



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Rekonstrukce natáčivého lopatkového
kolesa parníku**

**Reconstruction of Feathering Paddle Wheel
of Steamboat**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2023

Jiří KRAMEŠ

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Krameš** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **491165**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Rekonstrukce natáčivého lopatkového kola parníku

Název bakalářské práce anglicky:

Reconstruction of Feathering Paddle Wheel of Steamboat

Pokyny pro vypracování:

- Rešerše z oblasti historie pohonů kolesových parníků s důrazem na konstrukční popis.
- Rozbor funkce a provozu zvoleného pohonu – koleso s natáčivými lopatkami.
- Konstrukčně-technický popis revitalizace vybraného kola parníku při použití současných materiálů a technologií, pevnostní návrh a kontrola podstatných konstrukčních uzlů.
- Vytvoření 3D modelu a 2D výkresu sestavy kola.

Seznam doporučené literatury:

- ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

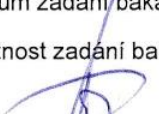
Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Roman Uhlíř, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **11.04.2023** Termín odevzdání bakalářské práce: **05.08.2023**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

26.4.2023

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci s názvem „Rekonstrukce natáčivého lopatkového kola parníku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře Ph.D. a s použitím literatury, která je uvedena na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 1.8.2023

Jiří Krameš

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Romanu Uhlířovi Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, za všestrannou pomoc, vstřícnost, trpělivost, množství cenných rad, podnětů, doporučení, připomínek a ochotu při konzultacích poskytnutých ke zpracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu během celého studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Jiří Krameš
Název BP:	Rekonstrukce natáčivého lopatkového kola parníku
Anglický název:	Reconstruction of Feathering Paddle Wheel of Steamboat
Rok:	2023
Studijní program:	B2341 STROJÍRENSTVÍ
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Roman Uhlíř Ph.D.
Konzultant:	
Bibliografické údaje:	počet stran 60 počet obrázků 54 počet tabulek 10 počet příloh 5
Klíčová slova:	lopatkové koleso, natáčivé lopatkové koleso, pohon lodi, kolesový parník
Keywords:	paddle wheel, feathering paddle wheel, boat propulsion, paddle-streamer
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá možnou rekonstrukcí natáčivých lopatkových koles sloužících k pohonu lodi. Teoretická část práce je zaměřena na historii vývoje lopatkových koles parníků, jejich konstrukci, výhody a základní návrhové postupy. V praktické části je technicky zpracováno zvolené natáčivé lopatkové koleso plavidla, dále je proveden výpočet s dimenzací podstatných konstrukčních uzlů a popis rekonstruovaných součástí kola.
Abstract:	This bachelor thesis is centered around potential reconstruction of feathering paddle wheels used for boat propulsion. The theoretical part of the thesis is focused at history of paddle wheels development, their construction, benefits and basic design procedures. In the practical part, a selected type of feathering paddle wheel is technically processed, after that a calculation is made with aim of dimensioning important construction points and then a description of reconstructed parts of the paddle wheel is present.

OBSAH

1. Úvod	1
1.1. Úvod a motivace.....	1
2. Lopatkové koleso	2
2.1. Lopatkové koleso běžné konstrukce	2
2.2. Vývoj lopatkových koles.....	3
2.2.1. Dawson.....	4
2.2.2. Buchanan.....	5
2.2.3. Perkins.....	5
2.2.4. Gemmel	6
2.2.5. Oldham.....	6
2.3. Natáčivé lopatkové koleso	7
2.3.1. Elijah Galloway a William Morgan	8
2.3.2. Součástí rozšířené konstrukce natáčivého lopatkového kolesa	9
2.3.3. Pohyb lopatek natáčivého lopatkového kolesa.....	9
2.4. Teorie pohonu lopatkovým kolesem.....	11
2.5. Užití lopatkového kolesa	11
3. Teorie návrhu lopatkového kolesa	12
3.1. Doporučený výkon motoru.....	12
3.2. Doporučený čepový průměr kolesa.....	13
3.3. Lopatky	14
3.3.1. Ponoření lopatek.....	14
3.3.2. Rozměry lopatek	14
4. Stanovení parametrů rekonstruovaného kolesa	15
4.1. Popis aktuální konstrukce	15
4.2. Základní výpočty	16
4.3. Dobové výpočty.....	17
5. Mechanika pohybu zařízení	19
5.1. Geometrie konstrukce.....	19
5.2. Stupně volnosti.....	21
5.3. Statický výpočet.....	21
5.3.1. Uvolnění mechanismu	21
5.3.2. Dopočet polohy bodu	24
5.3.3. Síla působící na lopatku	26
5.3.4. Výsledné reakce	28
6. Popis součástí, návrh a kontrola	31
6.1. Růžice kolesa	31
6.1.1. Přenos hnacího momentu.....	31
6.2. Vnější a vnitřní rameno	33
6.2.1. Kontrola kluzného pouzdra.....	34
6.3. Kruhový věnec	35
6.4. Lopatka	35
6.5. Vnější a vnitřní nosič lopatky.....	36

