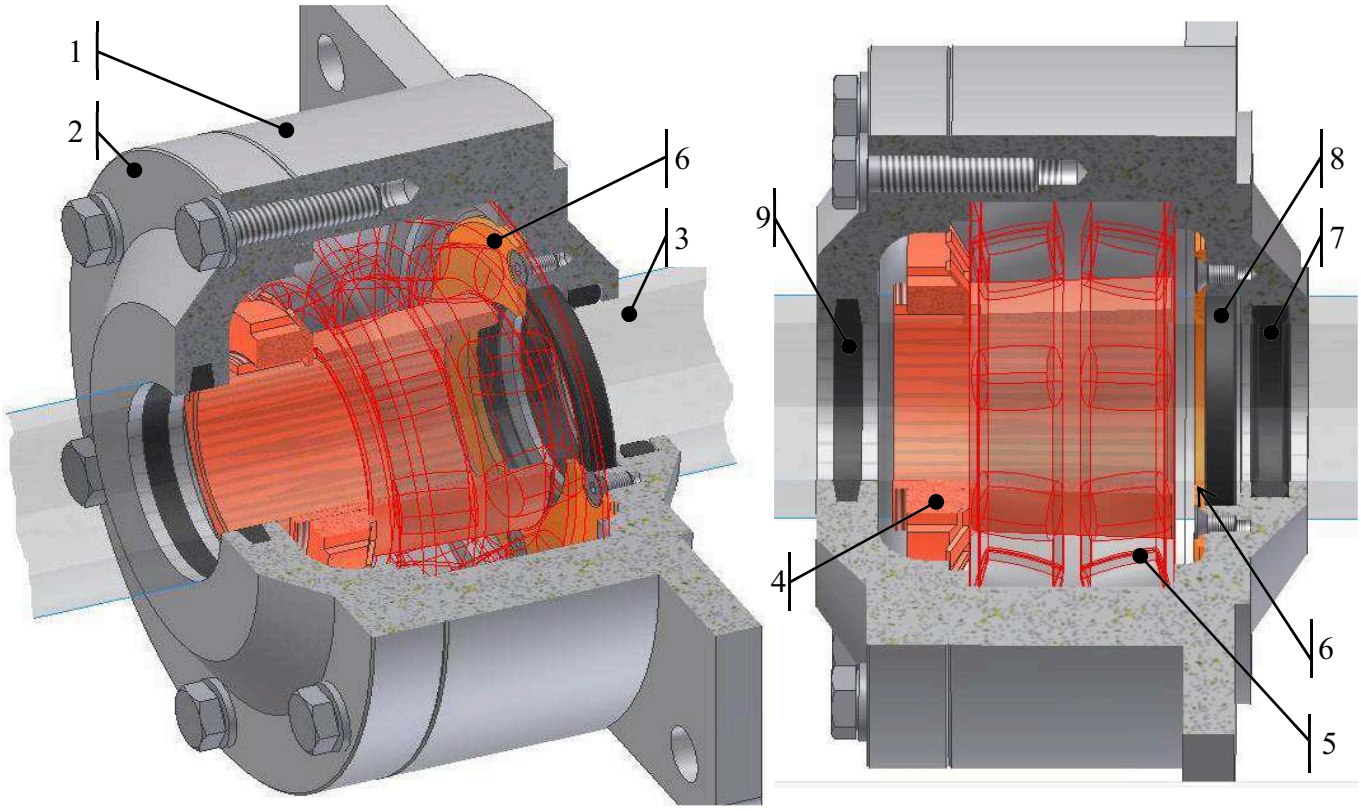
$$l_{2výrobní} = 14\ mm$$

ČSN 02 2562 - 18e10x 8 x 14

5. Vnější uložení hřídelů v systému ložiskových kozlíků

5.1 Rozbor celkového konstrukčního uspořádání ložiskového kozlíku

Oba hřídele budou na svých protilehlých koncích v oblasti mimo průtočný průřez přivaděče a sací roury uloženy v ložiskovém kozlíku. Kozlík se skládá z dvou částí, a sice z nosného těla, které vytváří otvor pro uložení ložiska, a z protikusu v podobě krycího víka. Nosné tělo kozlíku, ve kterém je vsazeno valivé ložisko, bude pro hřídel prvního stupně uchyceno šroubovým spojením do kolena přivaděče a pro hřídel druhého stupně bude nosné tělo kozlíku přišroubováno do kolena savky. Obě kolena budou tedy plnit funkci nosného prvku, ve kterém se zachytí radiální a axiální silové působení rotujících hmot.



1 nosné tělo kozlíku; 2 krycí víko kozlíku; 3 hřídel; 4 upínací sestava tvořená z pouzdra, KM matice a MB pojistné podložky; 5 dvouřadé soudečkové ložisko typ 22310; 6 opěrný prstenec; 7 O-kroužek rotačních součástí; 8 hřídelový těsnící kroužek typ A; 9 plstěné těsnění

Obr. 5.1 Ložiskový kozlík

5.2 Popis utěsnění ložiskového kozlíku

Z celkového konstrukčního a rozměrového hlediska budou oba ložiskové kozlíky totožné. Jediný rozdíl bude spočívat v principu utěsnění prostoru uložení soudečkového

ložiska. Je nutné si uvědomit, že těsnění ložiskového kozlíku pro první stupeň bude nutné provést do přetlaku, jelikož před prvním stupněm v prostoru přivaděče je vzhledem k atmosférickému tlaku přetlak. Oproti tomu ložiskový kozlík hřídele druhého stupně bude nutné těsnit do podtlaku, aby nedošlo k nasátí ložiskového oleje do prostoru savky, kde je tlaková diference.

Pro oba kozlíky bude těsnění do prostoru průtočného kanálu realizováno pomocí dvojice těsnících prvků, a sice O-kroužku určeného pro těsnění pohyblivých součástí (ČSN 02 9280 viz příloha 5.1, detail Y), který bude předsazen před hřídelovým těsnícím kroužkem z nitridové pryže typ A (ČSN 02 9401 viz příloha 5.2). Oba těsnící prvky budou voleny pro průměr hřídele 45 mm. Orientace hřídelového těsnícího kroužku musí zohledňovat tlakovou diferenci mezi vnitřkem ložiskového kozlíku a průtočným kanálem turbíny, jak je objasněno výše (přetlak v přivaděči, tj. vstupní koleno a podtlak v savce, tj. výstupní koleno). Utěsnění krycího víka ložiskového kozlíku bude zajištěno plstěným těsněním (ČSN 02 3655 viz příloha 5.3).

5.3 Rozbor použitých ložisek

Uložení obou hřídelů v ložiskových kozlících je realizováno pomocí valivých ložisek, a sice soudečkového typu s vnitřní kuželovitostí 1 : 12. Tedy dle ČSN 02 4705 se jedná o typ 22310 z rozměrové skupiny 223 provedení druhé (viz příloha 5.4). Rozměrové parametry tohoto ložiska jsou následující: šířka b = 40 mm; vnější průměr D = 110 mm a vnitřní průměr d = 50 mm. Tento typ ložisek dokáže přenášet kombinované zatížení tvořené radiální a axiální silou. Současně dokáže také odolávat lehké nesouososti hřídele vzhledem k nosnému tělesu. Dominantní silové působení na soudečková ložiska bude od radiálních tíhových sil. Zachycení axiální síly, respektive hydraulického tahu, který vzniká v oběžném kole turbíny, se řeší rovněž prostřednictvím tohoto uložení. Vnitřní konstrukce soudečkových ložisek bude v obou případech dvouřadá, tedy tvořena dvojicí soudečkových tělísek nakloněných ve vzájemně opačném smyslu tak, aby uložení bylo schopno přenášet axiální síly.

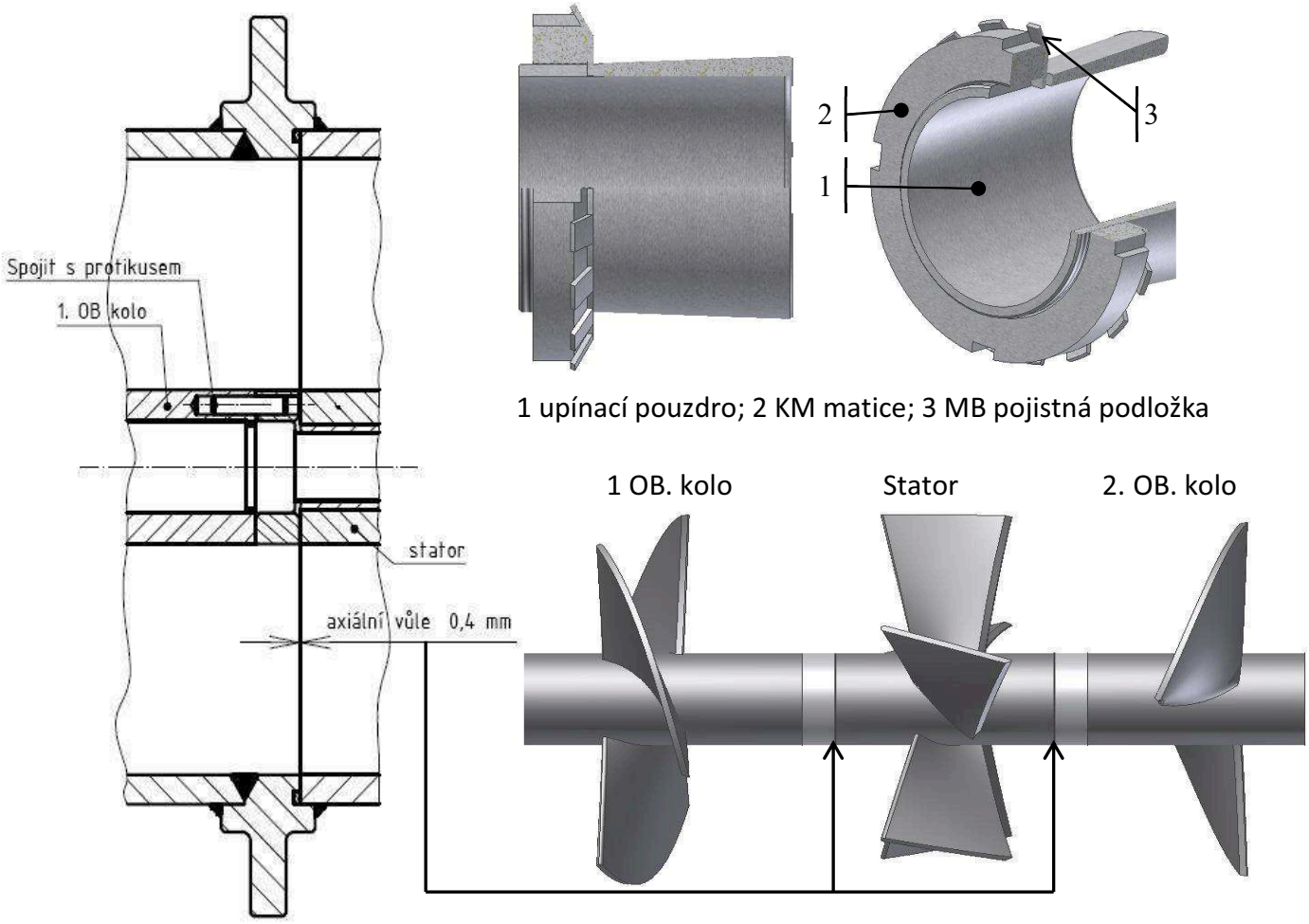
5.4 Rozbor ustavení axiální polohy hřídele

Funkce ložiskového kozlíku je rovněž velmi důležitá z hlediska nastavení potřebné axiální vůle mezi oběma oběžnými koly a statorem, která by měla být 0,4 mm. Tato vůle bude určena polohou upínacího pouzdra (kuželového přechodu osazení), které bude nasunuto na hřídeli. Ustavení upínacího pouzdra na hřídeli musí být tedy velmi přesné.

Pro oba kozlíky bude použito stejné podélně prořízнuté upínací pouzdro s kuželovitosti 1:12 typ H 2310 určené pro hřídel o průměru 45 mm. Rozměrové parametry upínacího pouzdra typu H 2310 jsou definované dle ČSN 02 3612 (viz příloha 5.5). Zmíněný typ upínacího pouzdra volím s ohledem na rozměrové parametry ložisek, které by měly být převzaty ze stávajícího zařízení.

Na upínacím pouzdře bude našroubovaná kruhová pojistná matice KM 10 (ČSN 02 3630 viz příloha 5.6). Pojistná matice zajišťuje stažení podélně prořízнutého upínacího pouzdra a současně zabraňuje axiálnímu posunu hřídele v důsledku hydraulického tahu. Matice bude zajištěna proti povolení prostřednictvím pojistné matice MB 10 (ČSN 02 3640 viz příloha 5.7).

1 upínací pouzdro; 2 KM matice; 3 MB pojistná podložka



Obr. 5.2 Upínací sestava a ustavení axiální polohy

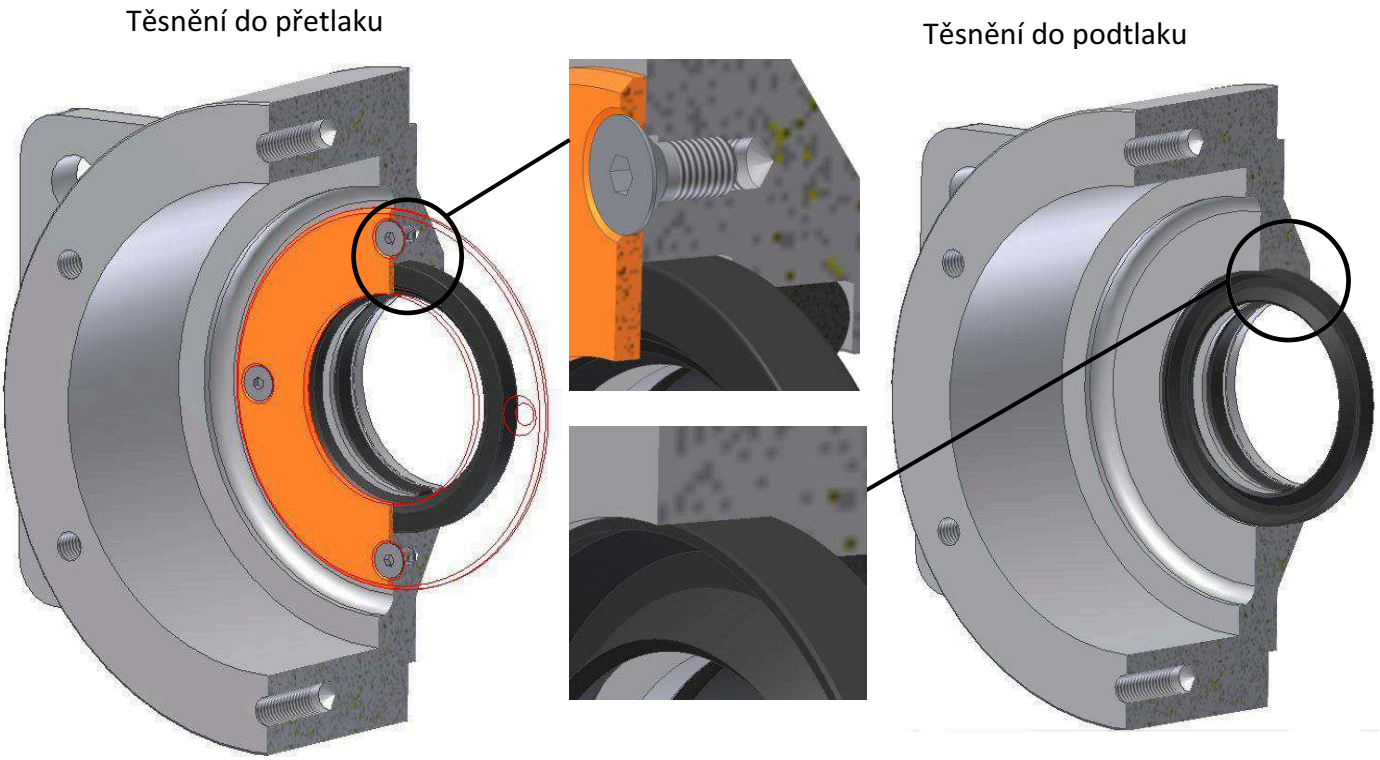
Dotažením matice lze lehce korigovat axiální vůli mezi statorem a rotorem, která by měla být 0,4 mm. Dotahováním matice tedy docílíme natlačení ložiska na kuželový přechod a tím i celkový axiální posun hřídele. Dotažením matice vyvodíme předpětí ve vnitřním kroužku ložiska. Soudečková ložiska jsou vyrobena s jistou radiální vůlí mezi valivými tělísky a vnějším kroužkem. Natlačením ložiska na kuželový přechod tedy vyvodíme předpětí a roztažení vnitřního kroužku, což vede k zmenšení radiální vůle. Zmenšením radiální vůle rovněž minimalizujeme naklopení, respektive nesouosost v hřídeli. Míra předpětí v ložisku je určena výrobcem.

5. 5 Využití stávajících komponent pro ložiskové kozlíky a jejich úprava

Při návrhu všech konstrukčních prvků turbíny s protiběžnými koly je snahou maximálně využít stávající zařízení používané na hydraulické zkušebně odboru FLI.

Na zkušebně jsou k dispozici dva rozměrově totožné ložiskové kozlíky, které jsou z hlediska utěsnění navrhovány pro násoskové uspořádání, tedy do podtlaku. Jak již bylo řečeno, konstruovaný model turbíny bude zkoušen na univerzální zkušební stanici, která předpokládá přetlak na vstupu a podtlak na výstupu.

Ložiskový kozlík do podtlaku je možné tedy kompletně převzít z konstrukce dvoulopatkové vírové turbíny určené pro laboratorní výcvik. Druhý podtlakový kozlík, kterým zkušebna disponuje, lze upravit do přetlakového uspořádání velmi jednoduše. Při přetlaku bude hřídelový těsnící kroužek natlačován směrem do prostoru ložiska a je nutné, aby se ze strany ložiska mohl opřít. Je tedy nutné přidat konstrukční prvek v podobě mezikruží, který se přišroubuje do vnitřní stěny kozlíku a vytvoří tak opěrnou stěnu pro těsnící kroužek.



Obr. 5.3 Orientace hřídelového těsnícího kroužku do přetlaku /podtlaku

Společně s oběma kozlíky se budou přebírat i ložiska, kterými jsou kozlíky osazeny. Jak je zmíněno výše v odstavci „Typ použitých valivých ložisek“ v obou případech se jedná o dvouřadá valivá soudečková ložiska typ 22310 dle ČSN 024705 (viz příloha 5.4). S ohledem na převzetí ložisek bylo nutné provést kontrolu dynamické únosnosti na aktuální parametry provozních otáček a silového zatížení.

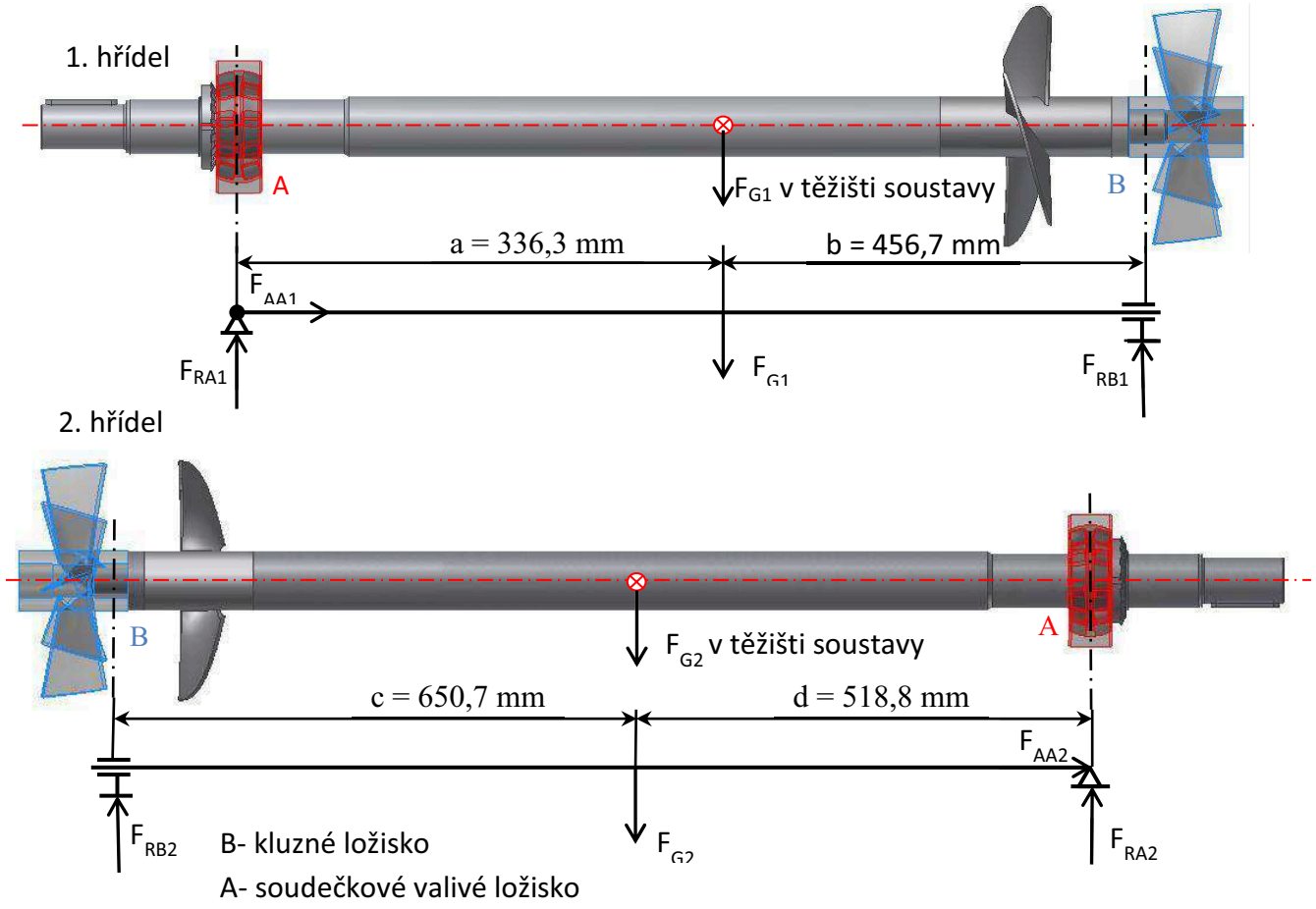
Pro případ zakoupení nových ložisek je samozřejmě nutné respektovat jejich dynamickou nosnost a rozměrové dispozice otvoru určeného pro uložení ložiska. Je tedy nutné volit ložiska o následujících parametrech: šířka b = 40 mm; vnější průměr D = 110 mm a vnitřní průměr d = 50 mm s vnitřní kuželovitostí 1 : 12. Tomuto typu odpovídá dle katalogového listu firmy SKF ze strany 716 ložisko typu *22310EK.
Odkaz: <http://www.skf.com/files/515077.pdf>

Z hlediska převzetí upínacích pouzder: Na zkušebně je k dispozici jedno kompletní upínací pouzdro, které je určeno pro dvouřadé soudečkové ložisko typ 22310 s vnitřní kuželovitosti 1 : 12 (respektive provedení druhé). Toto upínací pouzdro je v dobrém stavu a je možno ho převzít, druhé bude nutné zakoupit, a sice typ, který je definován v odstavci „Ustavení axiální polohy hřídele“.

5.6 Kontrola mechanických charakteristik použitých ložisek

5.6.1 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení P_D

Pro stanovení dynamického ekvivalentního zatížení je nutné provést uvolnění soustavy a určit velikost výsledných sil působících na ložisko, tedy určit velikost radiální síly F_{rad} a axiální síly F_{ax} působící v místě ložiska.



Obr. 5.4 Silové reakce ve vazbách

Z hlediska uvolnění sestavy z vazeb, které jsou tvořeny kluzným a valivým ložiskem, budu pro výpočet radiálních sil uvažovat, že reakce působí vždy v ose podpěr, respektive přesně v polovině axiální šířky valivého a kluzného ložiska.

a) Vznik radiálních sil a jejich zachycení

V použitém 3D modeláři přes fyzikální vlastnosti bylo zjištěno těžiště soustavy, která se v obou případech skládá z hřídele, oběžného kola, matice oběžného kola, prvků KM matice a dvojice per. Poloha těžiště byla v 3D modeláři definována vzhledem k počátku voleného SS. Vzdálenost těžiště soustavy vzhledem k jednotlivým podporám (viz. Obr. 5.4 Silové reakce ve vazbách) byla následně dopočítána z rozměrových parametrů jednotlivých dílů a jejich vzájemné polohy v sestavě.

Pro stanovení tíhové síly byla pro všechny prvky zmíněné soustavy volena hustota 7850 Kg/m^3. Pozn. sestavy jsou pro obě OB. kola tvořeny výše uvedeným výčtem prvků.

Přes fyzikální vlastnosti v 3D modeláři byly odečteny následující hmotnosti:

Sestava 1. OB. kola m_1 = 14,55 kg ⇒ Fg_1 = 142,7 N
Sestava 2. OB. kola m_2= 20,2 kg ⇒ Fg_2=198,1 N

Při návrhu celkové konstrukce bylo uvažováno, že při provozu bude turbína čistě v horizontální poloze, takže radiální reakce v ložiscích budou tvořeny pouze tíhovou silou, respektive hmotností zmíněných součástí.

Platí, že tíhová síla má působiště právě v těžišti soustavy a její nositelka směřuje kolmo k zemi, tedy celková radiální síla se bude mezi obě ložiska (vazby) dělit v poměru, který je dán vzdáleností vazby od těžiště.

$$F_{RA1} = \frac{Fg_1 \cdot b}{a+b} = \frac{142{,}7 \cdot 456{,}7}{336{,}3 + 456{,}7} = 82{,}2\ N \qquad F_{RB1} = \frac{Fg_1 \cdot a}{a+b} = \frac{142{,}7 \cdot 336{,}3}{336{,}3 + 456{,}7} = 60{,}5\ N \quad (5.1)$$

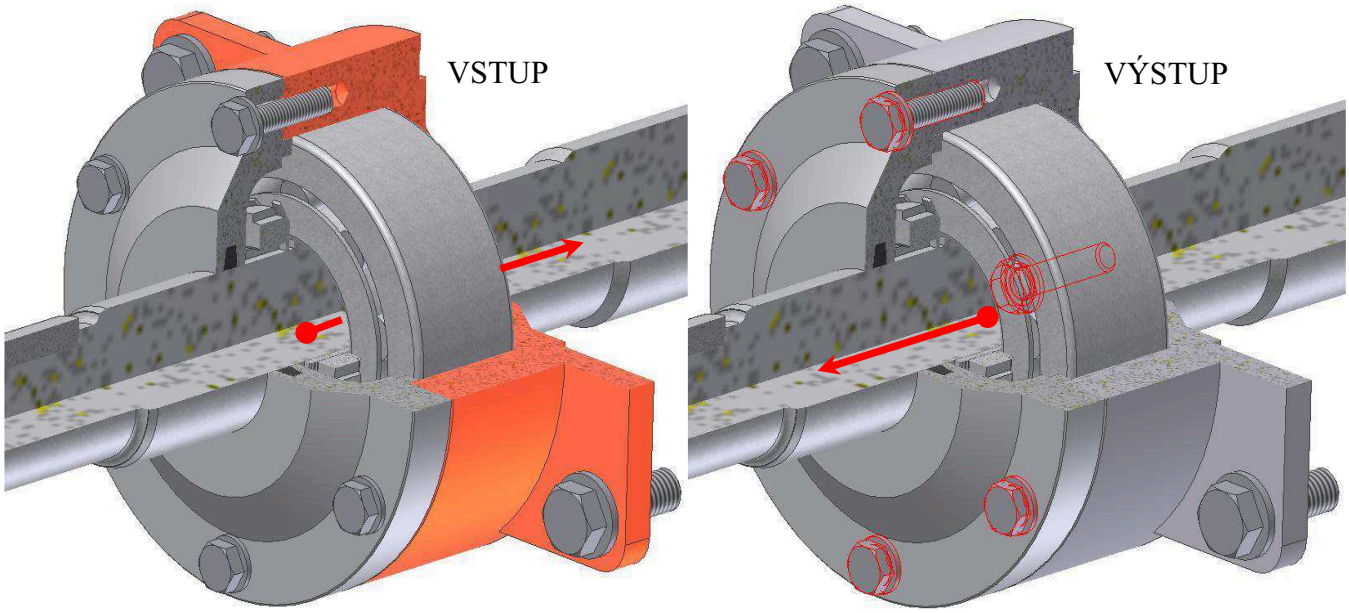
$$F_{RA2} = \frac{Fg_2 \cdot b}{a+b} = \frac{198{,}1 \cdot 650{,}7}{650{,}7 + 518{,}8} = 110{,}2\ N \qquad F_{RB2} = \frac{Fg_2 \cdot a}{a+b} = \frac{198{,}1 \cdot 518{,}8}{650{,}7 + 518{,}8} = 87{,}9\ N$$

b) Vznik axiální síly (hydraulický tah) a její zachycení

Z logického rozboru silových interakcí vyplývá, že orientace axiální síly je při běžném provozním stavu ve stejném smyslu jako směr proudění vody, tedy v ose rotace. Lze ji rovněž chápat jako hydraulický tah působící na oběžné kolo. Tato síla vzniká v důsledku tlaku vodního sloupce, který působí po ploše lopatky.

V přechodových stavech, zejména pak při najíždění z nulových otáček, může dojít i k obrácení orientace axiální síly. V takovém případě se pak axiální síla může krátkodobě opřít do oběžného kola v opačném smyslu, než je směr proudící kapaliny. Takové provozní stavy není možné vyjádřit analytickým výpočtem a je nutné provést numerické simulace pomocí

CFD. Pro první hřídel (vstupní kozlík) bude tedy platit, že axiální síla se pomocí soudečkového ložiska a pojistné KM matice opře do nosného tělesa ložiskového kozlíku. Šroubové spojení krycího víka a nosného tělesa ložiskového kozlíku bude namáhané pouze přepětím nutným pro utěsnění.



Obr. 5.5 Směr axiální síly a její zachycení

Pro druhý hřídel (výstupní kozlík) nastane situace zcela opačná a bude platit, že axiální síla působící ve směru proudu se opře přes matici a soudečkové ložisko do krycího víka ložiskového kozlíku. Celá axiální síla bude tedy zachycena ve šroubovém spoji krycího víka a nosného těla ložiskového kozlíku.

V obou případech bude platit, že soudečková ložiska budou přenášet hydraulický tah působící na lopatky oběžného kola, respektive axiální sílu. Pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení je tedy nutné toto silové zatížené určit.

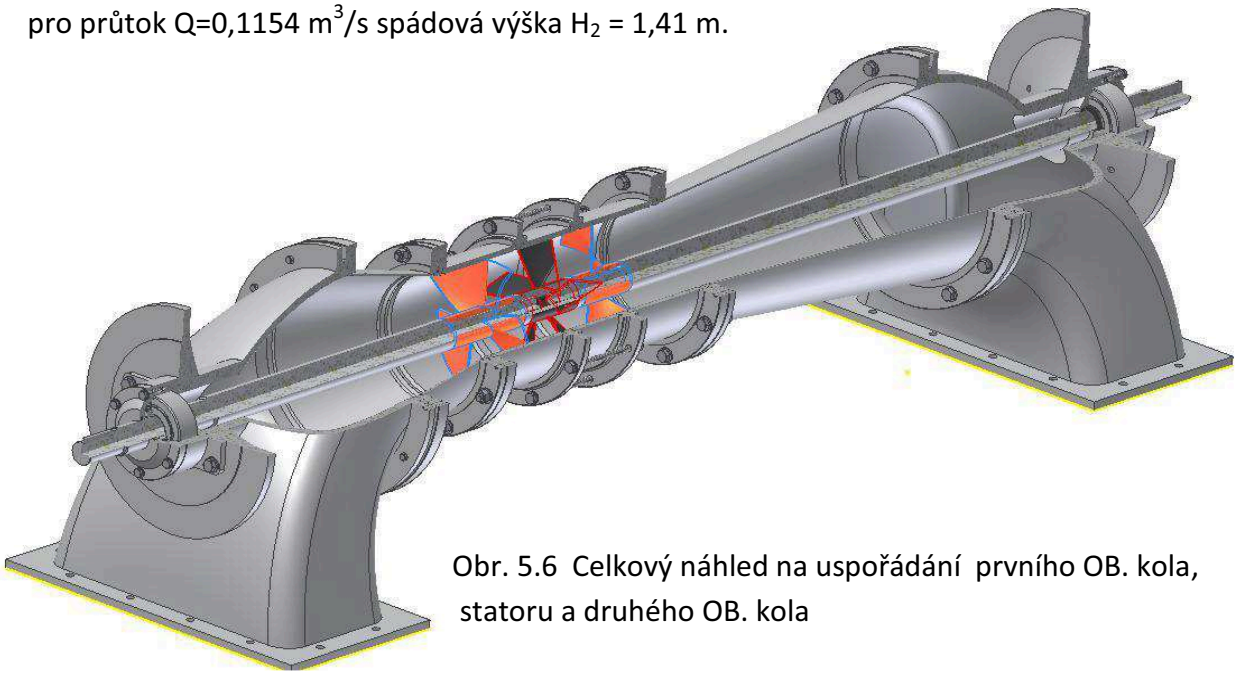
Stanovení velikosti hydraulického tahu prvního a druhého OB. kola [3]

$$F_H = \frac{\pi \cdot (D_T^2 - d_N^2) \cdot H \cdot \rho \cdot g}{4} \quad [N] \tag{5.2}$$

Kde: D_T [m] je vnější průměr oběžného kola; d_N [m] je průměr náboje oběžného kola; H [m] je spádová výška

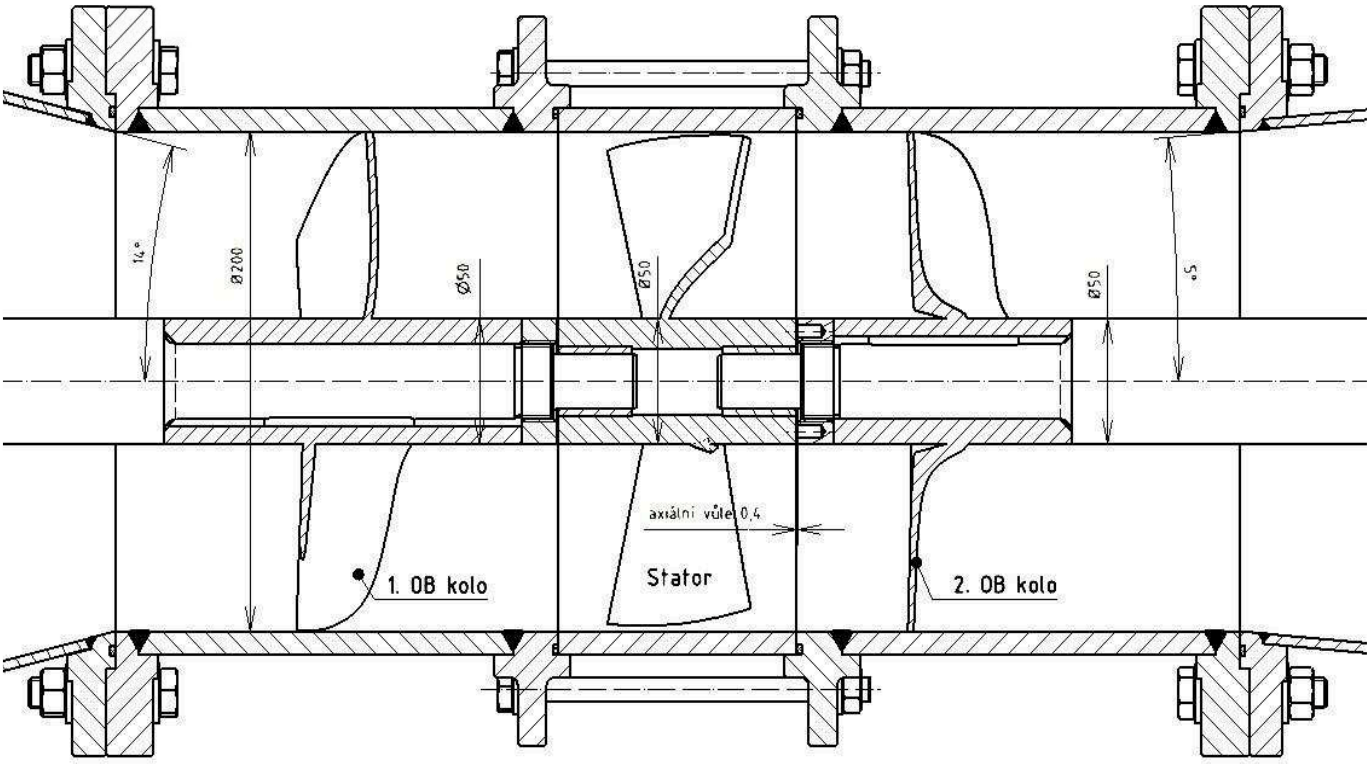
Spádová výška H je veličina udávající velikost teoretické energie připadající na oběžné kolo. Jelikož konstrukční uspořádání předpokládá dvě oběžná kola umístěná sériově za sebou, je nutné spádovou výšku H_2 připadající na druhé kolo přepočítat v závislosti na výkonu a dosahované účinnosti prvního oběžného kola. V podstatě od celkové spádové výšky odečíst energii, která bude odebrána prvním oběžným kolem. Hydraulický tah působící na druhé oběžné kolo bude tedy nižší.

Z kapitoly popisující rozdělení výkonu mezi obě oběžná kola bylo určeno, že první oběžné kolo bude generovat skutečný výkon 1979 W. Tento výkon je dosažen pří účinnosti stupně 80 %. Teoretický výkon prvního stupně je tedy 2474 W, přičemž pětina disipuje do tepla. Z celkového výkon připadajícího na oba stupně 4067 W bude tedy první oběžné kolo odvádět 2474 W. Druhé kolo má poté k dispozici teoretický výkon 1593 W, čemuž odpovídá pro průtok Q=0,1154 m^3/s spádová výška H_2 = 1,41 m.



Obr. 5.6 Celkový náhled na uspořádání prvního OB. kola, statoru a druhého OB. kola

Z výkresové dokumentace je patrné, že vnější průměr D_T = 200 mm a průměr náboje kola D_N = 50 mm jsou pro obě oběžná kola stejné.



Obr. 5.7 Rozměrové parametry oběžných kol

Velikost axiální síly od prvního a druhého OB. kola je pak následující:

$$F_{H1} = \frac{\pi \cdot (D_T^2 - d_N^2) \cdot H_1 \cdot \rho \cdot g}{4} = \frac{\pi \cdot (0{,}2^2 - 0{,}05^2) \cdot 3{,}6 \cdot 998 \cdot 9{,}81}{4} = 1038N$$

$$F_{H2} = \frac{\pi \cdot (D_T^2 - d_N^2) \cdot H_2 \cdot \rho \cdot g}{4} = \frac{\pi \cdot (0{,}2^2 - 0{,}05^2) \cdot 1{,}41 \cdot 998 \cdot 9{,}81}{4} = 406N$$

Rovnice pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení P_D má následující tvar[1]:

$$P_D = f_k \cdot f_d (X F_{rad} + Y \cdot F_{ax}) \; [N] \qquad 5.3$$

Kde: Y je axiální součinitel; X radiální součinitel; f_d součinitel dynamického vlivu připojených zařízení, například generátor dynamometru f_d = 1,2[-]; f_k součinitel přídavných sil vzniklých v důsledku nepřesnosti f_k = 1,1 [-].

Součinitele radiálního a axiálního zatížení jsou odečteny z katalogového listu SKF (viz příloha 5.8), a sice pro ložisko o následujících rozměrových parametrech d = 50 mm a d_2 = 62,1 mm. Těmto rozměrům odpovídá dle ČSN 024705 typu 22310 (viz příloha 5.4).

Z hlediska volby odpovídajících koeficientů podle SKF je nutné zohlednit vzájemný poměr axiální a radiální síly vzhledem k součiniteli e, který pro zmíněný typ ložiska nabývá hodnoty e = 0,37 [-] (viz příloha 5.8). Pro obě ložiska platí, že axiální zatížení je dominantní, respektive $\frac{Fax}{Frad} > e$. Pro takové zatěžující parametry budou do výpočtu P_D dosazeny pro obě ložiska následující součinitele X = 0,67 [-]; Y = 2,7 [-].[1]

Na základě předchozích výpočtů lze sepsat:

$$F_{ax1} = F_{H1} = 1038\ N\ ;\ F_{rad1} = F_{RA1} = 82{,}2\ N$$

$$F_{ax2} = F_{H2} = 406\ N\ ;\ F_{rad2} = F_{RA2} = 110{,}2\ N$$

Ekvivalentní dynamické zatížení pro první a druhé valivé ložisko je pak následující:

$$P_{D1} = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot F_{rad1} + Y \cdot F_{ax1}) = 1{,}1 \cdot 1{,}2 \cdot (0{,}64 \cdot 82{,}2 + 2{,}7 \cdot 1038) = 3768\ N$$

$$P_{D2} = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot F_{rad2} + Y \cdot F_{ax\,2}) = 1{,}1 \cdot 1{,}2 \cdot (0{,}64 \cdot 110{,}2 + 2{,}7 \cdot 406) = 1540\ N$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení zohledňuje vliv časové proměnlivosti zatěžujících sil (radiální a axiální) co do velikosti i směru. Proměnlivost zatížení je způsobená nejčastěji proměnlivostí otáček při různých provozních stavech.

5.6.2 Výpočet dynamické únosnosti na provozní hodiny [1]

$$C_{min} = P_D \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_T}{10^6}} \quad vychází\ ze\ \ vztahu\ \ L_h = \left(\frac{C_{min}}{P_D}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_T}\right) \tag{5.4}$$

Po zavedení pravděpodobnostních součinitelů je výsledný vztah [1]:

$$C_{min} = P_D \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_T}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \tag{5.5}$$

Kde: L_h [h] základní trvanlivost je volena pro 50 000 provozních hodin
C_{min} [N] minimální dynamická únosnost
P_D [N] ekvivalentní dynamické zatížení
n_T [s^{-1}] provozní otáčky
p [-] exponent pro daný typ ložiska, soudečková dvouřadá p = 10/3
a_1 [-] součinitel pravděpodobnosti selhání pro spolehlivost 95 % a_1 = 0,62
a_{23}[-] součinitel materiálu a provozních podmínek a_{23} = 1

Velikost dynamické únosnosti na 50 000 provozních hodin:

$$První\ ložisko: \quad C_{min1} = P_{D1} \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_T}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 3768 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{50\,000 \cdot 60 \cdot 1281}{0,62 \cdot 1 \cdot 10^6}} = 51872\ N$$

$$Druhé\ ložisko: \quad C_{min2} = P_{D2} \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_T}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 1540 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{50\,000 \cdot 60 \cdot 1281}{0,62 \cdot 1 \cdot 10^6}} = 21200\ N$$

Pro kontrolované ložisko, tedy typ 22310 z rozměrové skupiny 23 provedení druhé s vnitřní kuželovitostí 1 : 12, definuje ČSN 02 470 (viz příloha 5.4) parametry základní dynamické a statické únosnosti, které jsou následující

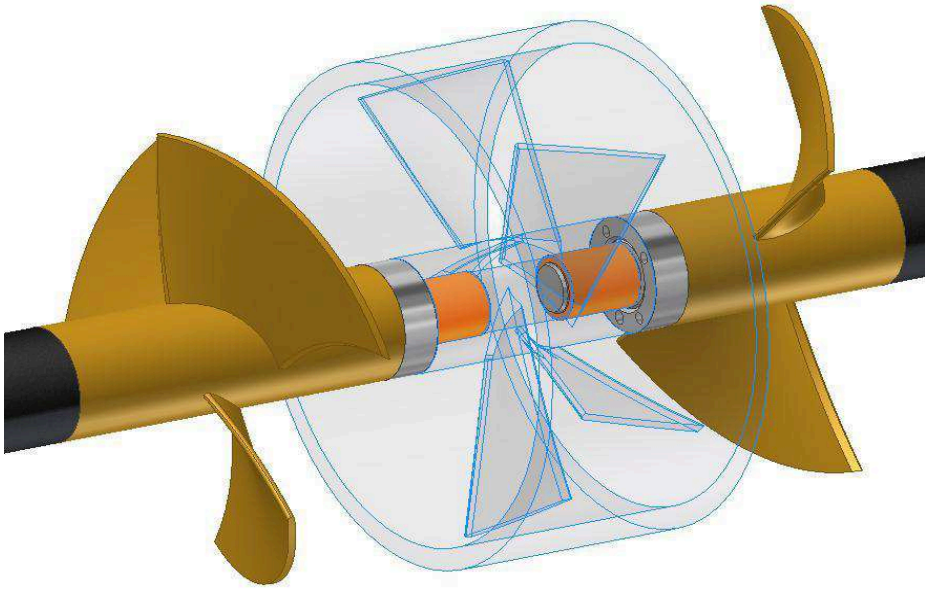
Dynamická únosnost: C = 134 kN
Statická únosnost: C_0 = 110 kN

Je zřejmé, že provozní zatížení vyhovuje normalizované únosnosti s velkou rezervou a ložiska jsou vzhledem k provoznímu stavu velmi předimenzovaná, avšak z hlediska maximálního využití stávajících komponent na zkušebně je vhodné tento typ použít.

6. Uložení ve vnitřních opěrných bodech pomocí kluzných ložisek

6.1 Deskripce uložení

Oba hřídele jsou na svých vzájemně přiléhajících koncích vně průtočného průřezu v oblasti oběžných kol neseny prostřednictvím kluzných ložisek, ve kterých budou rotovat. Funkci nosného tělesa pak zajišťuje stator, ve kterém jsou kluzná ložiska soustředně uložena. Jelikož je uložení ve statoru v přímém kontaktu s proudící vodou, je tedy nutné použít kluzná ložiska.



Obr. 6.1 Soustředně uložena kluzná pouzdra v těle statoru

Typ použitých kluzných ložisek a konstrukční uspořádání předpokládá, že ložiska jsou schopna přenášet pouze radiální zatížení od tíhových sil. Velikost radiálního zatížení, které bude vstupovat do výpočtu měrného zatížení ložisek p_m (pozn. vztah 6.2), je stanoveno v kapitole 5.6 Kontrola mechanických charakteristik ložisek. Dle označení z obrázku 5.4 Silové reakce ve vazbách jsou stanoveny následující radiální reakce:

$$\text{První ložisko } F_{RB1} = 87{,}9\ N \qquad \text{Druhé ložisko } F_{RB1} = 60{,}5\ N$$

Při návrhu kluzných ložisek je nutné respektovat vstupní parametry, které vychází z celkové konstrukce a z kterých bude výpočet ložisek vycházet. Konstrukční návrh kluzných ložisek bude vycházet z předpokladu, že ložiska pracují v přímém kontaktu s vodou, která pak plní funkci maziva. Při výpočtech je tedy nutné uvažovat dynamickou viskozitu vody t η = 0,001 Nsm^{-2}

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad [3] \qquad 6.1$$

Kde : $\frac{dv}{dy}$ gradient rychlosti ve směru kolmém na rychlost

η [Nsm^{-2}] dynamická viskozita

τ tečné napětí v tekutině

Dynamická viskozita podle Newtonova zákonu viskozity udává míru vnitřního tření v tekutině a bude tedy významně ovlivňovat další závislé veličiny, které vstupují do výpočtu a podílí se na provozních parametrech ložiska. Jedná se zejména o třecí součinitel f, respektive charakteristické číslo tření, tloušťku kluzného filmu h_0 a celkový režim mazání.

Viskozita tekutiny je navázána na teplotu a pří návrhu kluzných ložisek se často počítá se změnou viskozity maziva v důsledku změny teploty. Jelikož jsou ložiska obtékaná velkým objemem vody lze předpokládat, že bude zajištěn dostatečně intenzivní odvod třecího tepla. Pro návrh tedy budu uvažovat, že viskozita maziva, respektive vody, je konstantní při teplotě t = 18°C.

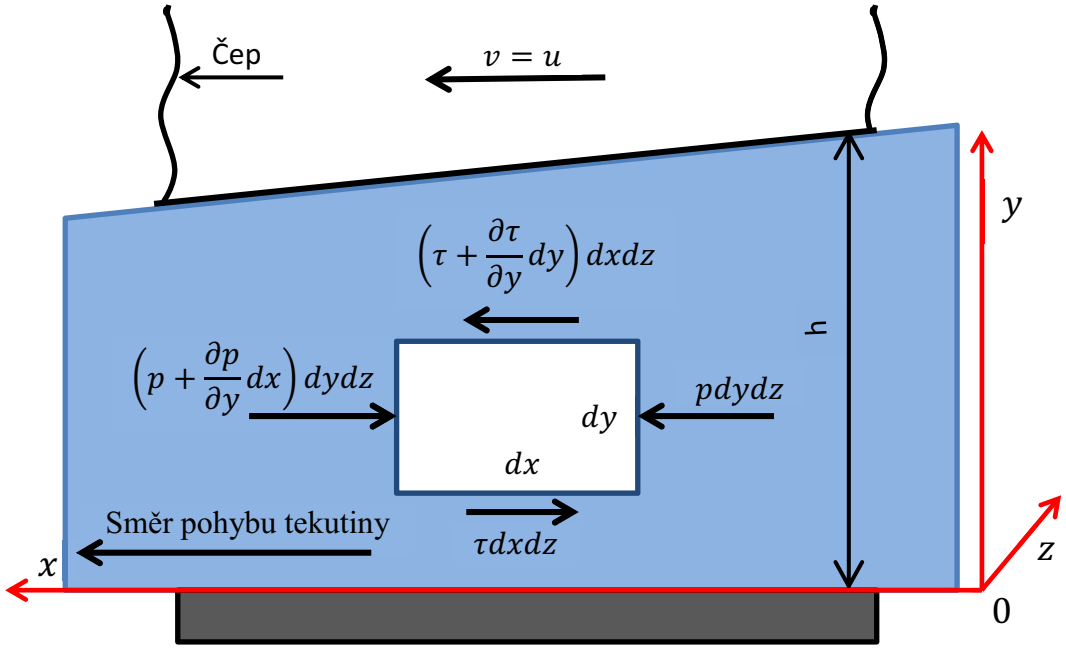
Dál pak je dána frekvence otáčení v pouzdře, která je pro obě ložiska stejná n = 1281 min^{-1}. S těmito předpoklady je proveden návrh.

Pro správný konstrukční návrh a následnou volbu ložisek je nutné nejprve definovat, jak vstupní parametry, zejména dynamická viskozita τ a frekvence otáčení čepu, ovlivní fyzikální pochody mezi funkčními plochami, respektive jaký režim mazání lze v kluzném ložisku očekávat. Z hlediska konstrukce pro mnou řešený případ připadá v úvahu trojice pracovních režimů, a sice: hydrodynamické, smíšené nebo mezné mazání.