6.6.	Čep lopatky	37
6.6.1.	Návrh čepu	38
6.7.	Výztuha příčná.....	41
6.8.	Výztuha šikmá	41
6.9.	Řídící táhlo	42
6.9.1.	Vzpěr	42
6.9.2.	Lícovaný šroub	43
6.10.	Natáčivé táhlo	45
6.11.	Výstředník	45
6.12.	Čep nosiče lopatky	46
6.13.	Čep výstředníku	47
6.14.	Osa výstředníku	48
6.15.	Příslušenství	49
6.15.1.	Šroubové spoje	49
6.15.2.	Mazivo a mazací interval	49
6.15.3.	Nátěr	49
7.	Sestava rekonstruovaného kola	50
7.1.	Sestavení a instalace kola	50
7.2.	Vizualizace celkového 3D modelu	51
8.	Závěr.....	53
	Seznam zkratk a symbolů	54
	Seznam použité literatury	57
	Seznam obrázků	59
	Seznam tabulek	60
	Seznam příloh.....	60

1. Úvod

1.1. Úvod a motivace

S příchodem parního stroje, potažmo paroplavby, byla lopatková kola jako pohon lodi hojně využívána. V dnešní době se jim už nedostává takové pozornosti, protože byla vytlačena jinými druhy pohonů. To ale neznamená, že i dnes bychom se nemohli setkat s funkčními nebo nefunkčními exempláři. Bývají udržovány nebo čekají na záchranu milovníky lodní dopravy, aby tyto stroje, plavidla mohla v omezené míře sloužit i v dnešní době. Například k turistickým vyhlídkovým cestám a připomínat dobu minulou, kdy světu vládla pára.

Práce se v počátku teoretické části bude zabývat vývojem a srovnáváním typů lopatkových kol. Vedle základního náhledu budou u některých typů uvedeny i popisy konstrukce včetně jejich funkce. Nejpodrobnější rozbor bude věnován konstrukci natáčivého lopatkového kola, která byla v českých říčních podmínkách využívána nejčastěji.

Původní stroje, kola, byla konstruována tak, aby se dala sestavit s pomocí dříve dostupných technologií výroby. Tehdy byly k dispozici technologie, které neumožňovaly dosažení geometrické přesnosti, jak ji známe dnes. Spousta dílů se při montáži dotvářela na místě. Docházelo k nesouosostem (čepových spojů, nýtových spojů, šroubových spojů), které se musely řešit individuálně i za cenu změny rozměrů některých prvků. Se znalostí dnešních postupů výroby a technologií výroby by celkový návrh kola byl odlišný.

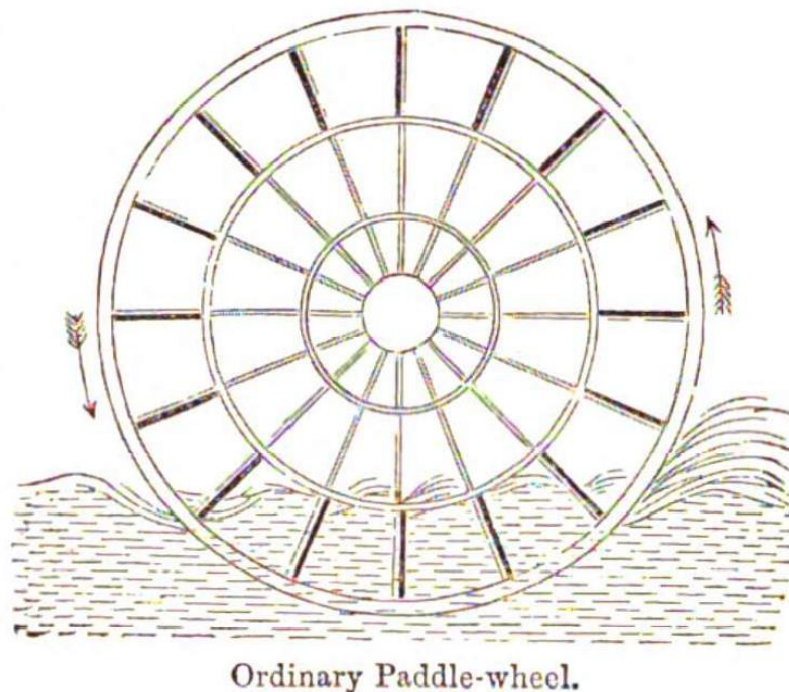
V praktické části bude zvolen jeden zástupce z typických pražských kolesových parníků a bude provedena rekonstrukce a digitalizace lopatkového natáčivého kola s co možná největší podobou existujícího řešení, ale s pomocí dnešních výrobních postupů, technologií a dostupných materiálů, při zachování stejných parametrů a funkce konstrukce.