6.2 Definování pracovního režimu statorového kluzného ložiska

Z hlediska třecích ztrát a celkové životnosti ložiskového pouzdra je nejlepší hydrodynamický režim mazání. Jedná se o režim, při kterém jsou funkční plochy odděleny tlustou kluznou vrstvou, takže nedochází k jejich vzájemnému styku a třecí ztráty jsou pak velmi nízké a vychází z dynamické viskozity τ maziva (pozn. vztah 6.1).

Teorii hydrodynamického mazání matematicky definoval Reynolds pomocí základních zákonů mechaniky tekutin při zavedení zjednodušujících předpokladů.



Obr. 6.2 Silové působení na element kapaliny [1]

Z hlediska fyzikálních vlastností tekutiny, která plní funkci maziva mezi funkčními plochami, se předpokládá, že tekutina je: newtonovská, nestlačitelná a s konstantní viskozitou. Další spíše konstrukční předpoklad je, že v axiálním směru, tedy ve směru shodném s osou ložiska, se tlak nemění.

Sestavením rovnice silové rovnováhy na element tekutiny, který je vtahován do klínové mezery mezi dvě funkční plochy, jak je zřejmé z obrázku 6.3, získáme následující vztah[1]:

$$\sum F_x = pdydz - \left(p + \frac{dp}{dx}dx\right)dydx - \tau dxdz + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y}dy\right)dxdz = 0 \quad [1] \qquad 6.2$$

Zavedením zjednodušujících předpokladů a následnými matematickými úpravami rovnice silové rovnováhy získáme vztah popisující průběh tlaku v klínové mezeře jako funkci rychlosti čepu u, dynamické viskozity tekutiny τ a výšky klínové mezery h. Tento tlak, který se nastaví v klínové mezeře, následně působí jako opozit proti měrnému tlaku v ložisku p_m (pozn. vztah 6.4), který je generován radiálním zatížením. Rotor je tekutinou nadnášen a nedochází tak k vzájemnému styku funkčních ploch. [1]

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{h^3}{\eta}\cdot\frac{dp}{dx}\right) = 6u\cdot\frac{dh}{dx} \quad [1] \qquad 6.3$$

Tato rovnice je jednorozměrná Reynoldsova rovnice a tvoří základní fyzikální definice hydrodynamického mazání.

Z výše uvedeného vztahu je zřejmé, že při neobvyklých provozních stavech, které jsou spojeny s nízkými otáčkami, respektive s malou hodnotou u, může docházet k vzniku mezného mazání. Tyto stavy vznikají při najíždění a odstavování turbíny. Hydrodynamický režim mazání pro běžný provozní stav pak ovlivňuje zejména dynamická viskozita tekutiny τ. Jak je uvedeno v kapitole 6.1 Deskripce uložení, funkci maziva bude zastávat voda, která má nižší viskozitu než olej používaný pro mazání.

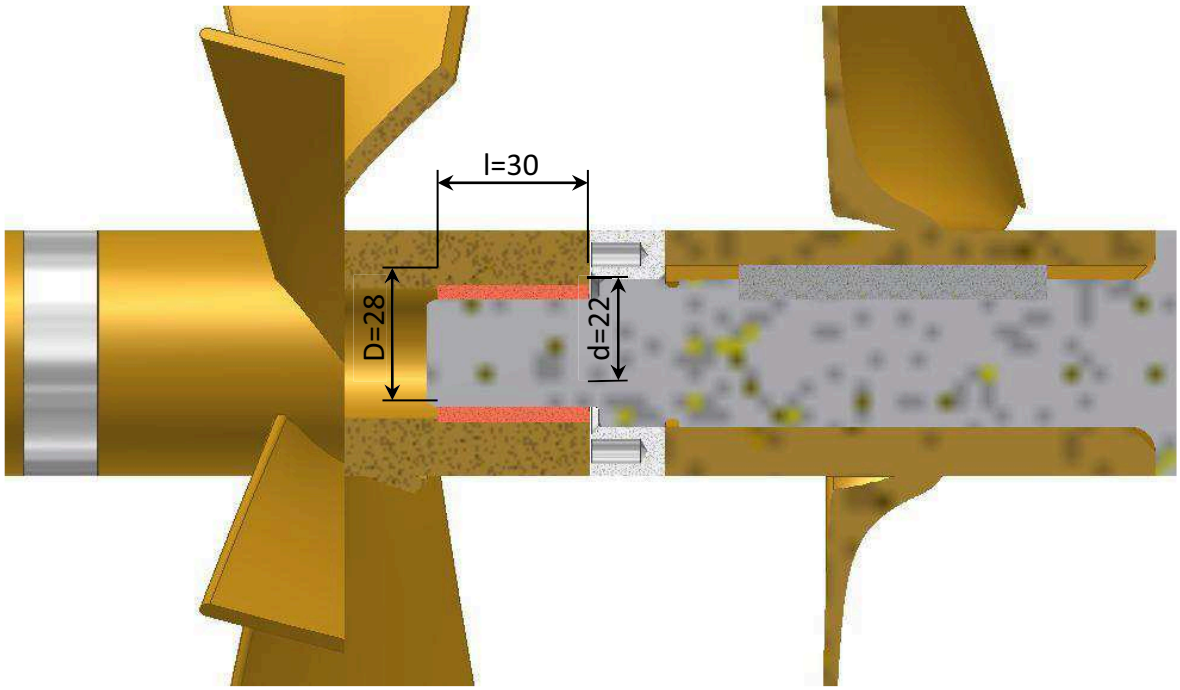
Navržená konstrukce má sloužit pro experimentální měření, které bude spojené s častým najížděním, v kombinaci s nižší viskozitou vody může uložení pracovat v oblasti mezného mazání. Tento předpoklad je nutné zohlednit při výběru ložiska, a proto bude použito bimetalové pouzdro, které má nízké nároky na mazání a dokáže pracovat bez poškození i při mezném mazání. Přesná deskripce zmíněného typu ložiska je uvedena v následující kapitole.

6.3 Definování konstrukčních a rozměrových parametrů ložisek

Z hlediska základních rozměrových parametrů obou ložisek mohu hýbat pouze celkovou délkou pouzdra l, jelikož vnitřní a vnější průměr ložiska je již určen průměrem čepu hřídele d = 22 mm, respektive průměrem nosného otvoru ve statoru D = 28 mm. Budu uvažovat, že boční výtok ložisek je malý a kluzný film mezi styčnými plochami bude tenký, proto je nutné rozložit měrné zatížení ložiska p_m na co největší plochu.

$$p_m = \frac{F}{2rl} \quad [1] \qquad 6.4$$

Kde: r [m] je poloměr čepu hřídele; l [m] délka pouzdra kluzného ložiska; F [N] radiální zatížení čepu; pm [Mpa] měrné zatížení čepu



Obr. 6.3 Rozměrové parametry kluzného ložiska

Ložiska budou konstruovány jako dlouhá s velkým poměrem l/d. Vnitřní rozměry statorového nosiče a délka hřídelových čepů jsou navrženy tak, aby tuto úvahu respektovaly. Délka ložiskového pouzdra, respektive délka styčných ploch pro výpočet, tedy bude v obou případech l = 30 mm.

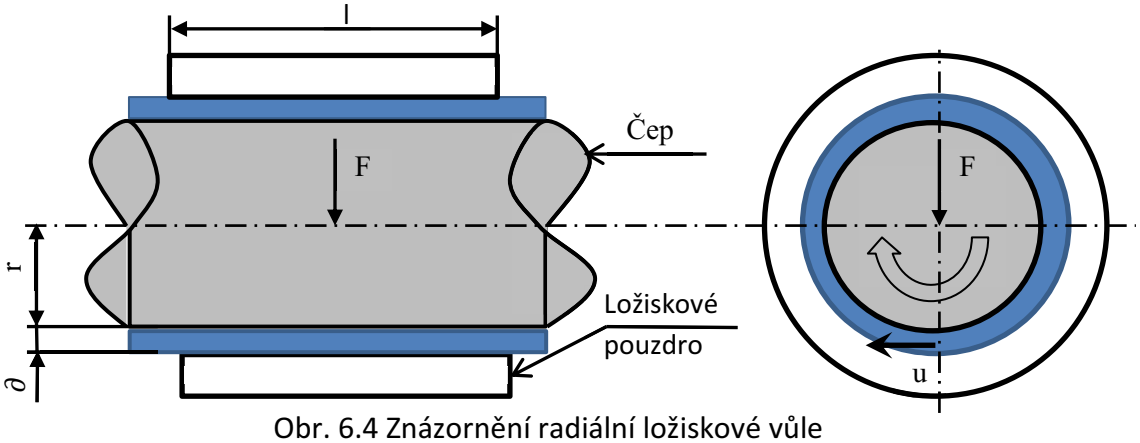
Pro obě uložení bude použit typ kluzného ložiska s vnitřní výstelkou. Jedná se o bimetalové ložiskové pouzdro tvořené prstencem z oceli, který je opatřen na vnitřní funkční straně vrstvou ložiskového kovu. Takto dělené ložisko má lepší vlastnosti, jelikož je docíleno kombinace protichůdných mechanických vlastností dvojice různých kovů.

Ocelový prstenec vytváří dostatečnou odolnost proti vnějšímu tlaku a vykazuje velmi dobrou míru únavové pevnosti. Vnitřní výstelka bude vyrobena ze slitiny mědi a cínu CuSn6 dle ČSN 42 3016, viz příloha 6.2. Tento materiál má obvykle nižší hodnotu modulu pružnosti E = 98 000 Pa a je povrchově měkký. Výstelka se tak dokáže přizpůsobit povrchovým nerovnostem rotujícího čepu. Tento materiál má rovněž výbornou odolnost proti korozi.

Takovým rozměrovým a technickým parametrům odpovídá dle **ČSN 02 3495** bimetalové válcové pouzdro typ **A 22/28-30,** řada třetí, viz příloha 6.1. Pro obě ložiska bude použit stejný typ ložiskového pouzdra a stejný materiál vnitřní výstelky.

6.4 Deskripce výpočtu provozních parametrů ložiska

Základním vztahem pro výpočet provozních parametrů kluzného ložiska je Petrovova rovnice, z které pro výpočet získáme důležitá charakteristická čísla, na základě kterých jsou sestaveny grafy určené pro odečítání provozních parametrů ložiskového pouzdra. Jedná se například o součinitel tření f, tloušťku mazacího filmu h, polohu minimální tloušťky mazacího filmu po obvodu čepu Φ; Sommerfeldovo číslo S_0.



Obr. 6.4 Znázornění radiální ložiskové vůle

Petrovova rovnice je odvozena kombinací vztahů, které popisují třecí moment Mt. Třecí moment je možné určit dvojím postupem, a sice prostřednictvím vlastnosti tekutiny, respektive přes smykové napětí v tekutině τ nebo druhým přístupem, který uvažuje měrné zatížení ložiska, respektive radiální sílu.

a) Přes smykové napětí v tekutině:

$$\tau = \eta \frac{u}{h} = \frac{2\pi r \eta n}{\partial} \quad [1] \qquad 6.5$$

$$M_t = (\tau S) r = \left(\frac{2\pi r \eta n}{\partial}\right) \cdot (2\pi r l) \cdot r = \frac{4\pi^2 r^3 l \eta n}{\partial} \quad [1] \qquad 6.6$$

b) Přes měrné zatížení ložiska:

$$p_m = \frac{F}{2rl} \quad [1] \qquad 6.7$$

$$M_t = f F_r = f(2rlp_m) r = 2r^2 f l p_m \quad [1] \qquad 6.8$$

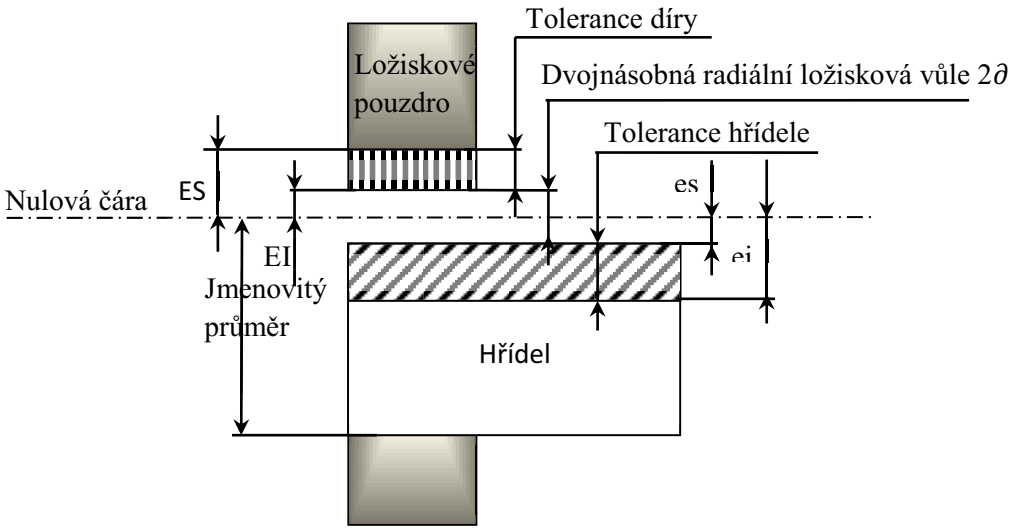
Kombinací vztahů 6.6 a 6.8 obdržíme Petrovovu rovnici ve tvaru:

$$f = 2\pi^2 \frac{\eta n}{p_m} \frac{r}{\partial} \quad [1] \qquad 6.9$$

Kde: r [m] je poloměr čepu hřídele; l [m] délka styčných ploch kluzného ložiska; η [Nsm^{-2}] dynamická viskozita; τ [Mpa] tečné napětí v tekutině; ∂ [m] radiální ložisková vůle, u [m/s] obvodová rychlost; Mt [Nm] třecí moment; f třecí součinitel; p_m [Mpa] měrné zatížení ložiska; Fr [N] radiální síla.

6.5 Určení radiální ložiskové vůle z uložení

Stanovení radiální vůle ∂ provedu z výrobních tolerancí, které jsem předepsal na výrobních výkresech prvního a druhého hřídele 3-DIPL-04, 3-DIPL-05 a z výrobní tolerance vnitřního průměru použitého bimetalového válcového pouzdra dle ČSN 02 3495, typ A 22/28-30, viz příloha 6.1.



Obr. 6.5 Zobrazení uložení dle předepsaných tolerancí

Vnitřní průměr použitého bimetalového pouzdra je vyroben v toleranční skupině F7. Pro vnitřní průměr d = 22 mm pak podle ČSN odpovídají následující parametry: horní úchylka díry ES = 41 µm a dolní úchylka díry E I = 20µm, viz příloha 6.3.

Oba hřídele jsou na průměru d = 22 mm vyrobeny v toleranční skupině f7. Takovému uložení odpovídají podle ČSN následující hodnoty uložení, horní úchylka hřídele es = -20 µm a dolní úchylka hřídele ei = -41 µm.

Tomuto uložení pak odpovídá následující hodnota radiální ložiskové vůle ∂.

$$\partial = \frac{EI + |es|}{2} = \frac{20 + |-20|}{2} = 20\ \mu\text{m} \tag{6.10}$$

Tolerance uložení a průměry jsou pro obě kluzná ložiska stejné, radiální vůle tedy bude pro oba případy $\partial = 20\mu m$.

6.6 Výpočet provozních paramatrů kluzných ložisek

Výpočet bude proveden pro tyto zatěžující a rozměrové parametry: dynamická viskozita tekutiny η=0,001 Pas, otáčky hřídelového čepu n= 1281 min^{-1}=21,35s^{-1}, poloměr čepu r=11mm, délka ložiskového pouzdra l=30mm, radiální ložisková vůle $\partial = 20\mu m$. Tyto parametry jsou pro obě uložení společné. Rozdíl bude ve velikosti radiálních sil v místě uložení.

Kluzné ložisko pro první hřídel
Radiální síla F_{RB1}=60,5N

Kluzné ložisko pro druhý hřídel
Radiální síla v F_{RB2}=87,9N

Měrné zatížení ložiska: [1]

6.11

$$p_{m1} = \frac{F_{RB1}}{2rl} = \frac{60,5}{2 \cdot 11 \cdot 30} = 0,09167\ Mpa \qquad p_{m2} = \frac{F_{RB2}}{2rl} = \frac{87,9}{2 \cdot 11 \cdot 30} = 0,13318\ Mpa$$

Sommerfeldovo číslo: [1]

6.12

$$První\ ložisko: S_{o1} = \left(\frac{r}{\partial}\right)^2 \cdot \left(\frac{\eta n}{p_{m1}}\right) = \left(\frac{11}{0,020}\right)^2 \cdot \left(\frac{0,001 \cdot 21,35}{0,09167 \cdot 10^6}\right) = 0,07$$

$$Druhé\ ložisko: S_{o2} = \left(\frac{r}{\partial}\right)^2 \cdot \left(\frac{\eta n}{p_{m2}}\right) = \left(\frac{11}{0,020}\right)^2 \cdot \left(\frac{0,001 \cdot 21,35}{0,13318 \cdot 10^6}\right) = 0,05$$

Stanovení tloušťky mazacího filmu:

Na základě znalosti sommerfeldova čísla $S_{01;2}$ a poměru l/d=2,73 odečtu z grafu 1, viz příloha 6.5, poměr h_0/∂ a následně stanovím tloušťku filmu h_0.[1]

6.13

$$\frac{h_{01}}{\partial} = 0,42 \Rightarrow h_{01} = 0,42 \cdot 0,02 = 0,0084\ mm$$

$$\frac{h_{02}}{\partial} = 0,32 \Rightarrow h_{02} = 0,32 \cdot 0,02 = 0,0064\ mm$$

Stanovení třecího součinitele f:

Na základě znalosti sommerfeldova čísla $S_{01;2}$ a poměru l/d=2,73 odečtu z grafu 2, viz. příloha 6.6., charakteristické číslo tření (r/∂)f a následně určím třecí součinitel $f_{1;2}$. [1]

6.14

$$\left(\frac{r}{\partial}\right) f_1 = 1,8 \Rightarrow f_1 = 1,8\left(\frac{0,02}{11}\right) = 0,0033$$

$$\left(\frac{r}{\partial}\right) f_2 = 1,5 \Rightarrow f_2 = 1,5\left(\frac{0,02}{11}\right) = 0,0027$$

Výpočet třecího momentu: [1]

6.15

$$M_{t1} = fF_{RB1}r = 0,0033 \cdot 60,5 \cdot 11 = 2,19\ Nmm$$

$$M_{t2} = fF_{RB2}r = 0,0027 \cdot 87,9 \cdot 11 = 2,61\ Nmm$$

Výpočet třecího výkonu: [1]

6.16

$$První\ ložisko: P_{t1} = \omega M_{t1} = 2\pi \cdot 21,35 \cdot 2,19 \cdot 10^{-3} = 0,294\ W$$

$$Druhé\ ložisko: P_{t2} = \omega M_{t2} = 2\pi \cdot 21,35 \cdot 2,61 \cdot 10^{-3} = 0,350\ W$$

Je zřejmé, že třecí ztráty v ložisku jsou při hydrodynamickém režimu mazání zanedbatelné a na výslednou účinnost by neměli mít podstatný vliv.

7. Výrobní, montážní výkresová dokumentace a fotodokumentace

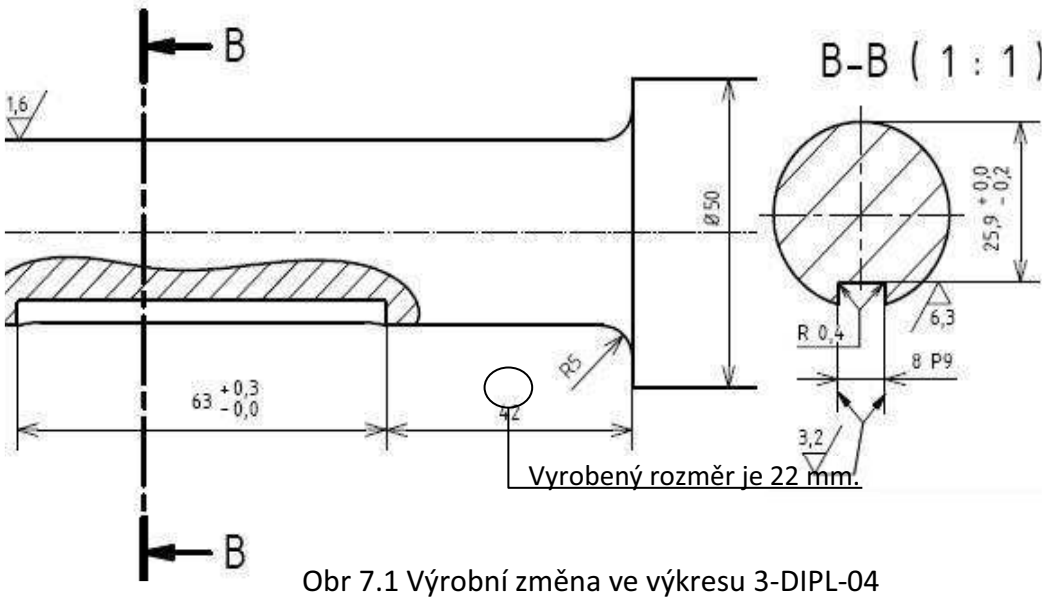
7.1. Seznam výkresové dokumentace

Číslo dokumentu	Druh dokumentu	Formát výkresu	Popis dokumentu	Datum vydání
0-DIPL-01	Montážní sestava	A-0	Výkres zobrazuje celkové konstrukční uspořádání turbíny v různých řezech a pohledech tak, aby byla zřejmá celková dispozice turbíny, dále pak ustavení jednotlivých prvků sestavy, kusovník všech dílů vstupujících do sestavy a celkové dispoziční rozměry.	24.4.2012
2-DIPL-02	Svarová sestava	A-2	Výkres zobrazuje celkovou dispozici svarku vstupního konfuzoru, rozměry potřebné pro ustavení jednotlivých dílů ve svarové sestavě, dále definuje jednotlivé technologické operace (svařování, tepelné zpracování, defektoskopie) a kusovník jednotlivých dílů.	26.4.2012
3-DIPL-03	Svarová sestava	A-3	Výkres zobrazuje celkovou dispozici svarku komory oběžného kola, rozměry potřebné pro ustavení jednotlivých dílů ve svarové sestavě, dále definuje jednotlivé technologické operace (svařování, tepelné zpracování, defektoskopie), rozměry potřebné pro vnitřní opracování komory a kusovník jednotlivých dílů. Poznámka: komora je pro obě oběžná kola totožná.	26.4.2012
3-DIPL-04	Výrobní výkres	A-3	Výkres zobrazuje rozměry potřebné pro výrobu hřídele prvního oběžného kola, dále definuje jednotlivé technologické operace (tepelné zpracování, obrábění) a definuje parametry polotovaru pro výrobu.	26.4.2012
3-DIPL-05	Výrobní výkres	A-3	Výkres zobrazuje rozměry potřebné pro výrobu hřídele druhého oběžného kola, dále definuje jednotlivé technologické operace (tepelné zpracování, obrábění) a definuje parametry polotovaru pro výrobu.	26.4.2012
4-DIPL-06	Výrobní výkres	A-4	Výkres zobrazuje rozměry potřebné pro výrobu příruby vstupního konfuzoru DN 300 a definuje parametry polotovaru pro výrobu.	26.4.2012
4-DIPL-07	Výrobní výkres	A-4	Výkres zobrazuje rozměry potřebné pro výrobu příruby vstupního konfuzoru DN 200 a definuje parametry polotovaru pro výrobu.	26.4.2012

4-DIPL-08	Výrobní výkres	A-4	Výkres zobrazuje rozměry potřebné pro výrobu statorové příruby komory oběžného kola DN 200, dále popisuje chronologii obrábění a definuje parametry polotovaru pro výrobu.	26.4.2012
4-DIPL-09	Výrobní výkres	A-4	Výkres zobrazuje rozměry potřebné pro výrobu připojovací příruby komory oběžného kola DN 200, dále popisuje chronologii obrábění a definuje parametry polotovaru pro výrobu.	26.4.2012
0-DIPL-10	3D model rendrované sestavy	A-0	Výkres zobrazuje celkové konstrukční uspořádání turbíny jako realistický model, který sloužil pro tvorbu výkresové dokumentace. Turbína je vyobrazena v různých pohledech tak, aby byla zřejmá celková dispozice soustrojí. Součástí výkresu jsou rovněž dvě fotografie, které zobrazují vyrobené komponenty podle níže uvedených výkresů.	26.4.2012

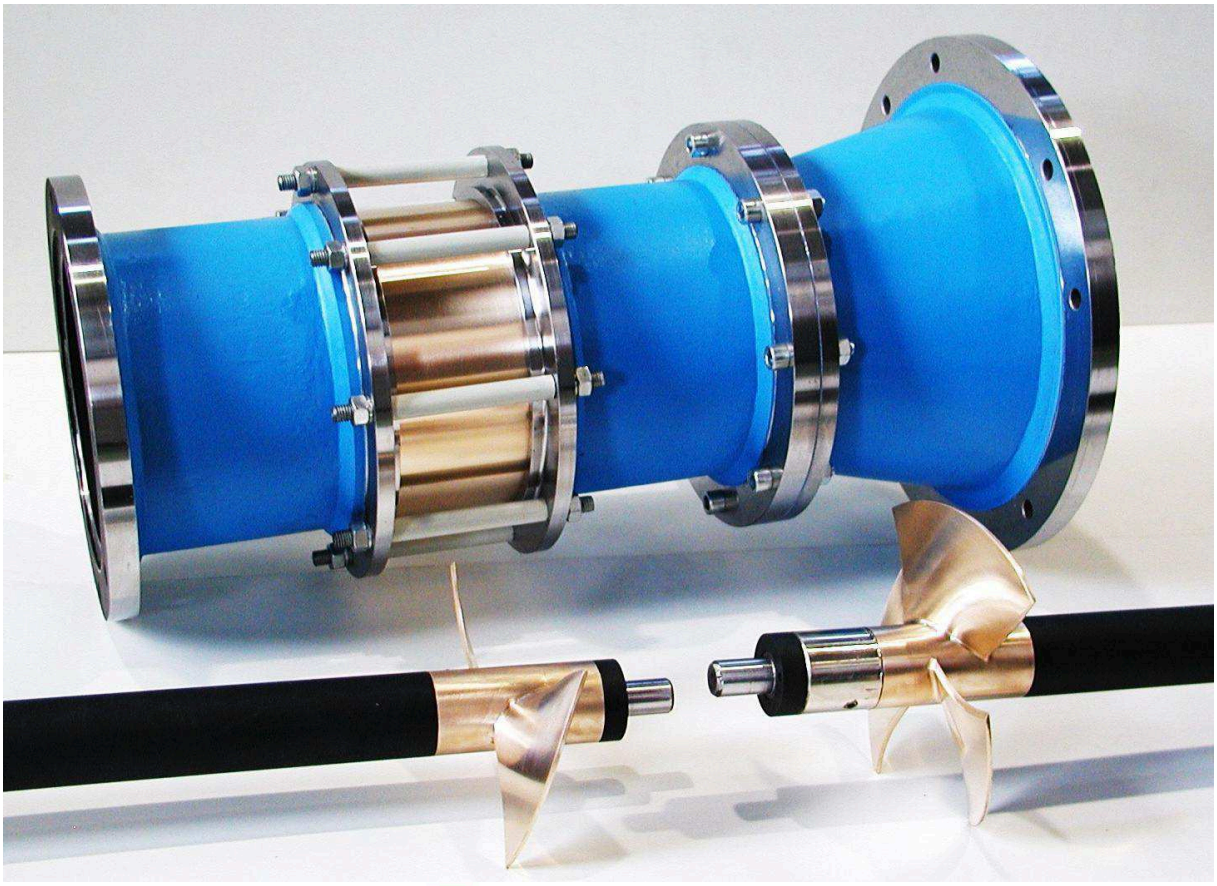
Tato výkresová dokumentace se zmíněným datem vydání sloužila jako podklad pro výrobu a následnou montáž turbíny na zkušebně FLI.

Při výrobě došlo k drobné změně oproti vydané výkresové dokumentaci, v které byla na prvním hřídeli (výkres 3-DIPL-04) posunuta drážka pro pera, která se nachází pod prvním oběžným kolem, jak je naznačena na obrázku 6.1. Z hlediska konstrukce však taková změna nevadí, jelikož oběžné kolo má drážku v náboji vyfrézovanou po celé délce. Po vzájemné konzultaci s výrobou byla drážka ponechaná ve vzdálenosti 22 mm od prvního osazení hřídele d = 50.



Obr 7.1 Výrobní změna ve výkresu 3-DIPL-04

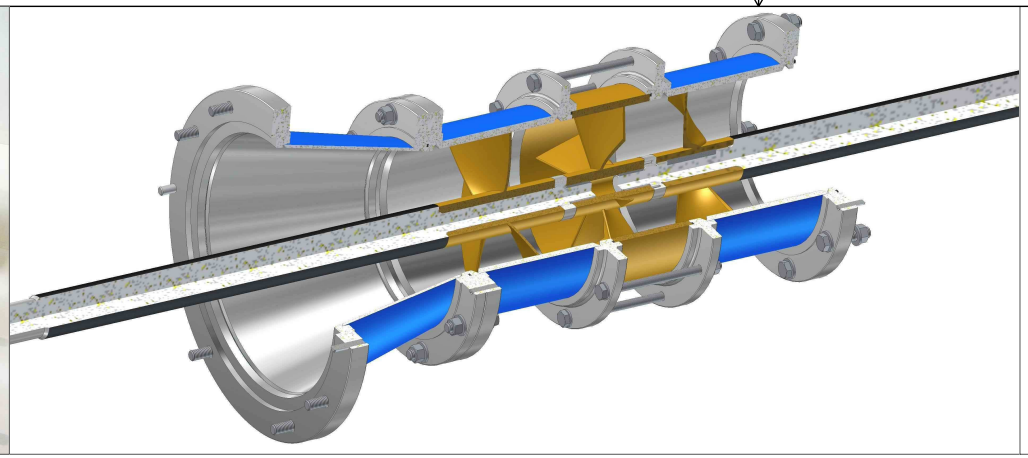
7.2 Fotodokumentace vyrobených dílů

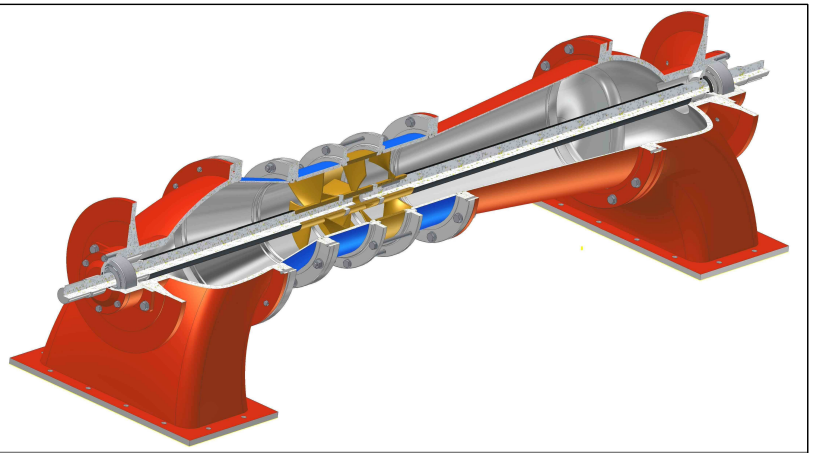


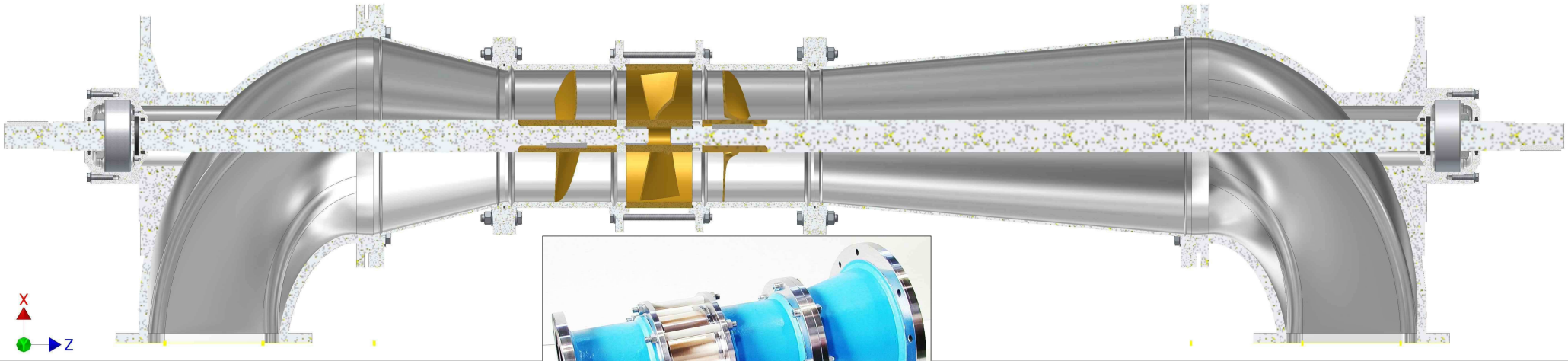
Obr. 7.2; 7.3 Vyrobené komponenty pro vírovou turbínu s protiběžnými koly. Výroba byla provedena dle výkresové dokumentace uvedené níže Fotodokumentaci uvedenou na obrázcích 7.2; 7.3; 7;4 prováděli pracovníci odboru FLI VUT .

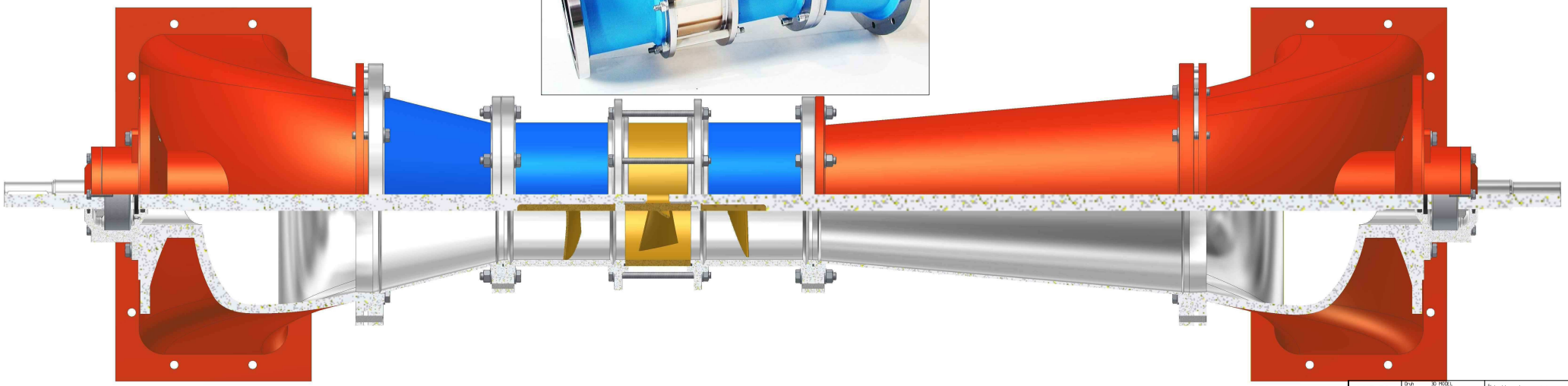
Obr. 7.4 Vyrobené komponenty pro vírovou turbínu s protiběžnými koly.

Výroba byla provedena dle výkresové dokumentace uvedené níže. Fotodokumentaci uvedenou na obrázcích 7.2; 7.3; 7;4 prováděli pracovníci odboru FLI VUT.

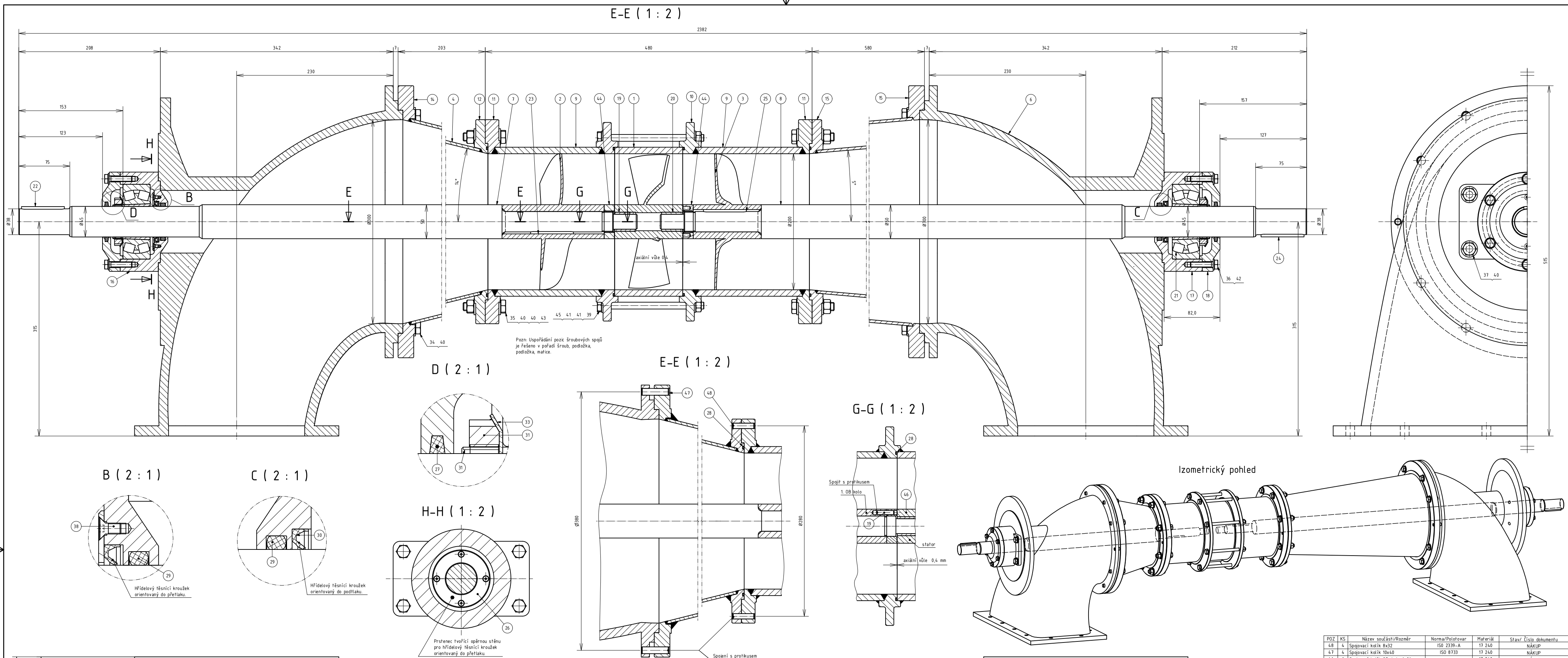


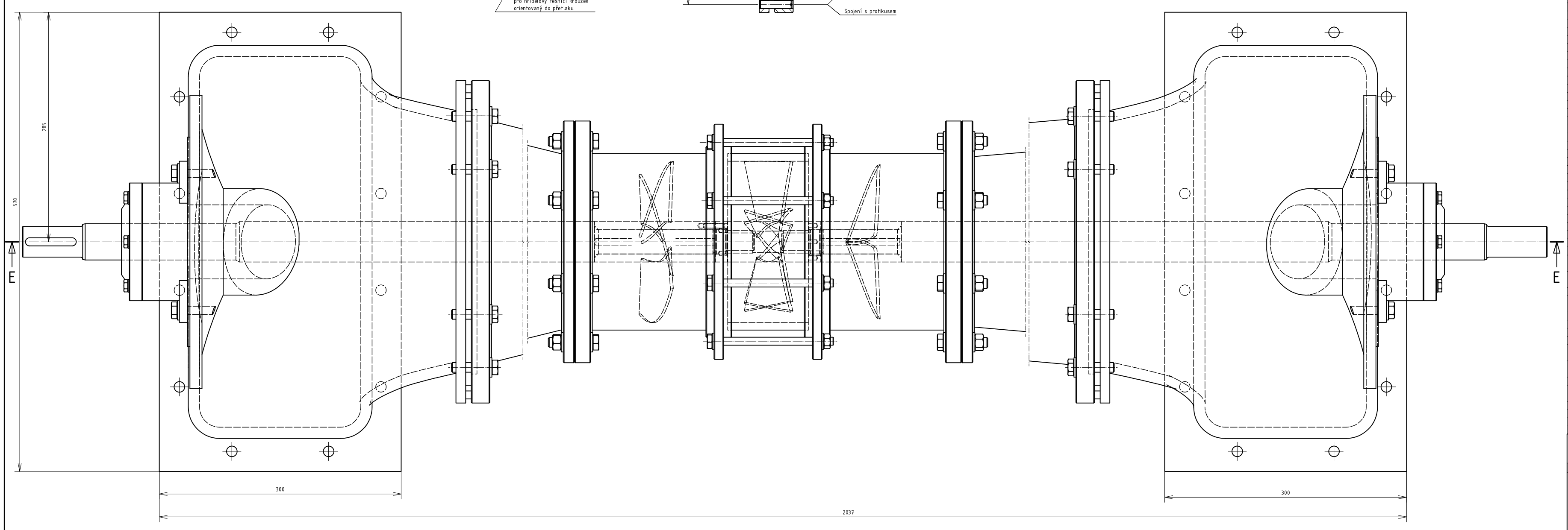






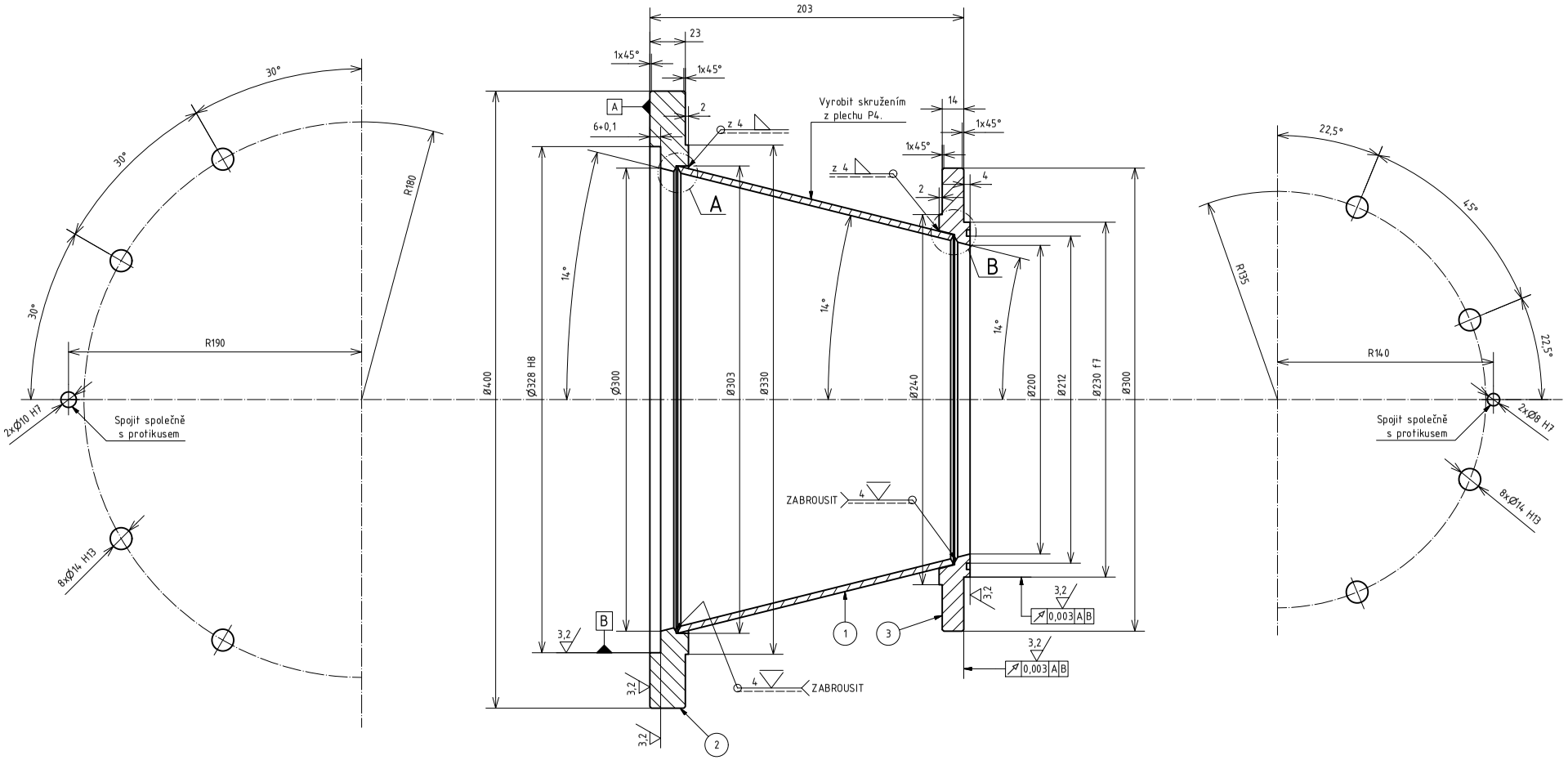
VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu: 3D MODEL RENDROVANÉ SESTAVY	Číslo dokumentu: 0-DIPL-10	
	Řešil: TOMÁŠ POKORNÝ	Název: DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBINA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY	
	Datum vydání: 24.4.2012		





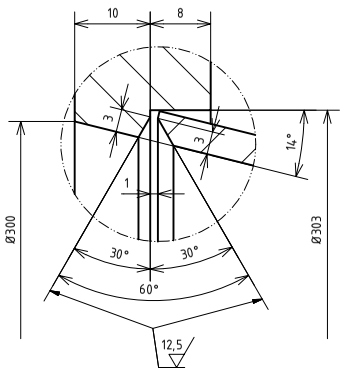
POZ	KS	Název součásti/Rozměr	Norma/Polotovar	Materiál	Stav/ Číslo dokumentu
48	4	Spojovací kolík 8x32	ISO 2339-A	17 240	NÁKUP
47	4	Spojovací kolík 10x40	ISO 8733	17 240	NÁKUP
46	1	Spojovací kolík OB. kola 6x26		17 240	NÁKUP
45	8	Matice M10	ISO 4032	8-POZINK	NÁKUP
44	2	Matice M30x2	ČSN 425510.10	11 373.0	ZADAT K VÝROBĚ
43	16	Matice M12	ISO 4032	8-POZINK	NÁKUP
42	12	Podložka 8	ISO 7091	8-POZINK	NÁKUP
41	16	Podložka 10	ISO 7091	8.8-POZINKI	NÁKUP
40	56	Podložka 12	ISO 7091	8-POZINK	NÁKUP
39	8	Šroub M10 x140	DIN 933	8.8-POZINK	NÁKUP
38	4	Šroub M4x8	ČSN 02 1151	8.8-POZINK	NÁKUP
37	8	Šroub M12 x 35	ISO 4017	8.8-POZINK	NÁKUP
36	12	Šroub M8 x 35	ISO 4017	8.8-POZINK	NÁKUP
35	16	Šroub M12x55	ISO 4017	8.8-POZINK	NÁKUP
34	16	Šroub M12x50	ISO 4017	8.8-POZINK	NÁKUP
33	2	Podložka MB 10	ČSN 02 3640	11 320.20	NÁKUP
32	2	Matice KM 10	ČSN 02 3630		NÁKUP
31	2	Upínací pouzdro H2310	ČSN 02 3612		NÁKUP
30	2	Těsnění G 45-60-8	ČSN 02 9401	PRYŽ	NÁKUP
29	2	O-kroužek 44,1-5,8	ČSN 02 9280	PRYŽ	NÁKUP
28	4	O-krouzek 210x3	ČSN 02 9281	PRYŽ	NÁKUP
27	2	Plstěný kroužek 45	ČSN 023655	------	NÁKUP
26	1	Klec pro těsnění			ZADAT K VÝROBĚ
25	1	Pero 8e7x7x63	ČSN 022562		NÁKUP
24	1	Pero 10e7x8x63	ČSN 02 2562		NÁKUP
23	1	Pero 8e7x7x63	ČSN 022562		NÁKUP
22	1	Pero 10e7x8x63	ČSN 02 2562		NÁKUP
21	2	Soudečkové ložisko dvouřadé 22310	ČSN 02 4705	------	PŘEVZÍT ZE ZKUŠEBNY
20	1	Kluzné ložisko 2. OB. kola			NÁKUP
19	1	Kluzné ložisko 1. OB. kola			NÁKUP
18	2	Víko ložiskového kozlíku			PŘEVZÍT ZE ZKUŠEBNY
17	1	Ložiskový kozlík do podtlaku			PŘEVZÍT ZE ZKUŠEBNY
16	1	Ložiskový kozlík do přetlaku			PŘEVZÍT ZE ZKUŠEBNY A UPRAVIT DLE VÝKRESU
15	1	Příruba DN 300 kužel. 5°	ČSN 425310.11	11 375.1	PŘEVZÍT ZE ZKUŠEBNY JAKO CELEK 5,13,15
14	1	Příruba DN 300 kužel. 14°	ČSN 425310.11	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ/ 2-DIPL-02
13	1	Příruba protikus DN 200 kužel. 5°	ČSN 425310.11	11 375.1	PŘEVZÍT ZE ZKUŠEBNY JAKO CELEK 5,13,15
12	1	Příruba protikus DN 200 kužel. 14°	ČSN 425310.11	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ/ 2-DIPL-02
11	2	Příruba středová DN 200	ČSN 425310.11	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ / 3-DIPL-03
10	2	Příruba statorová DN 200	ČSN 425310.11	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ / 3-DIPL-03
9	2	Středové potrubí TR219x9,5-163	ČSN 42 5716	11 373.0	ZADAT K VÝROBĚ / 3-DIPL-03
8	1	Hřídel 2. OB. kola	ČSN 42 5510.10 KR 55-1370	11 600	ZADAT K VÝROBĚ / 3-DIPL-05
7	1	Hřídel 1. OB. kola	ČSN 42 5510.10 KR 55-985	11 600	ZADAT K VÝROBĚ / 3-DIPL-04
6	2	Koleno			PŘEVZÍT ZE ZKUŠEBNY
5	1	Difuzorový kužel 5°	ČSN 425310.11	11 375.1	PŘEVZÍT ZE ZKUŠEBNY JAKO CELEK 5,13,15
4	1	Konfuzorový kužel 14°	ČSN 425310.11	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ/ 2-DIPL-02
3	1	2. OB. kolo			ZADAT K VÝROBĚ
2	1	1. OB. kolo			ZADAT K VÝROBĚ
1	1	Stator-obrobek			ZADAT K VÝROBĚ

Struktura povrchu:	Hrany:	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mH Tolerování: ISO 8015 Promítání:
Materiál	Polotovar	Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016
VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu: MONTÁŽNÍ SESTAVA Kreslil: TOMÁŠ POKORNÝ Schválil: Datum vydání 24.4.2012	Název: DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY Číslo dokumentu: 0-DIPL-01	

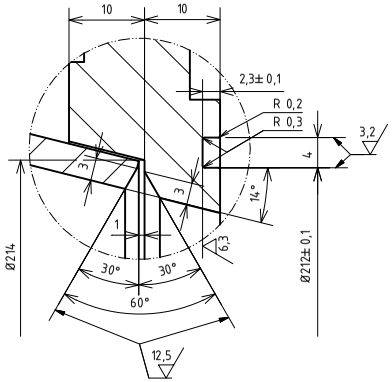


A (2 : 1)

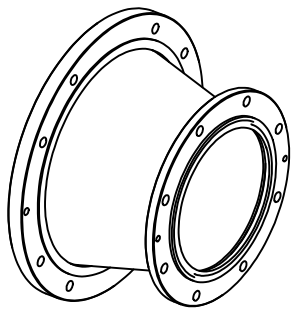
Detail úpravy pro V svar.