2. Lopatkové koleso

Lopatkové koleso je zařízení určené pro pohon převážně parních lodí. Motor otáčí kolesem a to pomocí lopatek působících na vodu zajišťuje pohyb plavidla. Použití lopatkových koles ve spojení s párou, jako hybnou silou, se datuje přibližně od počátku devatenáctého století, ale použití samotného lopatkového kolesa je staré jako doba starých Egyptanů. [1]

2.1. Lopatkové koleso běžné konstrukce

Lopatkové koleso běžné konstrukce (Obr. 1), někdy též nazývané radiální, se skládá z ocelové kostry a na jejím vnějším poloměru pevně uchycených plochých desek, nazývaných též pádla nebo lopatky. U této konstrukce dochází k určitým ztrátám, protože plná síla lopatek na vodu je využita pouze při jejich plném zanoření. Během jejího vstupu a výstupu z vody je síla od motoru ještě používána k stlačování nebo nadzvedávání částic vody. Proto voda před kolesem je stlačena a následně za kolesem vržena do vlny. Ponoření kolesa ovlivňuje celkovou potřebnou sílu k jeho rozpoohybování. Doporučené ponoření kolesa je, když lopatka v dolní úvrati je svým vrchním okrajem v rovině s hladinou vody. Lopatka je při vstupu do vody co nejbližší možné svislé poloze a nedochází při opuštění lopatky z vody k tak velké tvorbě vln a ztrátě energie. Je vhodné dát kolu co největší průměr s ohledem na plavidlo a osu kolesa umístit do nejvyššího dostupného bodu na trupu lodi. [1]



Obr. 1.: Lopatkové koleso běžné konstrukce [1]

2.2. Vývoj lopatkových koles

K odstranění nedostatků běžného lopatkového kola, a co největšímu využití hnací síly od motoru, je nutné konstruovat lopatky tak, aby vstupovaly do vody a opouštěly ji bokem (okrajově), nebo směrem co nejvíce podobným. Jakýkoliv mechanismus, který by takového pohybu dokonale dosáhl, by způsobil, že by lopatky pracovaly v téměř dokonalé tichosti a odstranil by nepříjemné, škodlivé vibrace, které jsou způsobeny činnostmi běžných pevných lopatek. Mechanismus ale nesmí být tak složitý, že by jej nebylo možné snadno opravit při poruše, s dostupnými nástroji a dovednostmi, které lze mít s sebou na moři. [2]

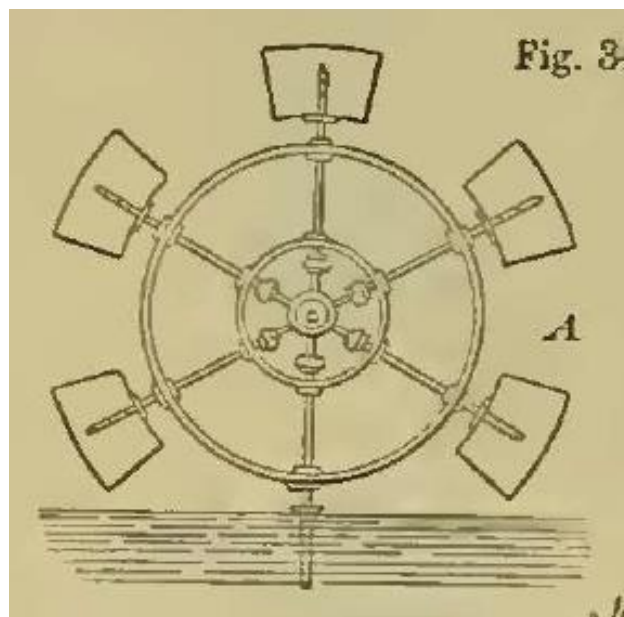
Základních rozdělení lopatkových koles:

- lopatky pevně upevněné na ramenech
- natáčivé lopatky
 - otáčení na vodorovných osách
 - otáčení na radiálních osách
- lopatky pohybující se radiálním směrem k a od hřídele lopatkového kola
- lopatky připevněné k pohybujícím se řetězům
- lopatky připevněné ke klikovým hřídelím
- hroutící se lopatky
- lopatky ve vratných rámech
- veslující lopatky
- cykloidní lopatky [3]