B (2 : 1)



Izometrický



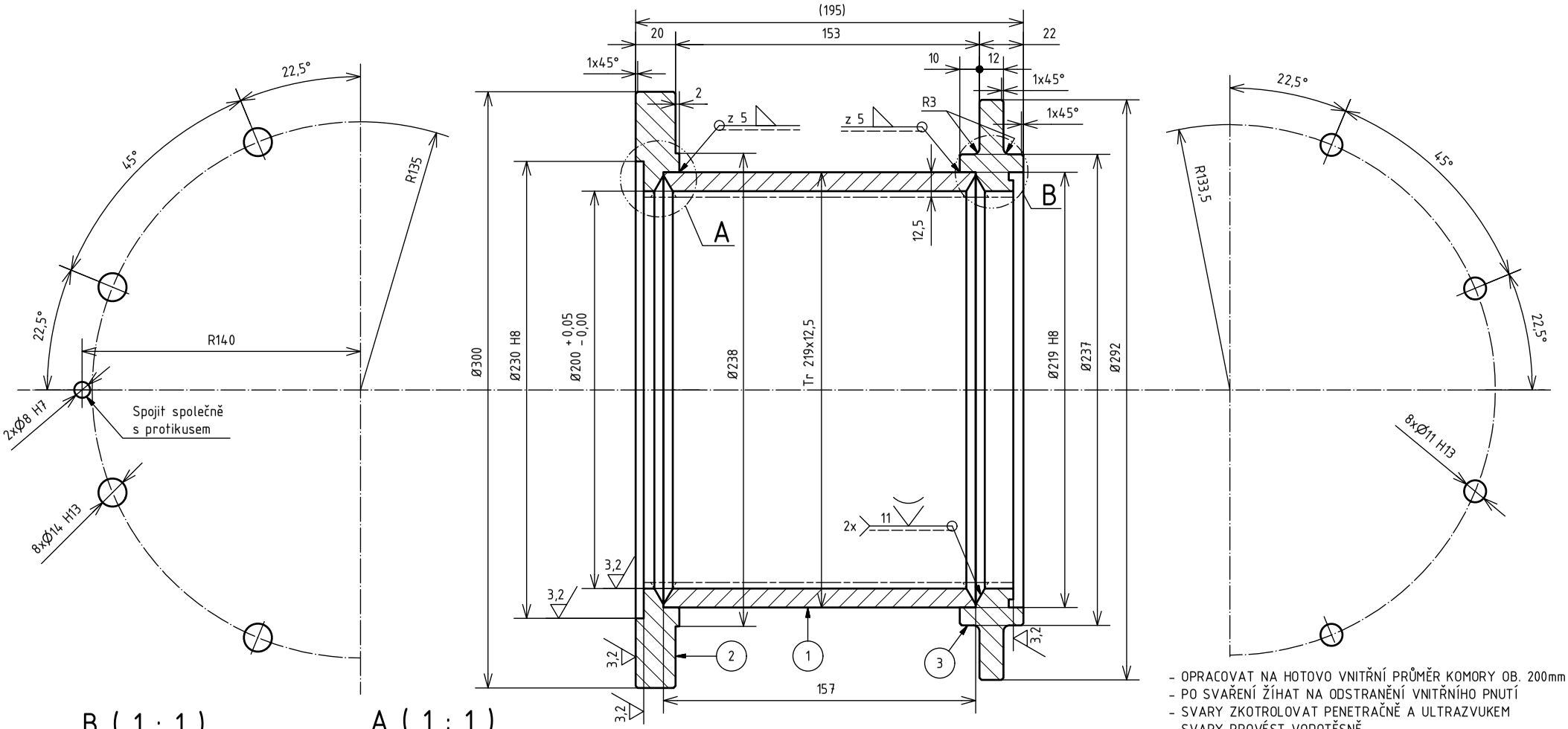
- PO SVAŘENÍ ŽÍHAT NA ODSTRANĚNÍ VNITŘNÍHO PNUTÍ
- SVARY ZKOTROLOVAT PENETRAČNĚ A ULTRAZVUKEM
- SVARY PROVÉST VODOTĚSNĚ
- SVAŘENO 111, E 38 3 B - EN 499

KUSOVNÍK

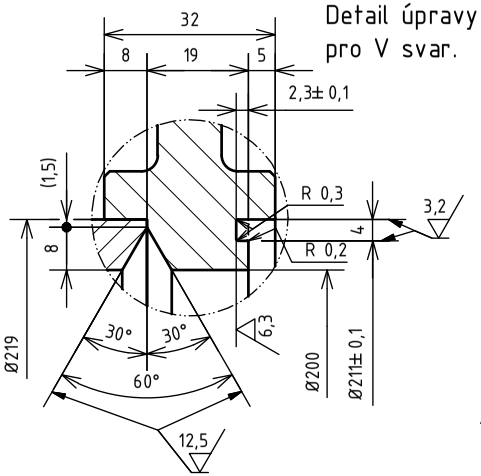
POZICE	KS	Název součásti/Rozměr	Norma/Polotovar	Materiál	Stav/ Číslo dokumentu
1	1	Konfuzorový kužel 14°	ČSN 425310.11 / P4	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ
2	1	Příruba DN 300 kužel. 14°	ČSN 425310.11 / P25-410x410	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ / 4-DIPL-06
3	1	Příruba protikus DN 200 kužel. 14°	ČSN 425310.11 / P20-310x310	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ / 4-DIPL-07

Struktura povrchu: Ra 6,3	Hrany: ⌊0,3 ⌊0,3	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mK
			Tolerování: ISO 8015
			Promítání:
Materiál	Polotovar	Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016

VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu: SVAROVÁ SESTAVA	Název: DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY
	Kreslil: TOMÁŠ POKORNÝ	
	Schválil:	Číslo dokumentu: 2-DIPL-02
	Datum vydání: 26.4. 2012	

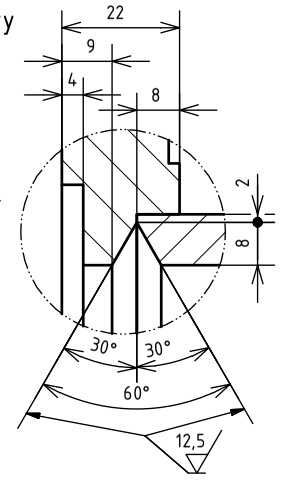


B (1 : 1)

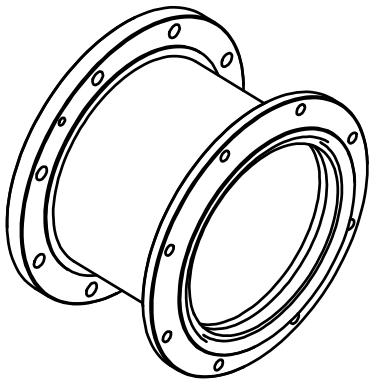


Detail úpravy
pro V svar.

A (1 : 1)



Izometrický



VYROBIT 2 KUSY

- OPRACOVAT NA HOTOVO VNITŘNÍ PRŮMĚR KOMORY OB. 200mm
- PO SVAŘENÍ ŽÍHAT NA ODSTRANĚNÍ VNITŘNÍHO PNUTÍ
- SVARY ZKONTROLOVAT PENETRAČNĚ A ULTRAZVUKEM
- SVARY PROVÉST VODOTĚSNĚ
- SVAŘENO 111, E 38 3 B - EN 499

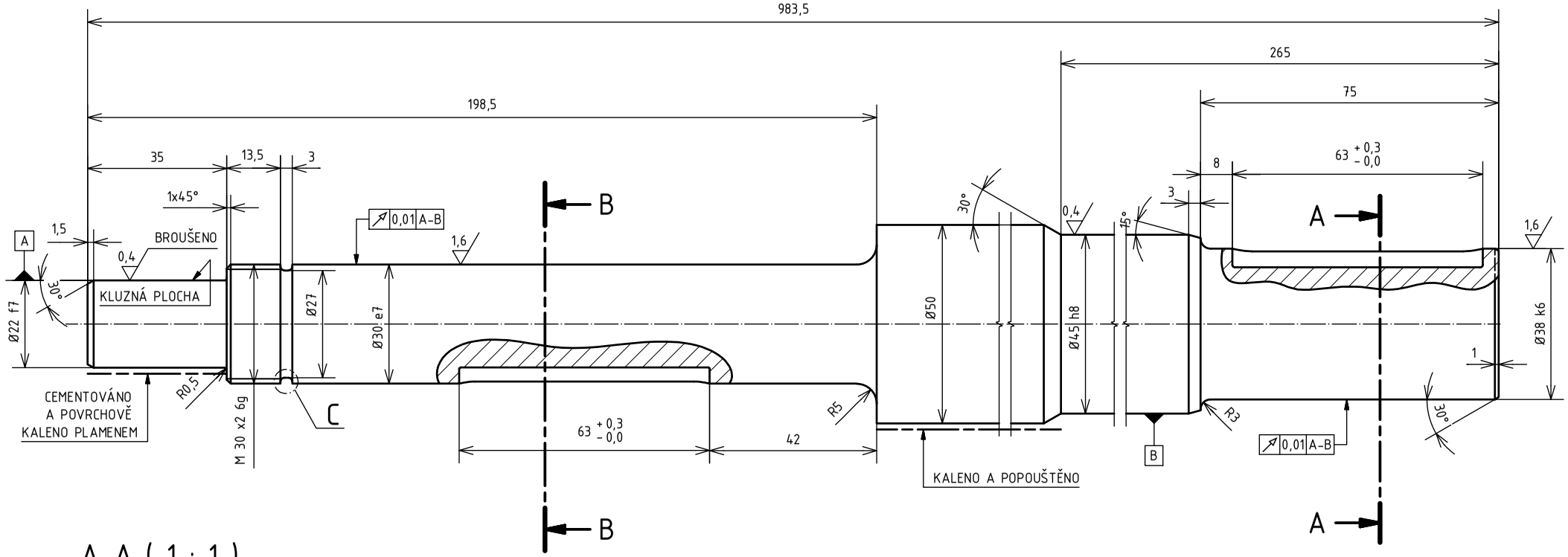
KUSOVNÍK

POZ.	KS	Název součásti/Rozměr	Norma/Polotovar	Materiál	Stav
1	2	Středové potrubí TR219x9,5-157	ČSN 42 5716 / TR219x12,5-160	11 373.0	ZADAT K VÝROBĚ
2	2	Příruba středová DN 200	ČSN 425310.11 / P25-310x310	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ / 4-DIPL-08
3	2	Příruba statorová DN 200	ČSN 425310.11 / P35-300x300	11 375.1	ZADAT K VÝROBĚ / 4-DIPL-09

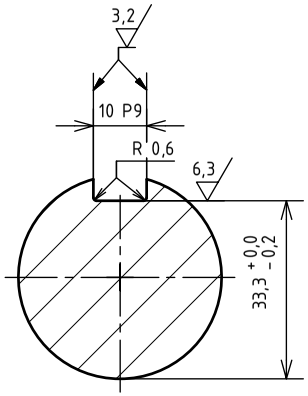
Struktura povrchu: Ra 6,3	Hrany: -0,3 +0,3	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mK Tolerování: ISO 8015 Promítání:
Materiál	Polotovar	Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016

VUT-FSI
EÚ FLI

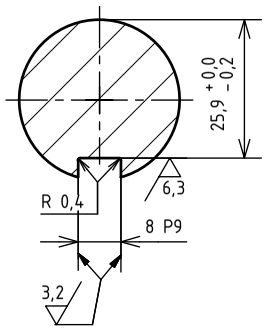
Druh dokumentu: SVAROVÁ SESTAVA	Název: DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY
Kreslil: TOMÁŠ POKORNÝ	
Schválil	Číslo dokumentu: 3-DIPL-03
Datum vydání: 26.4. 2012	



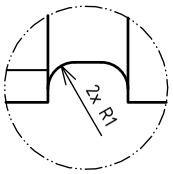
A-A (1 : 1)



B-B (1 : 1)



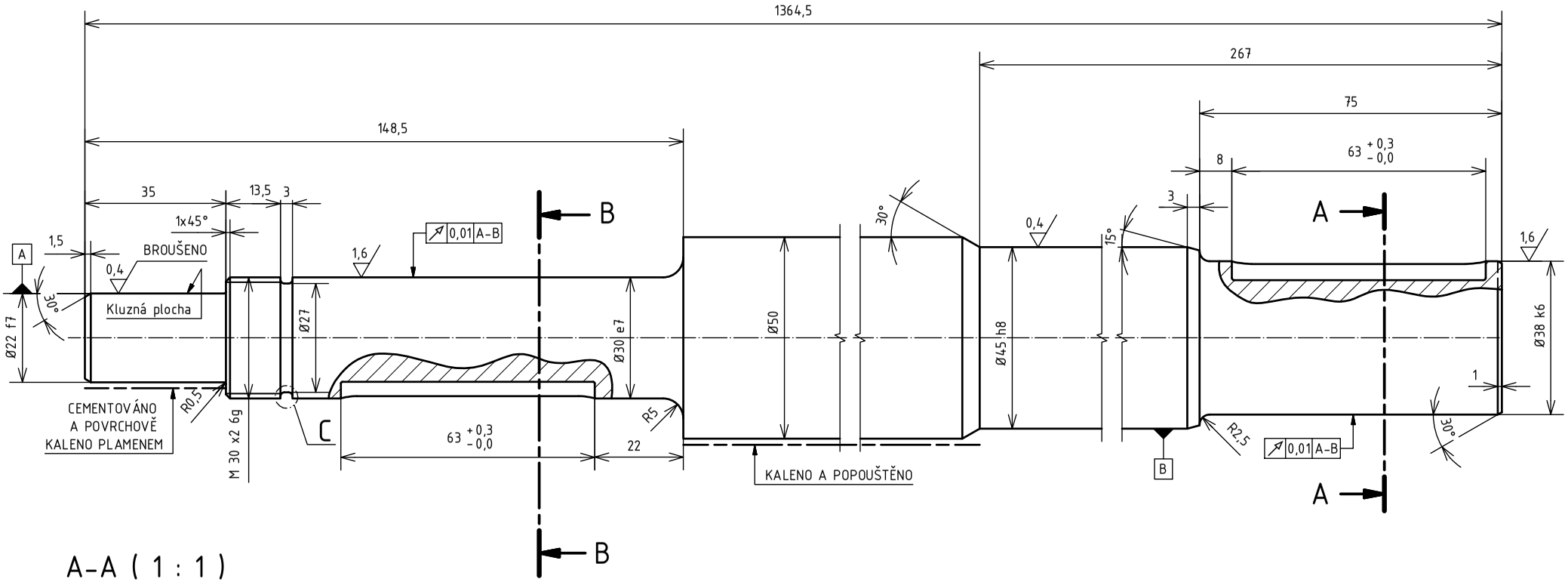
C (5 : 1)



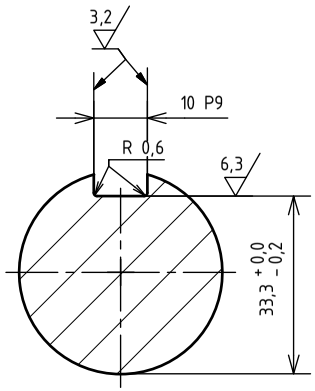
- PROVÉST ŽÍHÁNÍ PRO ODSTRANĚNÍ VNITŘNÍHO PNUTÍ

Struktura povrchu: Ra 6,3	Hrany: -0,3 +0,3	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mK	
			Tolerování: ISO 8015	
			Promítání:	
Materiál 12 050	Polotovar ČSN 42 5510.10 KR 55-985	Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016	

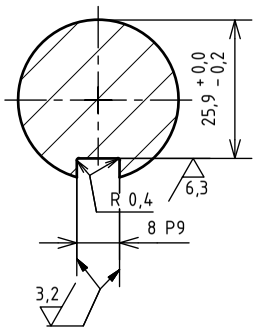
VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	Název DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY
	Kreslil TOMÁŠ POKORNÝ	
	Schválil	Číslo dokumentu 3-DIPL-04
	Datum vydání 26.4. 2012	



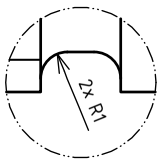
A-A (1 : 1)



B-B (1 : 1)



C (5 : 1)

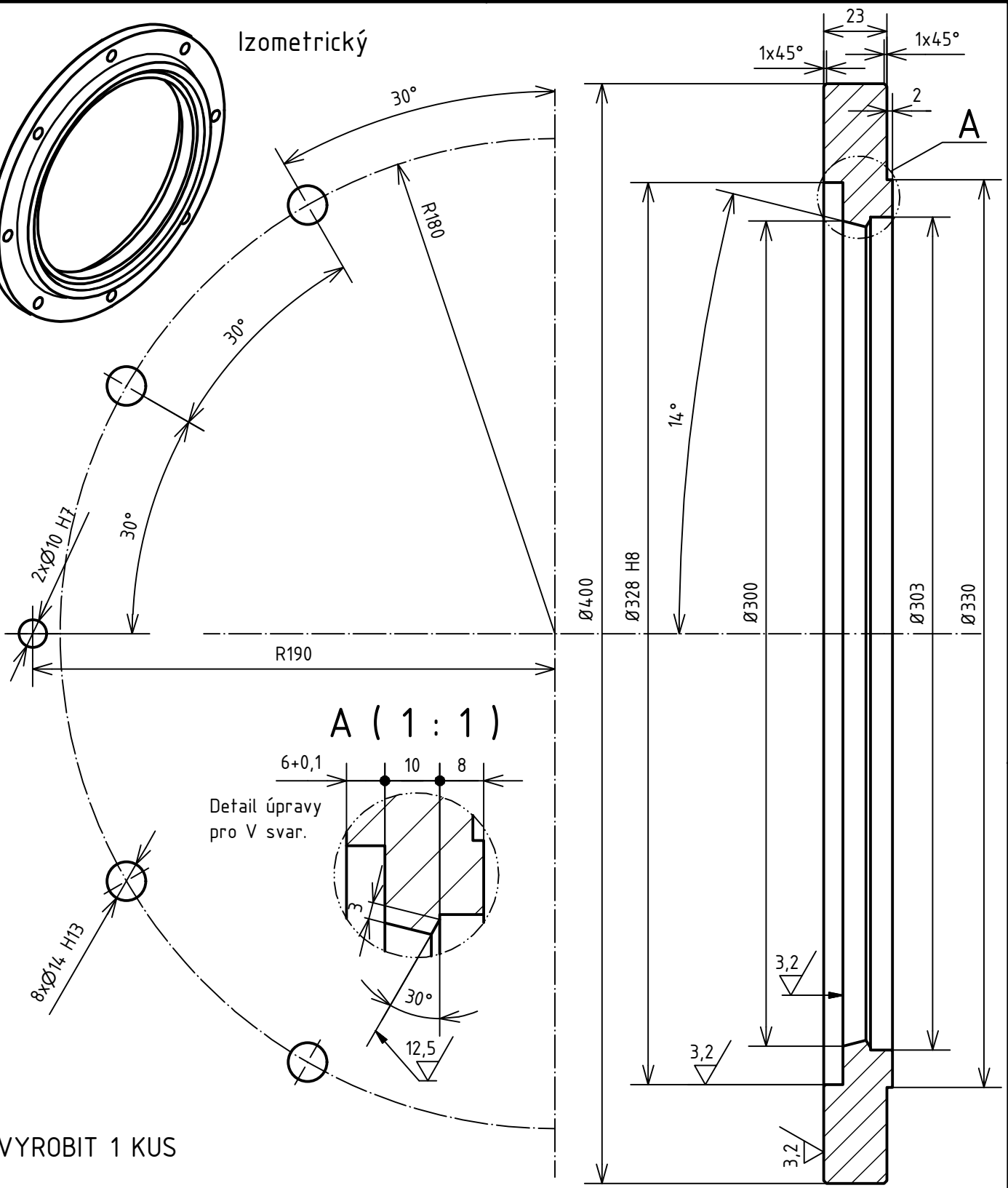


- PROVÉST ŽÍHÁNÍ PRO ODSTRANĚNÍ VNITŘNÍHO PNUTÍ

Struktura povrchu: Ra 6,3	Hrany: |-0,3 |+0,3	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mK
				Tolerování: ISO 8015
				Promítání:
Materiál 12 050	Polotovar ČSN 42 5510.10 KR 55-1370		Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016

VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	Název DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY
	Kreslil TOMÁŠ POKORNÝ	
	Schválil	Číslo dokumentu 3-DIPL-05
	Datum vydání 26.4. 2012	

Izometrický

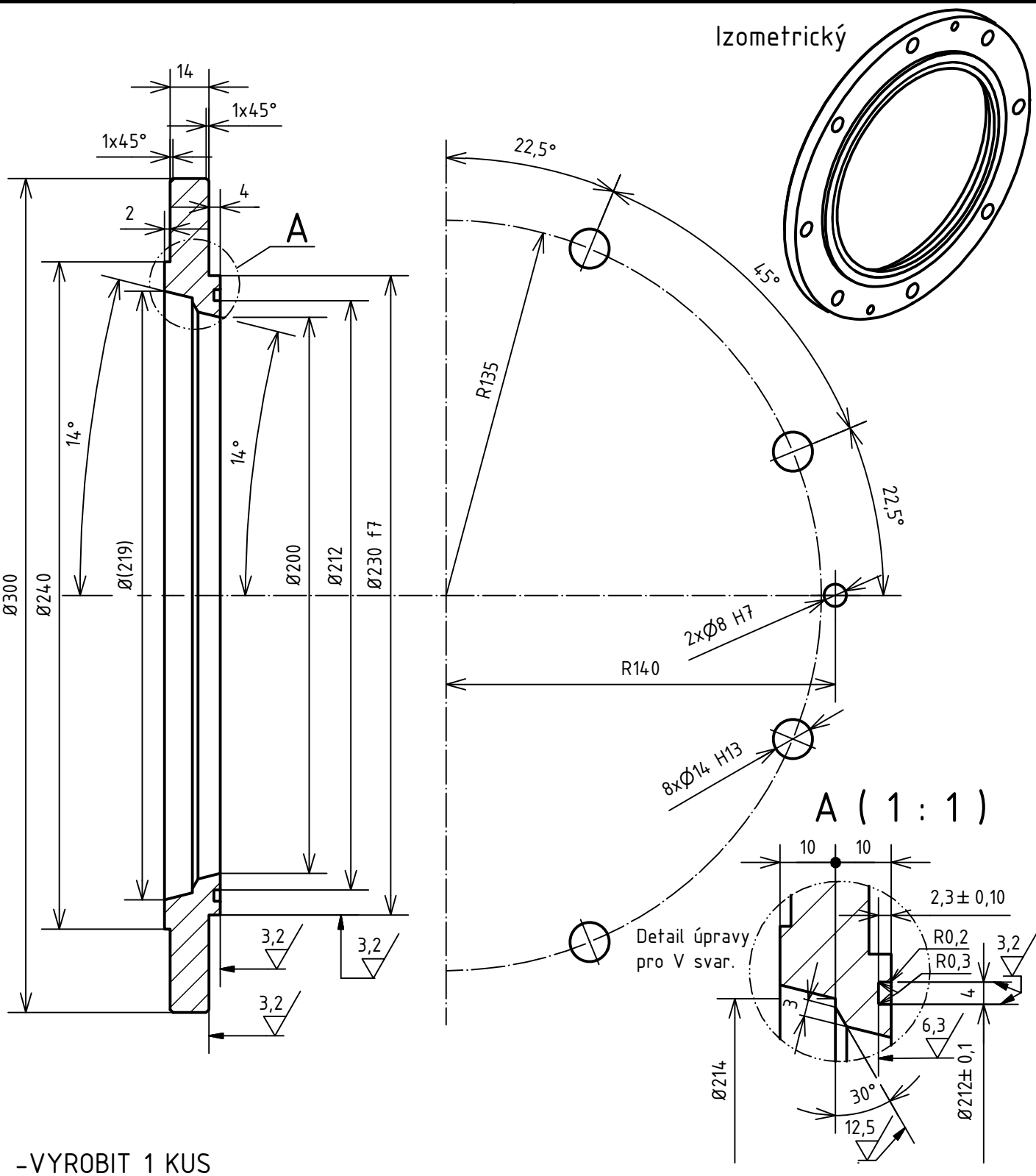


A (1 : 1)

-VYROBIT 1 KUS

Struktura povrchu: Ra 6,3	Hrany: |-0,3 |+0,3	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mK Tolerování: ISO 8015 Promítání:
Materiál 11 375.1	Polotovar P25-410x410	Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016

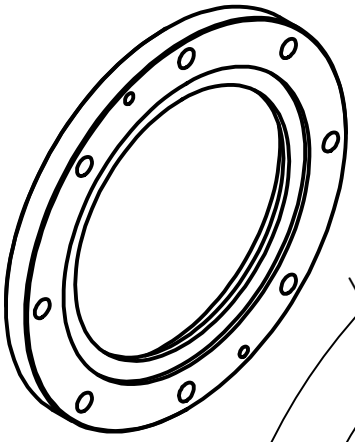
VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES Kreslil: TOMÁŠ POKORNÝ Schválil Datum vydání: 26.4. 2012	Název: DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY PŘÍRUBA DN 300 KUŽEL. 14° Číslo dokumentu: 4-DIPL-06



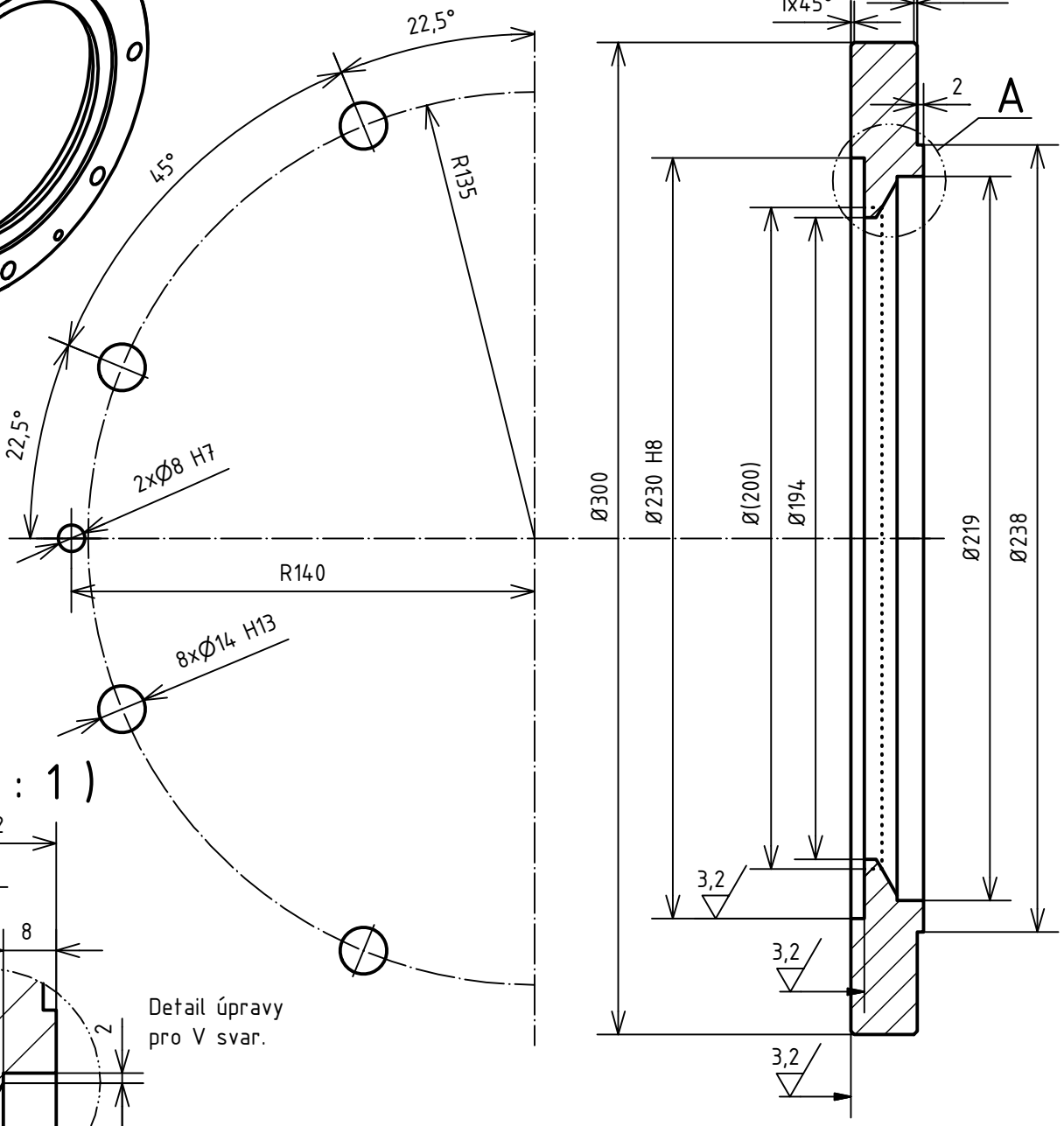
-VYROBIT 1 KUS

Struktura povrchu: Ra 6,3	Hrany: |-0,3 |+0,3	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mK Tolerování: ISO 8015 Promítání:
Materiál 11 375.1	Polotovar P20-310X310	Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016

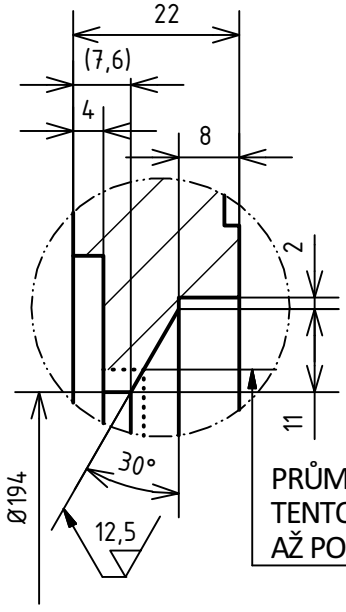
VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES Kreslil: TOMÁŠ POKORNÝ Schválil Datum vydání: 26.4. 2012	Název: DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY PŘÍRUBA PROTIKUS DN 200 KUŽEL. 14° Číslo dokumentu: 4-DIPL-07



Izometrický



A (1 : 1)



Detail úpravy pro V svar.

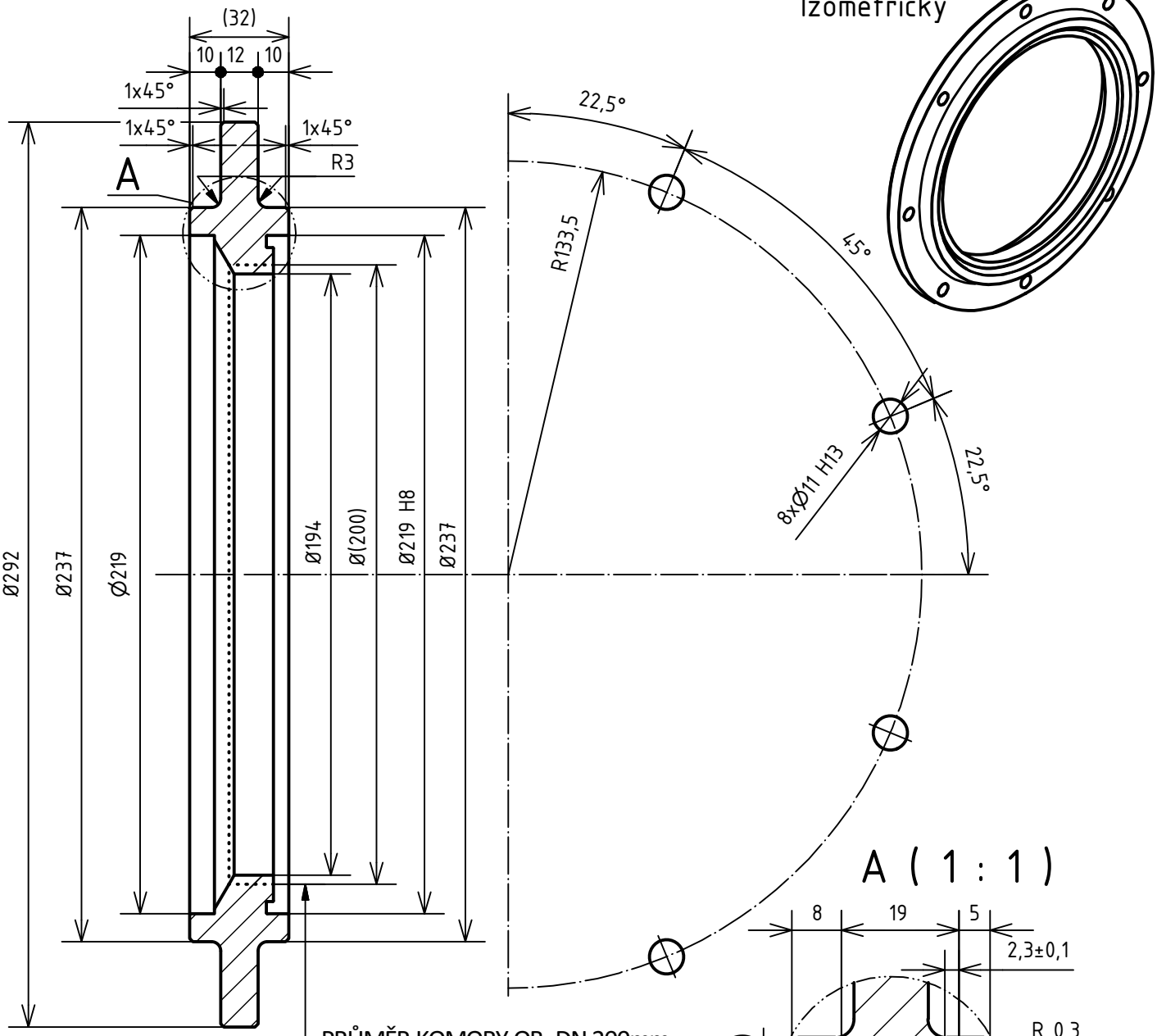
PRŮMĚR KOMORY OB. DN 200mm. TENTO ROZMĚR BUDE OBROBEN AŽ PO SVAŘENÍ.

-VYROBIT 2 KUSY

POZN: ROZMĚROVÉ PARAMETRY A MEZNÍ ÚCHYLKY PRO OBROBENÍ KOMORY OBĚŽNÉHO KOLA NA PRŮMĚR DN 200 JSOU ZNÁZORNĚNY NA VÝKRESE SVAROVÉ SESTAVY 3-DIPL-03.

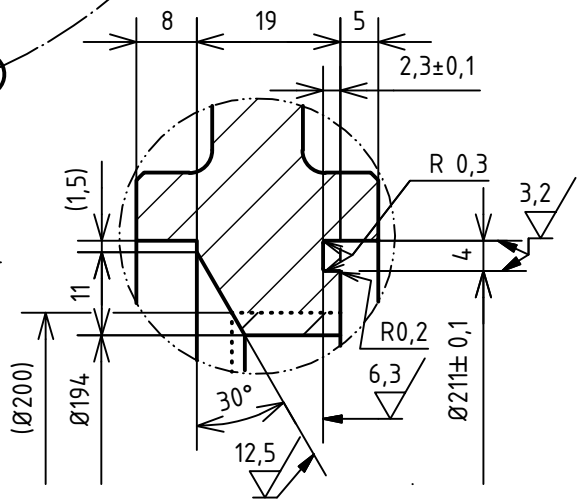
Struktura povrchu: Ra 6,3	Hrany: ⌊-0,3 ⌊+0,3	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mK Tolerování: ISO 8015 Promítání:
Materiál 11 375.1	Polotovar P25-310x310	Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016

VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES Kreslil: TOMÁŠ POKORNÝ Schválil Datum vydání: 26.4. 2012	Název: DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY PŘÍRUBA STŘEDOVÁ DN 200 Číslo dokumentu: 4-DIPL-08



Izometrický

A (1 : 1)



PRŮMĚR KOMORY OB. DN 200mm.
TENTO ROZMĚR BUDE OBROBEN
AŽ PO SVAŘENÍ.

-VYROBIT 2 KUSY

POZN: ROZMĚROVÉ PARAMETRY A MEZNÍ ÚCHYLKY PRO OBROBENÍ KOMORY OBĚŽNÉHO KOLA NA PRŮMĚR DN 200 JSOU ZNÁZORNĚNY NA VÝKRESE SVAROVÉ SESTAVY 3-DIPL-03.

Struktura povrchu: Ra 6,3	Hrany: |-0,3 |+0,3	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768-mK Tolerování: ISO 8015 Promítání:
Materiál 11 375.1	Polotovar P35-300x300	Hmotnost	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016

VUT-FSI EÚ FLI	Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES Kreslil: TOMÁŠ POKORNÝ Schválil: Datum vydání: 26.4. 2012	Název: DIPLOMOVÝ PROJEKT VÍROVÁ TURBÍNA S PROTIBĚŽNÝMI KOLY PŘÍRUBA STATOROVÁ DN 200 Číslo dokumentu: 4-DIPL-09

8. Závěr

Rozměry soustrojí bylo nutné volit s ohledem na laboratorní zařízení odboru FLI, zejména pak s ohledem na univerzální měřící stanici. Konstrukce musela rovněž respektovat snahu o maximální využití stávajících komponent na zkušebně FLI. S ohledem na přebírané díly byly vyráběné komponenty navrhovány tak, aby byla zaručena jejich kompatibilita se stávajícím zařízením na zkušebně. Bylo nutné veškeré přebírané díly důkladně proměřit a vytvořit jejích 3D modely, které pak sloužily jako základ pro návrh celkové konstrukce. Modely oběžných kol byly importovány do sestavy již jako hotové díly.

Po vytvoření kompletní 3D sestavy soustrojí byla vypracována výkresová dokumentace, která zahrnuje kompletní podklady pro výrobu všech nových komponent vstupujících do sestavy soustrojí. Bylo nutné vypracovat výrobní výkresy jednotlivých dílů společně se svarovými sestavami, do kterých díly vstupují. Na výkresech byly rovněž předepsány typy polotovarů pro výrobu, materiál a všechny technologické operace spojené s výrobou, opracováním a tepelným zpracováním tak, aby výroba a konstrukce byla v souladu s veškerými normami dle ČSN. Pro montáž a kontrolu dispozice soustrojí byl vypracován výkres montážní sestavy, který v sobě zahrnuje kusovník všech dílů vstupujících do sestavy.

Součástí diplomové práce jsou rovněž kontrolní pevnostní výpočty navrhnutých a následně vyrobených součástí. Minimální průměry hřídelů, které jsou pod zatížením, vyplynuly z konstrukce přebíraných oběžných kol a ložiskových kozlíků. Principem základních výpočtů tedy bylo ověřit, zda budou tyto rozměry pevnostně vyhovovat vzhledem k novým výkonovým parametrům soustrojí. Kontrolní výpočty podle metodiky dovoleného smykového namáhání vyšly kladně. Pro přebíraná ložiska byl proveden kontrolní výpočet trvanlivosti, který vyšel rovněž kladně.

Po vydání výkresové dokumentace byly nové díly podstoupeny výrobě ve Slovácých strojírnách. Drobné technologické detaily, jako například hloubka cementační vrstvy na hřídelích, byly konzultovány s konstruktéry a výrobními pracovníky Slovácých strojíren. S ohledem na technologie používané ve zmíněné firmě a na základě jejich připomínek byly provedeny drobné změny týkající se technologického zušlechťování funkčních ploch na hřídeli v místě osazení kluzného ložiska. Výroba pak proběhla přesně podle vydaných výkresů s vysokou kvalitou vyrobených dílů.

9. Seznam použitých veličin a zkrate

9.1 Latinka

Zkratka	Název	Jednotka
C	Absolutní rychlost	ms^{-1}
CHD	Hloubka cementační vrstvy	mm
C_{min}	Minimální dynamická únosnost ložiska	N
C_0	Statická únosnost	N
D_T	Průměr oběžného kola	m
e	Excentricita	m
E	Modul pružnosti	MPa
EI	Dolní úchylka díry	μm
ei	Dolní úchylka hřídele	μm
ES	Horní úchylka díry	μm
es	Horní úchylka hřídele	μm
F	Působící síla	N
f	Třecí součinitel	-
F_H	Hydraulický tah	N
g	Gravitační zrychlení	ms^{-1}
H	Spád	m
HRC	Tvrdost podle Rockwella	-
J_p	Kvadratický moment průřezu	
K	Ohybová tuhost	N/m
L_h	Základní trvanlivost v provozních hodinách	h
l_{min}	Minimální délka pera na základě dovoleného tlaku	mm

Zkratka	Název	Jednotka
l_{stat}	Minimální délka pera na základě statické pevnosti ve střihu	mm
$l_{výrobní}$	Výrobní délka pera	mm
m	Hmotnost	Kg
Mk	Kroutící moment	Nm
Mt	Třecí moment	Nmm
n_{11}	jednotkové otáčky	s^{-1}
n_T	Otáčky turbíny	s^{-1}
n_s	Specifické otáčky	s^{-1}
P	Výkon	W
p_D	Dovolený tlak v náboji OB kola	MPa
P_D	Ekvivalentního dynamické zatížení	N
p_m	Měrné zatížení ložiska	Pa
Pt	Třecí výkon	W
Q	Průtok	m^3s^{-1}
Q_{11}	Jednotkový průtok	m^3s^{-1}
Re	Mez kluzu	MPa
Rm	Mez pevnosti	MPa
S_0	Sommerfeldovo číslo	-
t_n	Hloubka drážky pro pero v náboji	mm
W_k	Průřezový modul v krutu pro kruh	m^4

9.2 Řecké písmo

Zkratka	Název	Jednotky
∂	Radiální ložisková vůle	μm
η_H	Hydraulické účinnost	%
η	Dynamická viskozita vody	Nsm^{-2}
ρ	Hustota	Kgm^{-3}
τ	Tečné napětí v tekutině	Pa
τ_{dov}	Dovolené smykového napětí	MPa
τ_{MAx}	Maximální smykového napětí	MPa
ω	Úhlová rychlost	s^{-1}

10. Přílohy

Pozn.: přílohy mají číselné označení odpovídající kapitolám, ve kterých byly použity.

Příloha 3.1 str.1 Materiálový list [8]

ČSN 41 2050	Uhlíková ocel k zušlechťování	OCEL
STN 41 2050	a povrchovému kalení	12 050

Chemické složení [hm. %]

C	Mn	Si	Cr	Ni	Cu	P	S
0,42–0,50	0,50–0,80	0,17–0,37	max 0,25	max 0,30	max 0,30	max 0,040	max 0,040

Polotovary

[1] předvalky
[2] tyče válcované za tepla
[3] tenké plechy válcované za tepla
[4] tlusté plechy válcované za tepla
[5] výkovky
[6] bezešvé trubky tvářené za tepla
[7] přesné bezešvé trubky tvářené za studena
[8] tyče tažené za studena
[9] tyče tepelně zpracované po tažení za studena

Mechanické vlastnosti

Polotovar	[2]				[3]	
Rozměr t, d [mm]	14–40	40–100	>14	≤40	0,8–2,8	
Stav	.1	.1	.3	.6	.1	.3
Mez kluzu R_e [MPa] min	325	305	–	390	335	–
Mez pevnosti R_m [MPa]	min 540	min 530	–	640–780	540–690	460–610
Tažnost A_5, A_{10} [%] min	A_5 = 17	A_5 = 16	–	A_5 = 20	A_{10} = 18	
Kontrakce Z [%] min		–		50	–	
Vrubová houževnatost KCU 2 [J.cm^{-2}] min		–		49	–	
Tvrdost HB	max 225	max 225	max 188	max 253	–	
Modul pružnosti E [GPa]	221					
Modul pružnosti ve smyku G [GPa]	79					

Polotovar	[4]				[5]			[5]		
Rozměr t, d [mm]	3–60	60–80	60–80	80–100	≤40	40–100	100–300	≤40	40–100	100–300
Stav	.1	.3	.5		.1 nebo .5			.6		
Mez kluzu R_e [MPa] min	355	–	335	325	315	295	285	440	375	330
Mez pevnosti R_m [MPa] min	600	–	570		600	590	590	690–830	640–780	590–740
Tažnost A_5 [%] min	15	–	13		16	15	14	–	16	–
Kontrakce Z [%] min	–	–	–		40	35	–	40	40	35
Vrubová houževnatost KCU 2 [J.cm^{-2}] min	–	–	–		–			49	49	29
Tvrdost HB max	–	207	–		225			253	239	208

Mez kluzu R_p 0,2 [MPa] za zvýšených teplot	20 °C	100 °C	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C
	470	440	395	360	325	275	235
	390	365	325	300	270	230	195

Příloha 3.1 str.2 Materiálový list [8]

Fyzikální vlastnosti

Hustota ρ [kg.m^{-3}]	Měrná tepelná kapacita c_p [J.kg^{-1}.K^{-1}]	Teplotní součinitel roztažnosti α [K^{-1}]	Tepelná vodivost λ_t [W.m^{-1}.K^{-1}]	Rezistivita ρ [Ω.m]
7 870	–	11,6.10^{-6}	49	120.10^{-9}

Odolnost proti degradačním procesům

ODOLNOST PROTI ÚNAVĚ

Mez únavy σ_c [MPa] při napětí:

R_m [MPa]	střídavém			míjivém			v ohybu za rotace (zkuš. tyč)		
	v ohybu	tah–tlak	v krutu	v ohybu	v tahu	v krutu	hladká	vrub 2 mm	vrtání 2 mm
740	345	270	200	520	450	290	350	180	210
640	305	240	170	460	390	240	315	150	170

Technologické údaje

TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ

normalizační žíhání	840–870 °C	ochlazovat na vzduchu
žíhání na měkko	680–720 °C	ochlazovat v peci
kalení	830–860 °C	ochlazovat v oleji
	800–830 °C	ochlazovat ve vodě
popouštění	530–670 °C	ochlazovat na vzduchu

teploty přeměn A_{C1} ~ 725 °C A_{C3} ~ 785 °C M_S ~ 310 °C

povrchová tvrdost po povrchovém kalení ∅ ≤ 40 mm 58 ± 3 HRC

∅ 41–100 mm 55 ± 3 HRC

optimální průměr pro zušlechtění 21 mm (voda)

10 mm (olej)

Nejnižší doporučená teplota použití (R_m = 830 MPa) při namáhání:

statickém – 50 °C

dynamickém – 30 °C (pro KCU 2 min = 39 J.cm^{-2})

TVAŘITELNOST

třída tvařitelnosti za tepla 1 teploty tváření 1 150–800 °C

OBROBITELNOST		soustružení, frézování, vrtání
stav .1	HB ~ 197	13b
stav .6	HB ≤ 214	13b
stav .7	HB ≤ 239	12b
stav .8	HB ≤ 269	11b

TECHNOLOGICKÉ ZKOUŠKY

zkouška lámavosti podle ČSN 42 0401

polotovar [3]	stav .1	úhel ohybu	α = 180°	průměr trnu	D = 3a
	stav .3		α = 180°		D = 2a

Příloha 4.1 str.1 Materiálový list [8]

ČSN 41 1600	Ocel obvyklých jakostí	OCEL
STN 41 1600	s vyšším obsahem uhlíku	11 600

Chemické složení [hm. %]

P	S	N
max 0,045	max 0,04	max 0,009

Polotovary

[1] tyče válcované za tepla
[2] dráty válcované za tepla
[3] tvarové tyče válcované za tepla
[4] pásy válcované za tepla
[5] tenké plechy válcované za tepla
[6] tlusté plechy válcované za tepla
[7] široká ocel válcovaná za tepla
[8] výkovky
[9] tyče tažené za studena
[10] pásy a pruhy válcované za studena

Mechanické vlastnosti

Polotovar	[1] [8]							
Rozměr t, d [mm]	≤16	16–40	40–63	63–80	80–100	100–150	150–200	>200
Stav	.0							
Mez kluzu R_e [MPa] min	335	325	315	305	295	275	265	255
Mez pevnosti R_m [MPa]	570–710					550–710	540–710	
Tažnost A_5 [%] podél min	16		15	14		12	11	

Polotovar	[5]				[6]				
Rozměr t, d [mm]	1,5	1,5–2,0	2,0–2,5	2,5–3,0	3–16	16–40	40–63	63–80	80–100
Stav	.1				.1			.1 .5	
Mez kluzu R_e [MPa] min	335				335	325	315	305	295
Mez pevnosti R_m [MPa]	590–770				570–710			570–710	
Tažnost A_5 [%] napříč min					14		13	12	
Tažnost A_{80} [%] napříč min	7	8	9	10	–				

Fyzikální vlastnosti

Hustota ρ [kg.m^{-3}]	Měrná tepelná kapacita c_p [J.kg^{-1}.K^{-1}]	Teplotní součinitel roztažnosti α [K^{-1}]	Tepelná vodivost λ_t [W.m^{-1}.K^{-1}]	Rezistivita ρ [Ω.m]
7 850	–	–	–	–

Technologické údaje

TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ

normalizační žíhání	840–870 °C	ochlazovat na vzduchu
popouštění	670–700 °C	ochlazovat na vzduchu

TVAŘITELNOST
třída tvařitelnosti za tepla 1

Příloha 4.1 str.2 Materiálový list [8]

OBROBITELNOST			soustružení, hoblování	frézování, vrtání
polotovar [1]	stav .0	R_m max = 700 MPa	14b	14b
polotovar [6]	stav .1,5	R_m max = 700 MPa	14b	14b
polotovar [9]	stav .0	R_m max = 1 030 MPa	12b	12b
polotovar [9]	stav .2	R_m max = 700 MPa	14b	14b

TECHNOLOGICKÉ ZKOUŠKY					
zkouška lámavosti podle ČSN 42 0401					
polotovar	[2]	[4]	[5]	[6]	[10]
rozměr t, d [mm]	≤ 13	≤ 8	0,8–2,9	3–25	0,1–5,0
úhel ohybu α [°]	90	90	90	90	180
průměr trnu D [mm]	4a	4a	5a	5a	2a

Použití

Vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky, u nichž se nevyžaduje svařitelnost. Součásti vystavené velkému měrnému tlaku. Hřídele, osy, ozubená kola, řetězová kola, páky, čepy, pístnice, kolíky, podpěry, držátka, objímky, šrouby a matice, klíny, pera, kluzné kameny, ozubené hřebeny, kladky, spojky, segmenty a vložky axiálních ložisek, distanční kroužky, různé upínací elementy, tělesa fréz apod. Pásy a pruhy ke tvarování ohybem.

Ostatní vlastnosti

Druh oceli podle způsobu výroby	Barevné značení podle ČSN 42 0010	Třída odpadu podle ČSN 42 0030
uklidněná	zelená – modrá	001

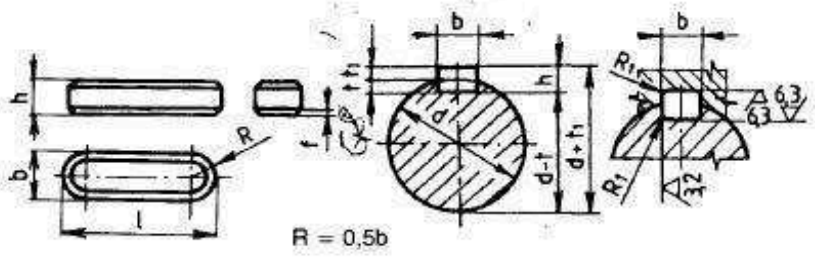
Porovnání se zahraničními materiály

ISO		*EURO*		*Německo*	
Fe590	ISO 1052-82	E335 Fe590-2	EN 10025-94 EN 10025-90	E335 St60-2 Fe590-2	DIN EN 10025-94 DIN 1652/2 DIN EN 10025-90
Francie		*Velká Británie*		*Rusko*	
E335 A60-2	NF EN 10025-94 NF A35-501-86	E335 Fe590-2FN 55C	BS EN 10025-94 BS EN 10025-90 BS 4360-86	St6sp	GOST 380-88
USA		*Japonsko*		*Kanada*	
Gr.65	ASTM A572	SM570	JIS G3106-95	480WT 70WT	CSA G40.21 M92 CSA G40.21-92
Itálie		*Rakousko*		*Švédsko*	
E335 Fe590	UNI EN 10025-94 UNI EN 10025-90	St60F	ÖNORM M3123-73	1650	SS 141650-90
Polsko		*Maďarsko*		*Norsko*	
MSt6 St6	PN H84020-88 PN H84020-88	Fe590-2	MSZ 500-89	Fe590-2FN	NS EN 10025-90
Finsko		*Švýcarsko*		*Španělsko*	
Fe60	SFS 200E	St60-2	10648	E335 Fe590-2 FN A590-2	UNE EN 10025-94 UNE EN 10025-90 UNE 36080-90
Rumunsko		*Bulharsko*		*Jugoslávie*	
OL60.1	STAS 500/2-88	ASt6	BDS 2592-71	Č. 0645	JUS G.B0.500-89

Příloha 4.2 Rozměrové charakteristiky těsných per [4]

PERA TĚSNÁ

Výběr z ČSN 02 2562
Účinnost od 1. 8. 1964



Označení těsného pera o šířce $b = 12$ mm,, výšce $h = 10$ mm a délce $l = 80$ mm, s mezními úchylkami šířky e7:

PERO 12e7 × 10 × 80 ČSN 02 2562

Rozměry v mm

Průměr hřídele d	Rozměry b	h	f	l	Hloubka drážky t	mezní úchylky	t_1	mezní úchylky	Poloměr drážky R_1
6 až 8	2	2	0,25	8 až 20	1,1		0,9		0,2
8 až 10	3	3		8 až 36	1,7	+0,1	1,3		
10 až 12	4	4		10 až 45	2,4	0,0	1,6		
12 až 17	5	5	0,5	12 až 56	2,9		2,1	+0,2	0,4
17 až 22	6	6		16 až 70	3,5		2,5	+0,1	
22 až 30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		
30 až 38	10	8		25 až 110	4,7		3,3		
38 až 44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44 až 50	14	9		40 až 140	5,5		3,5		
50 až 58	16	10	0,7	45 až 180	6,2		3,8		0,6
58 až 65	18	11		50 až 200	6,8	+0,2	4,2		
65 až 75	20	12		56 až 220	7,4	0,0	4,6	+0,4 +0,2	
75 až 85	22	14		63 až 250	8,5		5,3		
85 až 95	25	14		70 až 280	8,7		5,5		
95 až 110	28	16	1,2	80 až 315	9,9		6,1		1,0

t — hloubka drážky v hřídeli, t_1 — hloubka drážky v náboji.

Materiál: 11 600.

Mezní úchylky délek per jsou jako u vsazených klínů.

Tolerance: šířka e7 nebo h9, výška h9 — pera čtvercového průřezu, h11 — pera obdélníkového průřezu, šířka drážky v hřídeli i v náboji P9.

Délky: 8 … po 2 … 22, 25, 28 … po 4 … 40, 45, 50, 63, 70 … po 10 … 110, 125, 140 … po 20 … 220, 250, 280, 315, 355, 400 mm

Příloha 4.3 Tlak v náboji podle typu materiálu [1]

základní hodnota tlaku p_0 (MPa) pro náboj

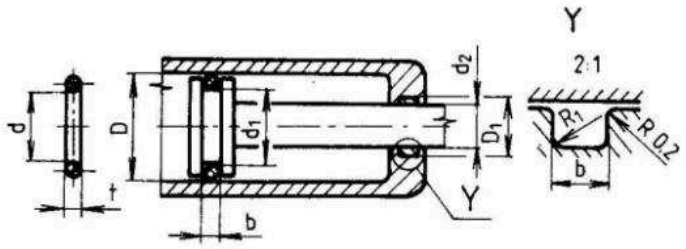
ocel, ocel na odlitky	šedá litina	temperovaná litina	bronz, mosaz	slitina AlCuMg, vytvrzená	slitina AlMg, AlMn, AlMgS, vytvrzená	slévárenská slitina AlSiMg
150*	90	110	50	100	90	70

* Pro hrazené boky drážky je p_0 = 200 MPa.

Příloha 5.1 Kruhový těsnící kroužek [4]

KROUŽKY KRUHOVÉHO PRŮŘEZU PRO TĚSNĚNÍ POHYBLIVÝCH ČÁSTÍ

Výběr ze zrušené ČSN 02 9280



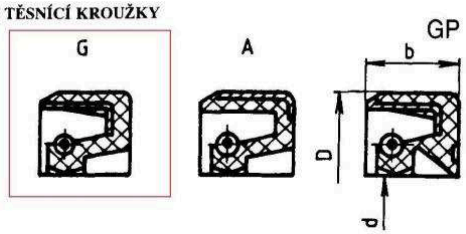
Rozměry v mm

d	t	$D(D_1)$	$d_1(d_2)$	b	δ(μm)
3,6	2,3	8	4	3,0	7
5,6		10	6		
7,6		12	8		8
9,6		14	10		
10,6		15	11		11
11,6		16	12		
13,6		18	14		
15,6		20	16		
20,6		25	21		
19,3	4,6	28	20	6,0	14
21,3		30	22		
26,3		35	27		
31,3		40	32		17
36,3		45	37		
39,1	5,8	50	40	7,5	
44,1		55	45		
49,1		60	50		21
59,1		70	60		
64,1		75	65		
69,1		80	70		
79,1		90	80		
89,1		100	90		25
99,1		110	100	11,0	
109,1	8,6	120	110		
108,7		125	110		31
123,7		140	125		
133,7		150	135		
143,7		160	145		
163,7		180	165		

δ – maximální úchylka souososti děr D a D_1

HŘÍDELOVÉ TĚSNÍCÍ KROUŽKY

Výběr z ČSN 02 9401
Účinnost od 1. 3. 1990



Označení hřídelového těsnicího kroužku s prachovkou z nitrilové pryže, s těsnicím břitem pro hřídel jmenovitého průměru 90 mm, do úložné díry jmenovitého průměru 110 mm, šířky 12 mm s ocelovou tažnou pružinou bez úpravy povrchu:

GP 90 — 110 — 12 NBR ČSN 02 9401.0

Základní rozměrová řada

Rozměry v mm

d	*D*	*b* ± 0,2	Provedení	*d*	*D*	*b* ± 0,2	Provedení
6	16		G	17	32		G
6	22		G	17	35		G
7	22		G	17	40		G
8	16		G	18	30		G
8	22		G	18	32		G
8	24		G	18	35	7	G
9	22		G	18	40		G
9	24		G	20	30		G
9	26		G	20	32		G
10	19		G	20	35		G
10	22		G	20	40		G
10	24	7	G	20	47		G
10	26		G	22	32		G
11	22		G	22	35		G
11	26		G	22	40		G GP
12	22		G	22	47		G
12	24		G	24	35		G
12	28		G	24	40		G
12	30		G	24	47		G
14	24		G	25	35		G
14	28		G	25	40		G
14	30		G	25	42		G
14	35		G	25	47		G
15	24		G	25	52		G
15	26		G	26	27		G
15	30		G	26	42		G
15	32		G	26	47		G
15	35		G	28	40		G
16	28		G	28	47		G GP
16	30		G	28	52		G
16	32		G	30	40		G
16	35		G	30	42		G
17	28		G	30	47		G
17	30		G	30	52		G

Pokračování

d	*D*	*b* ± 0,2	Provedení	*d*	*D*	*b* ± 0,2	Provedení	*d*	*D*	*b* ± 0,2	Provedení
30	62		G	40	72	7	G GP	55	72		G
32	45		G					55	80		G GP
32	47		G	42	55		G	55	85		G
32	52		G	42	62		G	56	72		G
35	47		G	42	72		G	56	80		G
35	50	7	G	45	60	8	G	58	72	8	G
35	52		G	45	62		G GP	58	80		G GP
35	55		G	45	65		G	60	75		G
35	62		G GP	45	72		G GP	60	80		G GP
36	52		G	48	62		G	60	85		G
36	62		G	48	72		G GP	60	90		G
38	52		G	50	65		G				
38	55		G	50	68		G	62	85		G
38	58		G	50	72		G GP	62	90		G
38	62		G GP	50	80		G GP	63	90		G
40	52		G	52	68		G	65	85	10	G
40	55		G	52	72		G GP	65	90		G GP
40	62		G GP	55	70		G	65	100		G GP

Tolerance vnějšího průměru hřídelového těsnicího kroužku

Jmenovitý průměr *D*		Mezní úchylky
přes	do	
	30	+0,30 +0,15
30	47	+0,35 +0,15
47	90	+0,45 +0,20
90	120	+0,50 +0,25

V tabulce jsou uvedeny jen přednostní rozměry
Význam doplňkové číslice: 0 — ocelová pružina bez úpravy povrchu, 1 — ocelová pružina pozinkovaná, 2 — ocelová pružina kadmiovaná, 3 — ocelová pružina alkalicky černěná, 4 — pružina se zvláštními požadavky na materiál nebo povrchovou úpravu

Těsnění v provedení GP má těsnicí břit, který zamezuje přístup nečistot, vody a zaručuje delší životnost hřídelového těsnění v prašném prostředí

Mezní úchylky hřídele se volí h8 až h11

Mezní úchylky průměru úložné díry se volí v tolerancích H8, drsnost povrchu R_a = 1.6 až 6,3

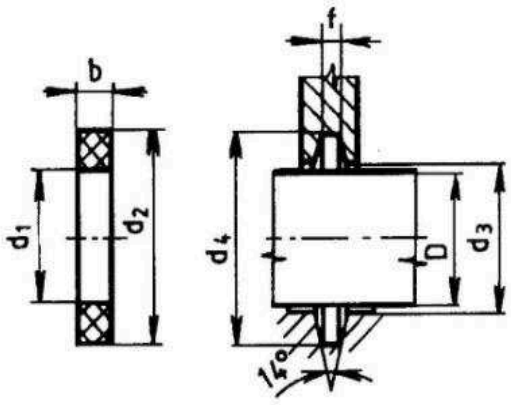
Doporučená drsnost hřídele:
R_a = 0,8 obvodová rychlost do 2 m.s^{-1}, R_a = 0,4 obvodová rychlost od 2 do 4 m.s^{-1}, R_a = 0,2 až 0,4 obvodová rychlost od 4 do 12 m.s^{-1}

Příloha 5.3 Těsnění ložiskového tělesa [4]

TĚSNĚNÍ

TĚSNĚNÍ LOŽISKOVÝCH TĚLES
PLSTĚNÉ TĚSNĚNÍ A DRÁŽKY

Výběr z ČSN 02 3655
Účinnost od 1. 12. 1978



Označení plstěného kroužku pro průměr hřídele $d = 50$ mm:
PLSTĚNÝ KROUŽEK ∅ 50 ČSN 02 3655

Rozměry v mm

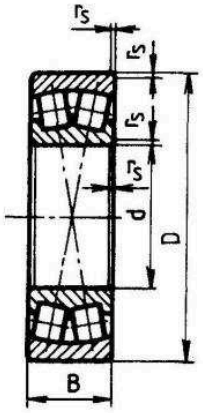
Průměr hřídele d h11	Těsnění						Drážka		
	průměr d_1		průměr d_2		šířka b		d_3 H12	d_4 H12	f H13
	jmenovitý	úchylka	jmenovitý	úchylka	jmenovitá	úchylka			
17	17	±0,4	27	±0,5	4		18	28	3
20	20		30				21	31	
25	25		37		5		26	38	4
30	30		42				31	43	
35	35	±0,5	47				36	48	
40	40		52			±0,4	41	53	
45	45		57	±0,6			46	58	
50	50		66		6,5		51	67	5
55	55	±0,6	71				56	72	
60	60		76				61,5	77	
65	65		81				66,5	82	
70	70		88	±0,7	7,5	±0,5	71,5	89	6
75	75		93				76,5	94	
80	80		98				81,5	99	
85	85	±0,7	103				86,5	104	
90	90		110		8,5		92	111	7
95	95		115				97	116	
100	100		124		10		102	125	8
110	110		134	±0,8			112	135	
120	120		144				122	145	

Před montáží plstěné kroužky napustit teplou směsí 2/3 minerálního oleje a 1/3 loje, nebo parafinem ohřátým na teplotu 70 až 80 °C, popř. hustým olejem o teplotě asi 70 °C

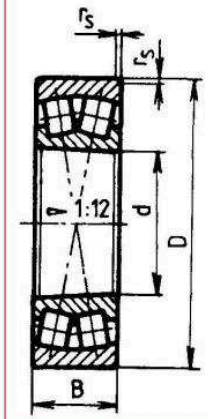
SOUDEČKOVÁ LOŽISKA DVOUŘADÁ
TYP 222, 223

Výběr z ČSN 02 4705
Účinnost od 1. 6. 1998

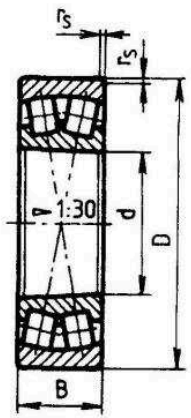
Provedení 1



Provedení 2



Provedení 3



Označení soudečkového ložiska typu 222, rozměrové skupiny 22, s válcovou dírou o průměru $d = 50$ mm:

LOŽISKO 22210 ČSN 02 4705

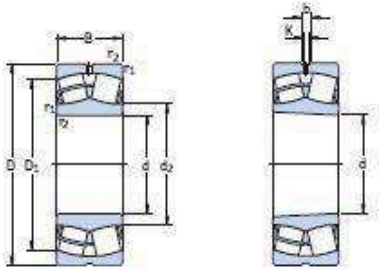
Typ 223
Rozměrová skupina 23

Rozměry v mm

Označení ložiska	Rozměry				Základní únosnost (N)		Hmotnost (kg) ≈
	d	D	B	$r_{s\,min}$	dynamická C	statická C_0	
22308	40	90	33	1,5	86 500[1])	65 500[1])	1,030
22309	45	100	36	1,5	100 000[1])	80 000[1])	1,400
22310	50	110	40	2,0	134 000[1])	110 000[1])	1,900
22311	55	120	43	2,0	150 000[1])	122 000[1])	2,400
22312	60	130	46	2,1	176 000[1])	146 000[1])	3,100
22313	65	140	48	2,1	183 000	150 000	3,700
22314	70	150	51	2,1	236 000	200 000	4,350
22315	75	160	55	2,1	245 000	212 000	5,400
22316	80	170	58	2,1	285 000	245 000	6,600
22317	85	180	60	3,0	310 000	270 000	7,400
22318	90	190	64	3,0	360 000	315 000	9,300
22319	95	200	67	3,0	390 000	345 000	10,300
22320	100	215	73	3,0	465 000	415 000	13,000

Ložiska ČSN 02 4705 s dírou $d = 95$ mm se nedoporučují
[1]) Typ ložiska 223JB

Soudečková ložiska
d 20 – 70 mm

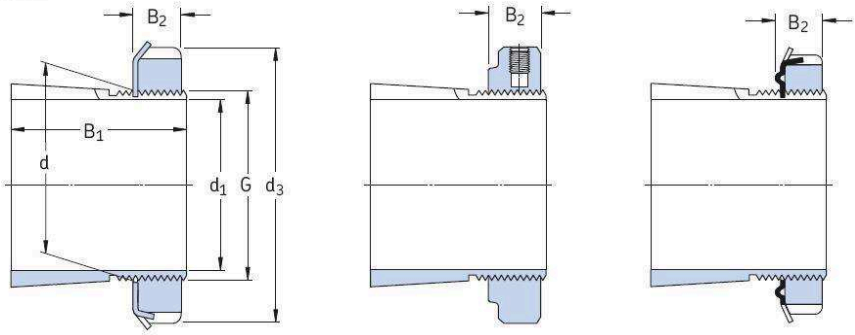


Válcová díra | Kuželová díra

Hlavní rozměry			Únosnost dynamická	Únosnost statická	Mezní únavové zatížení	Přípustné otáčky Referenční otáčky	Přípustné otáčky Mezní otáčky	Hmotnost	Označení Ložisko s válcovou dírou	Označení Ložisko s kuželovou dírou
d	D	B	C	C_0	P_u					
mm			kN		kN	min^{-1}		kg	–	
20	52	18	49	44	4,75	13 000	17 000	0,28	*22205/20 E	–
25	52	18	49	44	4,75	13 000	17 000	0,26	*22205 E	*22205 EK
	62	17	41,4	41,5	4,55	8 500	12 000	0,28	21305 CC	–
30	62	20	64	60	6,4	10 000	14 000	0,29	*22206 E	*22206 EK
	72	19	55,2	61	6,8	7 500	10 000	0,41	21306 CC	21306 CCK
35	72	23	86,5	85	9,3	9 000	12 000	0,45	*22207 E	*22207 EK
	80	21	65,6	72	8,15	6 700	9 500	0,55	21307 CC	21307 CCK
40	80	23	96,5	90	9,8	8 000	11 000	0,53	*22208 E	*22208 EK
	90	23	104	108	11,8	7 000	9 500	0,75	*21308 E	*21308 EK
	90	33	150	140	15	6 000	8 000	1,05	*22308 E	*22308 EK
45	85	23	102	98	10,8	7 500	10 000	0,58	*22209 E	*22209 EK
	100	25	125	127	13,7	6 300	8 500	0,99	*21309 E	*21309 EK
	100	36	183	183	19,6	5 300	7 000	1,40	*22309 E	*22309 EK
50	90	23	104	108	11,8	7 000	9 500	0,63	*22210 E	*22210 EK
	110	27	156	166	18,6	5 600	7 500	1,35	*21310 E	*21310 EK
	110	40	220	224	24	4 800	6 300	1,90	*22310 E	*22310 EK
55	100	25	125	127	13,7	6 300	8 500	0,84	*22211 E	*22211 EK
	120	29	156	166	18,6	5 600	7 500	1,70	*21311 E	*21311 EK
	120	43	270	280	30	4 300	5 600	2,45	*22311 E	*22311 EK
60	110	28	156	166	18,6	5 600	7 500	1,15	*22212 E	*22212 EK
	130	31	212	240	26,5	4 800	6 300	2,10	*21312 E	*21312 EK
	130	46	310	335	36,5	4 000	5 300	3,10	*22312 E	*22312 EK
65	100	35	132	173	20,4	4 300	6 300	0,95	*24013 CC/W33	*24013 CCK30/W33
	120	31	193	216	24	5 000	7 000	1,55	*22213 E	*22213 EK
	140	33	236	270	29	4 300	6 000	2,55	*21313 E	*21313 EK
	140	48	340	360	38	3 800	5 000	3,75	*22313 E	*22313 EK
70	125	31	208	228	25,5	5 000	6 700	1,55	*22214 E	*22214 EK
	150	35	285	325	34,5	4 000	5 600	3,10	*21314 E	*21314 EK
	150	51	400	430	45	3 400	4 500	4,55	*22314 E	*22314 EK

Příloha 5.5Hřídelová upínací pouzdra [10]

Upínací pouzdra pro hřídele metrických rozměrů
d_1 **17 – 75** mm



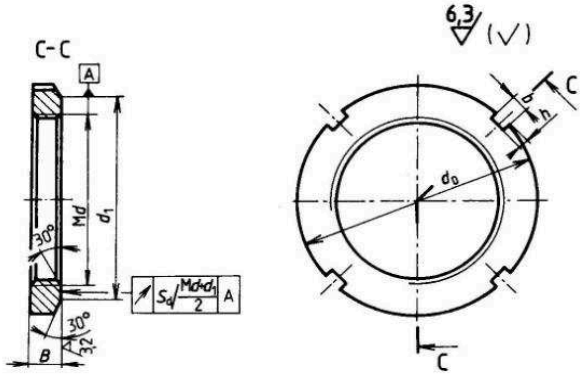
H H .. E H .. C

Rozměry						Hmot-nost	Označení			
							Upínací pouzdro s maticí a pojišťovacím zařízením	Příslušná pojistná matice	pojišťovací zařízení	Odpovídající hydraulická matice
d_1	d	d_3	B_1	B_2	G					
mm						kg	–			
17	20	32	24	7	M 20×1	0,036	**H 204**	KM 4	MB 4	–
	20	32	28	7	M 20×1	0,040	**H 304**	KM 4	MB 4	–
	20	32	28	9,5	M 20×1	0,047	**H 304 E**	KMFE 4	–	–
20	25	38	26	8	M 25×1,5	0,064	**H 205**	KM 5	MB 5	–
	25	38	29	8	M 25×1,5	0,071	**H 305**	KM 5	MB 5	–
	25	38	29	9	M 25×1,5	0,071	**H 305 C**	KM 5	MB 5 C	–
	25	38	29	10,5	M 25×1,5	0,076	**H 305 E**	KMFE 5	–	–
	25	38	35	8	M 25×1,5	0,085	**H 2305**	KM 5	MB 5	–
25	30	45	27	8	M 30×1,5	0,086	**H 206**	KM 6	MB 6	–
	30	45	31	8	M 30×1,5	0,095	**H 306**	KM 6	MB 6	–
	30	45	31	9	M 30×1,5	0,095	**H 306 C**	KM 6	MB 6 C	–
	30	45	31	10,5	M 30×1,5	0,11	**H 306 E**	KMFE 6	–	–
	30	45	38	8	M 30×1,5	0,11	**H 2306**	KM 6	MB 6	–
30	35	52	29	9	M 35×1,5	0,12	**H 207**	KM 7	MB 7	–
	35	52	35	9	M 35×1,5	0,14	**H 307**	KM 7	MB 7	–
	35	52	35	10	M 35×1,5	0,14	**H 307 C**	KM 7	MB 7 C	–
	35	52	35	11,5	M 35×1,5	0,15	**H 307 E**	KMFE 7	–	–
	35	52	43	9	M 35×1,5	0,16	**H 2307**	KM 7	MB 7	–
35	40	58	31	10	M 40×1,5	0,16	**H 208**	KM 8	MB 8	–
	40	58	36	10	M 40×1,5	0,17	**H 308**	KM 8	MB 8	–
	40	58	36	11	M 40×1,5	0,17	**H 308 C**	KM 8	MB 8 C	–
	40	58	36	13	M 40×1,5	0,19	**H 308 E**	KMFE 8	–	–
	40	58	46	10	M 40×1,5	0,22	**H 2308**	KM 8	MB 8	–
40	45	65	33	11	M 45×1,5	0,21	**H 209**	KM 9	MB 9	–
	45	65	39	11	M 45×1,5	0,23	**H 309**	KM 9	MB 9	–
	45	65	39	12	M 45×1,5	0,23	**H 309 C**	KM 9	MB 9 C	–
	45	65	39	13	M 45×1,5	0,24	**H 309 E**	KMFE 9	–	–
	45	65	50	11	M 45×1,5	0,27	**H 2309**	KM 9	MB 9	–
45	50	70	35	12	M 50×1,5	0,24	**H 210**	KM 10	MB 10	HMV 10 E
	50	70	42	12	M 50×1,5	0,27	**H 310**	KM 10	MB 10	HMV 10 E
	50	70	42	13	M 50×1,5	0,27	**H 310 C**	KM 10	MB 10 C	HMV 10 E
	50	70	42	14	M 50×1,5	0,30	**H 310 E**	KMFE 10	–	HMV 10 E
	50	70	55	12	M 50×1,5	0,34	**H 2310**	KM 10	MB 10	HMV 10 E

SKF

KRUHOVÉ MATICE SE ZÁŘEZY
PRO UPÍNACÍ A STAHOVACÍ POUZDRA

Výběr z ČSN 02 3630
Účinnost od 1. 7. 1984



Označení kruhové matice se zářezy KM 15:

MATICE KM 15 ČSN 02 3630

Rozměry v mm

Označení matice	Md	d_0 h12	d_1	B h14	b H14	h H17	S_d	Hmotnost 1 kusu (kg)
KM 0	M10 × 0,75	18	13,5	4	3	2*)		0,004
KM 1	M12 × 1	22	17	4	3	2*)		0,007
KM 2	M15 × 1	25	21	5	4	2*)		0,010
KM 3	M17 × 1	28	24	5	4	2*)		0,013
KM 4	M20 × 1	32	26	6	4	2*)		0,019
KM 5	M25 × 1,5	38	32	7	5	2*)	0,04	0,025
KM 6	M30 × 1,5	45	38	7	5	2*)		0,043
KM 7	M35 × 1,5	52	44	8	5	2*)		0,053
KM 8	M40 × 1,5	58	50	9	6	2,5		0,085
KM 9	M45 × 1,5	65	56	10	6	2,5		0,120
KM 10	M50 × 1,5	70	61	11	6	2,5		0,150

Pokračování

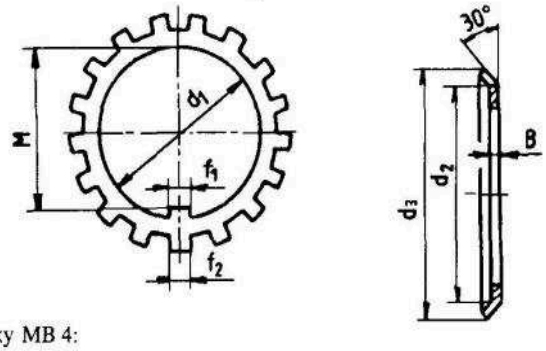
Označení matice	Md	d_0 h12	d_1	B h14	b H14	h H17	S_d	Hmotnost 1 kusu (kg)
KM 11	M55 × 2	75	67	11	7	3,0		0,160
KM 12	M60 × 2	80	73	11	7	3,0		0,170
KM 13	M65 × 2	85	79	12	7	3,0		0,200
KM 14	M70 × 2	92	85	12	8	3,5		0,240
KM 15	M75 × 2	98	90	13	8	3,5		0,290
KM 16	M80 × 2	105	95	15	8	3,5		0,400
KM 17	M85 × 2	110	102	16	8	3,5		0,450
KM 18	M90 × 2	120	108	16	10	4,0	0,05	0,560
KM 19	M95 × 2	125	113	17	10	4,0		0,660
KM 20	M100 × 2	130	120	18	10	4,0		0,700
KM 21	M105 × 2	140	126	18	12	5,0		0,840
KM 22	M110 × 2	145	133	19	12	5,0		0,970
KM 23	M115 × 2	150	137	19	12	5,0		1,010
KM 24	M120 × 2	155	138	20	12	5,0		1,080
KM 25	M125 × 2	160	148	21	12	5,0		1.190
KML 26	M130 × 2	155	145	21	12	5,0		0,880
KM 26	M130 × 2	165	149	21	12	5,0	0,06	1,250
KM 27	M135 × 2	175	160	22	14	6,0		1,550
KML 28	M140 × 2	165	155	22	12	5,0		0,990
KM 28	M140 × 2	180	160	22	14	6,0		1,600

*) Pro tyto rozměry platí toleranční pole H 15.

Příloha 5.7 pojistná MB matice [4]

POJISTNÉ PODLOŽKY A VLOŽKY K MATICÍM UPÍNACÍCH POUZDER

Výběr z ČSN 02 3640
Účinnost od 1. 7. 1984



Označení pojistné podložky MB 4:

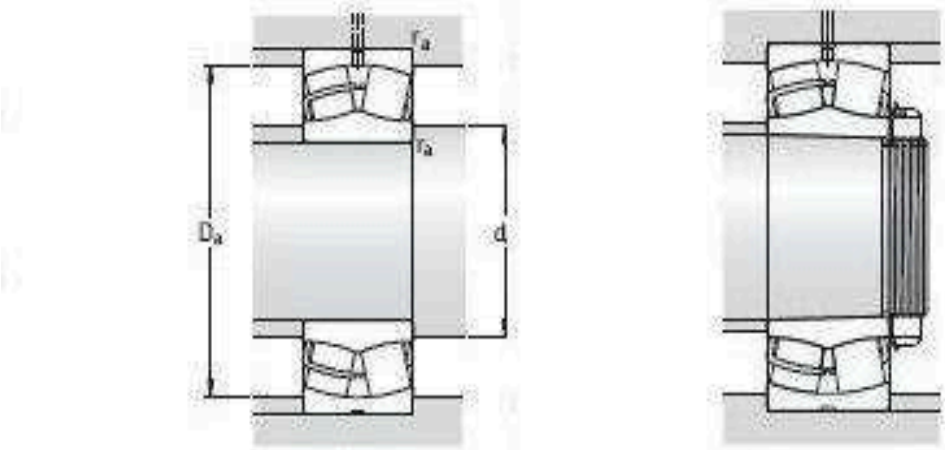
POJISTNÁ PODLOŽKA MB 4 ČSN 02 3640

Rozměry v mm

Označení podložky	d_1 C11	d_2 H12	d_3	f_1 b14	M C11	f_2 b14	B	z*) min.	Hmotnost 1 000 kusů (kg)
MB 0	10	13,5	21	3	8,5	3		9	1,3
MB 1	12	17	25	3	10,5	3			2,0
MB 2	15	21	28	4	13,5	4	1		2,6
MB 3	17	24	32	4	15,5	4		11	3,2
MB 4	20	26	36	4	18,5	4			3,5
MB 5	25	32	42	5	23,0	5			6,4
MB 6	30	38	49	5	27,5	5			7,8
MB 7	35	44	57	6	32,5	5	1,25	13	10,4
MB 8	40	50	62	6	37,5	6			12,3
MB 9	45	56	69	6	42,5	6			15,2
MB 10	50	61	74	6	47,5	6			16,0
MB 11	55	67	81	8	52,5	7			19,6
MB 12	60	73	86	8	57,5	7			23,5
MB 13	65	79	92	8	62,5	7	1,50		29,0
MB 14	70	85	98	8	66,5	8			33,4
MB 15	75	90	104	8	71,5	8			35,6
MB 16	80	95	112	10	76,5	8		17	46,4
MB 17	85	102	119	10	81,5	8			52,4
MB 18	90	108	126	10	86,5	10			62,3
MB 19	95	113	133	10	91,5	10	1,80		67,0
MB 20	100	120	142	12	96,5	10			76,5
MB 22	110	133	154	12	105,5	12			94,0
MBL 24	120	135	148	14	115,0	12		19	77,0
MB 24	120	138	164	14	115,0	12		17	105,0
MB 25	125	148	170	14	120,0	12		17	118,0
MBL 26	130	145	158	14	125,0	12		19	87,0
MB 26	130	149	175	14	125,0	12		17	113,0
MB 27	135	160	185	14	130,0	14		17	144,0
MBL 28	140	155	170	16	135,0	12		19	109,0
MB 28	140	160	192	16	135,0	14		17	142,0

*) Počet ozubů z na vnějším obvodu podložky musí být lichý
Materiál: pásová ocel válcovaná zastudena 11 320.20

Příloha 5.8 Výpočtové součinitele valivých soudečkových ložisek[10]



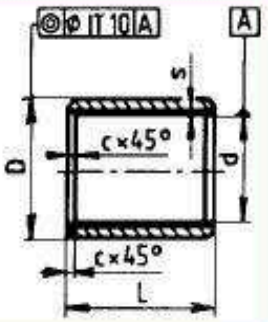
Rozměry						Připojovací rozměry			Výpočtové součinitele			
d	d_2 ~	D_1 ~	b	K	$r_{1,2}$ min	d_a min	D_a max	r_a max	e	Y_1	Y_2	Y_0
mm						mm			–			
20	31,2	44,2	3,7	2	1	25,6	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8
25	31,2	44,2	3,7	2	1	30,6	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8
	35,7	50,7	–	–	1,1	32	55	1	0,30	2,3	3,4	2,2
30	37,5	53	3,7	2	1	35,6	56,4	1	0,31	2,2	3,3	2,2
	43,3	58,8	–	–	1,1	37	65	1	0,27	2,5	3,7	2,5
35	44,5	61,8	3,7	2	1,1	42	65	1	0,31	2,2	3,3	2,2
	47,2	65,6	–	–	1,5	44	71	1,5	0,28	2,4	3,6	2,5
40	49,1	69,4	5,5	3	1,1	47	73	1	0,28	2,4	3,6	2,5
	59,9	79,8	5,5	3	1,5	49	81	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8
	49,7	74,3	5,5	3	1,5	49	81	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8
45	54,4	74,4	5,5	3	1,1	52	78	1	0,26	2,6	3,9	2,5
	65,3	88	5,5	3	1,5	54	91	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8
	56,4	83,4	5,5	3	1,5	54	91	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8
50	59,9	79	5,5	3	1,1	57	83	1	0,24	2,8	4,2	2,8
	71,6	96,8	5,5	3	2	61	99	2	0,24	2,8	4,2	2,8
	62,1	91,9	5,5	3	2	61	99	2	0,37	1,8	2,7	1,8
55	65,3	88	5,5	3	1,5	64	91	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8
	71,6	96,2	5,5	3	2	66	109	2	0,24	2,8	4,2	2,8
	70,1	102	5,5	3	2	66	109	2	0,35	1,9	2,9	1,8
60	71,6	96,5	5,5	3	1,5	69	101	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8
	87,8	115	5,5	3	2,1	72	118	2	0,22	3	4,6	2,8
	77,9	110	8,3	4,5	2,1	72	118	2	0,35	1,9	2,9	1,8
65	73,8	87,3	3,7	2	1,1	71	94	1	0,27	2,5	3,7	2,5
	77,6	106	5,5	3	1,5	74	111	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8
	94,7	124	5,5	3	2,1	77	128	2	0,22	3	4,6	2,8
	81,6	118	8,3	4,5	2,1	77	128	2	0,35	1,9	2,9	1,8
70	83	111	5,5	3	1,5	79	116	1,5	0,23	2,9	4,4	2,8
	101	133	5,5	3	2,1	82	138	2	0,22	3	4,6	2,8
	90,3	128	8,3	4,5	2,1	82	138	2	0,33	2	3	2

Příloha 6.1 Bimetalová pouzdra [4]

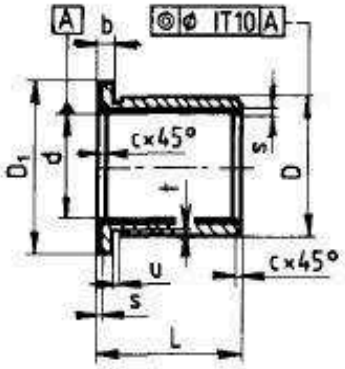
BIMETALICKÁ POUZDRA

Výběr z ČSN 02 3495
Účinnost od 1. 1. 1981

Typ A
válcové pouzdro



Typ B
přírubové pouzdro



Označení pouzdra typu B s vnitřním průměrem $d = 20$ mm, vnějším průměrem $D = 26$ mm, průměrem příruby $D_1 = 32$ mm a délkou $L = 20$ mm:

POUZDRO B 20/26 × 20 ČSN 02 3495

Rozměry v mm

d	D	D_1	L řada 1	L řada 2	L řada 3	b	c	s
20	26	32	15	20	30	3,0		od 0,4
22	28	34	15	20	30	3,0		do 0,8
25	32	38	20	30	40	4,0	0,5	
28	36	42	20	30	40	4,0		
30	38	44	20	30	40	4,0		
32	40	46	20	30	40	4,0		
(34)	42	48	20	30	40	5,0		
35	45	50	30	40	50	5,0		
38	48	54	30	40	50	5,0		od 0,5 do 1,0
40	50	58	30	40	60	5,0		
42	52	60	30	40	60	5,0		
45	55	63	30	40	60	5,0	0,8	
48	58	66	40	50	60	5,0		
50	60	68	40	50	60	5,0		
(53)	63	71	40	50	60	5,0		
55	65	73	40	50	70	5,0		
60	75	83	40	60	80	7,5		od 0,9 do 1,5
(63)	78	86	40	60	80	7,5		
65	80	88	50	60	80	7,5		
70	85	95	50	70	90	7,5		
75	90	100	50	70	90	7,5		
80	95	105	60	80	100	7,5	1,0	
85	100	110	60	80	100	7,5		
90	110	120	60	80	120	7,5		
95	115	125	60	100	120	10,0		
100	120	130	80	100	120	10,0		

Rozměry uvedené v závorkách se nedoporučují.
Tolerance: vnitřní průměr d – F7, vnější průměr D – r6, průměr příruby D_1 – d11, L – h13.
Drsnost vnitřních a vnějších ploch max. $R_a = 1{,}6$; ostatních ploch max. $R_a = 6{,}3$.
Rozměry t a u jsou určeny technologií výroby.

Příloha 6.2 Materiály bimetalových pouzder [4]

MATERIÁLY KLUZNÝCH LOŽISEK

Výběr z ČSN 02 3401
Účinnost od 1. 3. 1988

Kovové materiály

Název	Druh		$\varrho \cdot 10^{-3}$ (kg.m^{-3})	$E \cdot 10^{-3}$ (MPa)	$\alpha \cdot 10^{6}$ (K^{-1})
	označení	ČSN			
Slitiny Pb–Sn (olověné kompozice)					
Olověná kompozice	PbSn6Sb6	42 3730	9,8		24,0
Olověná kompozice	PbSn6Sb14CuAs	42 3721	9,8		22,0
Olověná kompozice	PbSn10Sb15Cu1	42 3720	9,3		24,5
Slitiny Sn–Sb (cínové kompozice)					
Cínová kompozice	SnSb10Cu3Ni	42 3753	7,4		22,0
Cínová kompozice	SnSb11Cu6		7,4	48	22,0
Slitiny Cu–Sn (cínové bronzy)					
Slitina mědi tvářená	CuSn6	42 3016	8,8	98 – 108	17,7
Slitina mědi tvářená	CuSn8	42 3018	8,8	98 – 118	18,2
Slitina mědi na odlitky	CuSn10	42 3119	8,8	93,2	18,9 – 20
Slitina mědi na odlitky	CuSn10Zn2	42 3138	8,8	103,9	17,6
Slitina mědi na odlitky	CuSn10P1	42 3120	8,6	118,7	19,0
Slitina mědi na odlitky	CuSn12	42 3123	8,8	103,9	18,0
Slitiny Cu–Pb (olověné bronzy)					
Slitina mědi na odlitky	CuPb20	42 3182	9,6	82,4	18,4
Slitina mědi na odlitky	CuPb20Sn1		9,6		
Slitina mědi na odlitky	CuPb22Sn3	42 3183	9,6	82,4	18,4
Slitina mědi na odlitky	CuPb30	42 3184	9,6	73,5	18,4
Slitina mědi na odlitky	CuPb30Ag1,5Sn	42 3187	9,6	73,5	19,2
Slitina mědi na odlitky	CuPb30Ag3	42 3188	9,6	73,5	19,8
Slitiny Cu–Sn–Pb (cínoolověné bronzy)					
Slitina mědi na odlitky	CuSn5Pb5Zn5	42 3135	8,6	101,0	18,8
Slitina mědi na odlitky	CuSn8Pb3Zn6	42 3137	8,8	103,9	18,0
Slitina mědi na odlitky	CuSn10Pb5	42 3121	8,9	98,1	18,0
Slitina mědi na odlitky	CuSn10Pb10	42 3122	8,9	97,1	20,0

Příloha 6.3 Parametry toleranční skupina F [4]

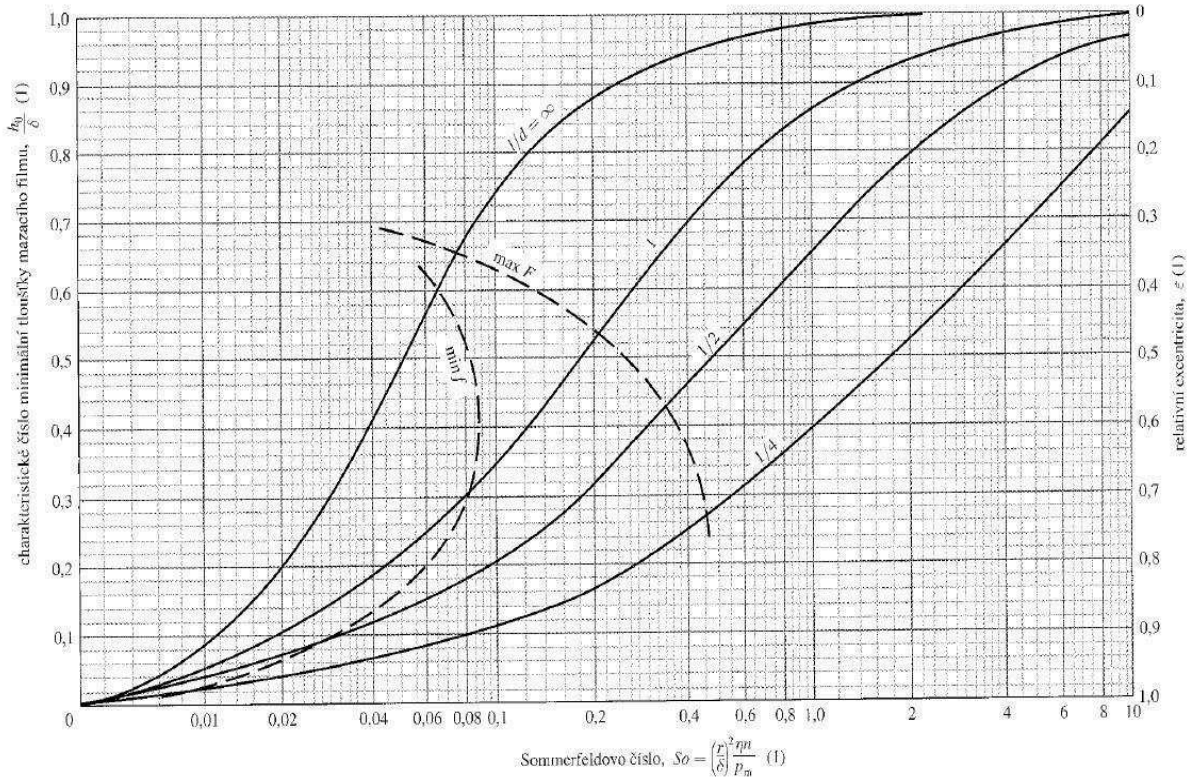
Pokračování

Rozsah rozměrů (mm)	Základní úchylky							
	F						FG	
	Stupně přesnosti							
	5	6	7	8	9	10	5	6
	μm							
od 1 do 3	+10 +6	+12 +6	+16 +6	+20 +6	+31 +6	+46 +6	+18 +4	+10 +4
přes 3 do 6	+15 +10	+18 +10	+22 +10	+28 +10	+40 +10	+58 +10	+11 +6	+14 +6
přes 6 do 10	+19 +13	+22 +13	+28 +13	+35 +13	+49 +13	+71 +13	+14 +8	+17 +8
přes 10 do 18	+24 +16	+27 +16	+34 +16	+43 +16	+59 +16	+86 +16	–	–
přes 18 do 30	+29 +20	+33 +20	+41 +20	+53 +20	+72 +20	+104 +20	–	–
přes 30 do 50	+36 +25	+41 +25	+50 +25	+64 +25	+87 +25	+125 +25	–	–
přes 50 do 80	+43 +30	+49 +30	+60 +30	+76 +30	+104 +30	–	–	–
přes 80 do 120	+51 +36	+58 +36	+71 +36	+90 +36	+123 +36	–	–	–
přes 120 do 180	+61 +43	+68 +43	+83 +43	+106 +43	+143 +43	–	–	–
přes 180 do 250	+70 +50	+79 +50	+96 +50	+122 +50	+165 +50	–	–	–
přes 250 do 315	+79 +56	+88 +56	+108 +56	+137 +56	+186 +56	–	–	–
přes 315 do 400	+87 +62	+98 +62	+119 +62	+151 +62	+202 +62	–	–	–
přes 400 do 500	+95 +68	+108 +68	+131 +68	+165 +68	+223 +68	–	–	–

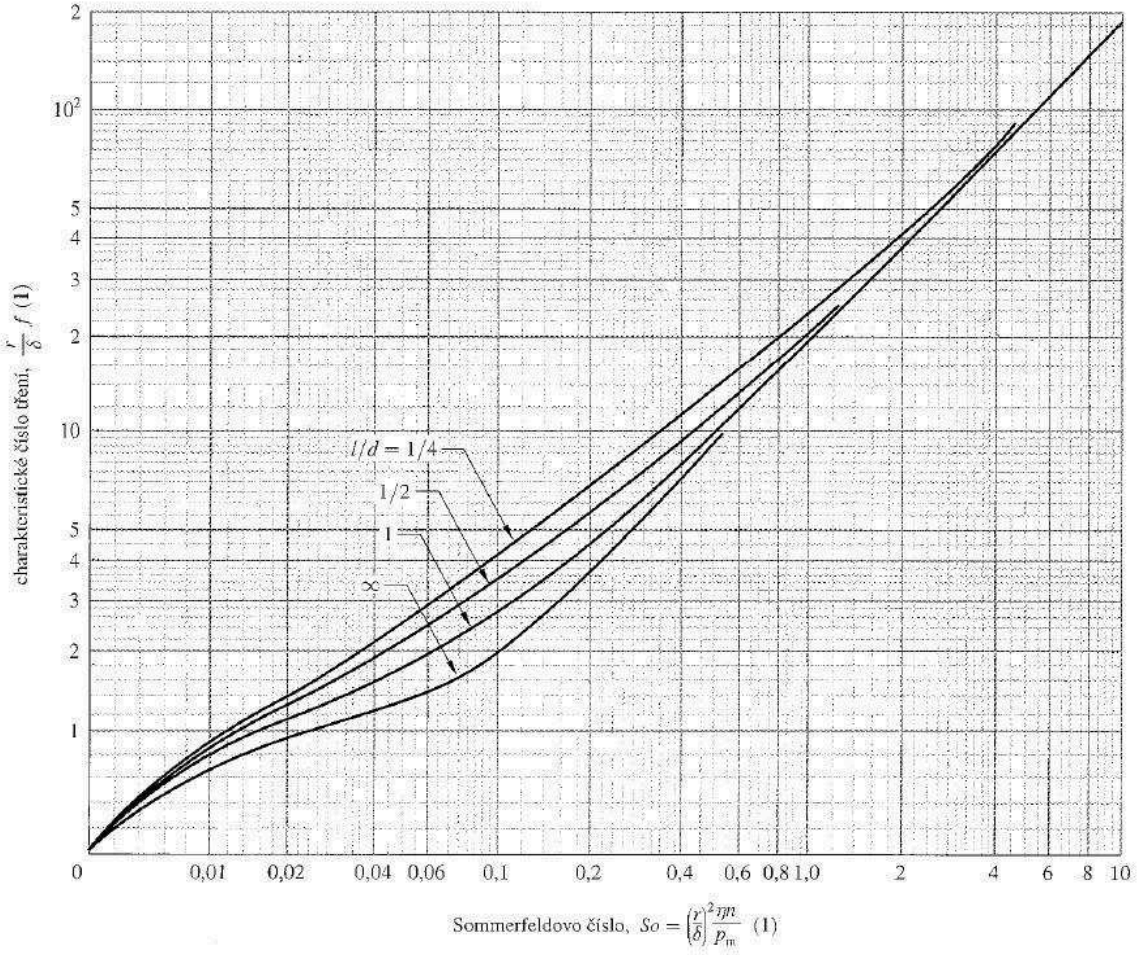
Příloha 6.4 Parametry toleranční skupina f [4]

Rozsah rozměrů (mm)	Základní úchylky					
	f					
	Stupně přesnosti					
	4	5	6	7	8	9
	μm					
od 1 do 3	−6 −9	−6 −10	−6 −12	−6 −16	−6 −20	−6 −31
přes 3 do 6	−10 −14	−10 −15	−10 −18	−10 −22	−10 −28	−10 −40
přes 6 do 10	−13 −17	−13 −19	−13 −22	−13 −28	−13 −35	−13 −49
přes 10 do 18	−16 −21	−16 −24	−16 −27	−16 −34	−16 −43	−16 −59
přes 18 do 30	−20 −26	−20 −29	−20 −33	−20 −41	−20 −53	−20 −72
přes 30 do 50	−25 −32	−25 −36	−25 −41	−25 −50	−25 −64	−25 −87
přes 50 do 80	−30 −38	−30 −43	−30 −49	−30 −60	−30 −76	−30 −104
přes 80 do 120	−36 −46	−36 −51	−36 −58	−36 −71	−36 −90	−36 −123
přes 120 do 180	−43 −55	−43 −61	−43 −68	−43 −83	−43 −106	−43 −143
přes 180 do 250	−50 −64	−50 −70	−50 −79	−50 −96	−50 −122	−50 −165
přes 250 do 315	−56 −72	−56 −79	−56 −88	−56 −108	−56 −137	−56 −185
přes 315 do 400	−62 −80	−62 −87	−62 −98	−62 −119	−62 −151	−62 −202
přes 400 do 500	−68 −88	−68 −95	−68 −108	−68 −131	−68 −165	−68 −223

Příloha 6.5 Graf 1. [1]



Příloha 6.6 Graf 2. [1]



11. Použité informační zdroje

Seznam použité literatury:

[1] SHIGLEY, J. E., MISCHKE C. R., BUDYNAS, R.G., **Konstruování strojních součástí**

[2] NECHLEBA, M. **Vodní turbín – jejich konstrukce a příslušenství**

[3] ŠOB, F. **HYDROMECHANIKA**, Skriptum VUT-FSI

[4] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P., **Strojírenské tabulky**

[5] HALLIDAY, D., RESNICK, R., WALKER, J., **Fyzika, část 1. a 2.**

[6] GASCH, R., FRÜTZNER, H., **Dynamika rotorů**

Ostatní:

[7] **Přednáškové texty** VUT-FSI , Tekutinové stroje 1. 2**.**

Internetové zdroje:

[8] České normy - seznam norem [online]. Dostupné z <http://www.ceske-normy.cz/>

[9] SKF Group [online]. Dostupné z <http://www.skf.com/files/515077.pdf>

[10] Sciencedirect [online]. Dostupné z <http://www.sciencedirect.com>