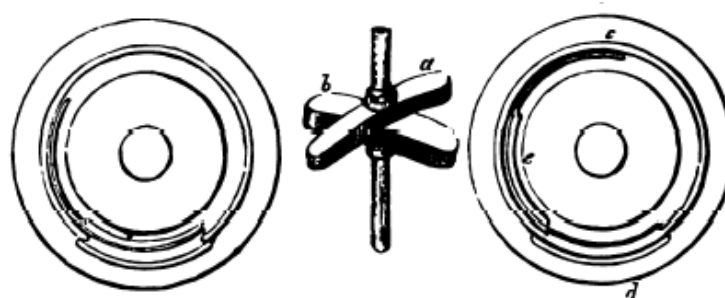
V další části je popsáno pět větších a významnějších vynálezů s cílem odstranění nedokonalostí lopatkového kola běžné konstrukce.

2.2.1. Dawson

Dawsonovo lopatkové koleso z roku 1814 (Obr. 2), má lopatky připevněné k radiálním tyčím, které se otáčejí kolem své osy tak, aby lopatky vstupovaly a vystupovaly z vody šikmo, ale v bodě největšího ponoření využily své plné plochy otočením kolmo k směru pohybu plavidla. Změna natočení je provedena pomocí dvou stěračů (Obr. 3) připevněných na každou tyč. Ty se navzájem kříží v pravém úhlu. Stěrače přicházející do styku s nakloněnými rovinami, které způsobí natočení tyče v rozsahu 90° v požadovaném místě, během rotace kola. [3]



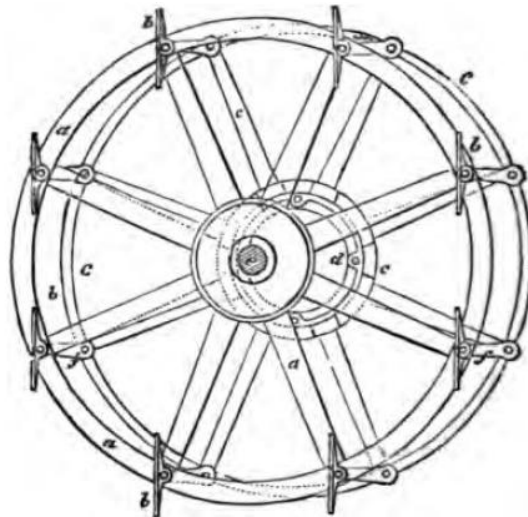
Obr. 2.: Dawsonovo lopatkové koleso [3]



Obr. 3.: Dawsonovy stěrače s profily nakloněných rovin [3]

2.2.2. Buchanan

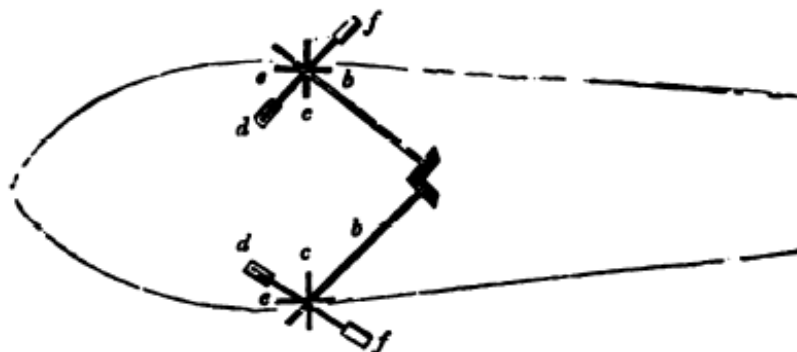
Na Buchananově paralelním lopatkovém kolese z roku 1811 (Obr. 4) jsou lopatky připevněny k vodorovným osám, které jsou uloženy v ložiscích v radiálních ramenech kola. Vodorovné osy jsou pomocí dalších ramen propojeny s výstředníkem uloženým na hřídeli lopatkového kola. Výsledkem je udržení lopatek vždy ve svislé poloze ve všech bodech otáčení kola. [3]



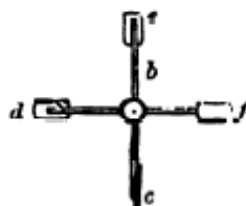
Obr. 4.: Buchananovo paralelní lopatkové koleso [4]

2.2.3. Perkins

Perkinsovo veslovací koleso (Obr. 5), patentováno v Anglii v roce 1829, má lopatky zešikma připevněné na radiálních ramenech (Obr. 6). Ramena lopatek jsou spojena v jednom bodě k hřídelím svažující se k zádi tak, aby hřídele s osou plavidla svíraly úhel 45° a mezi sebou měly úhel 90° . V průmětu hřídelí jsou kuželová kola, která jsou poháněna společným středním kolem od motoru. [3]



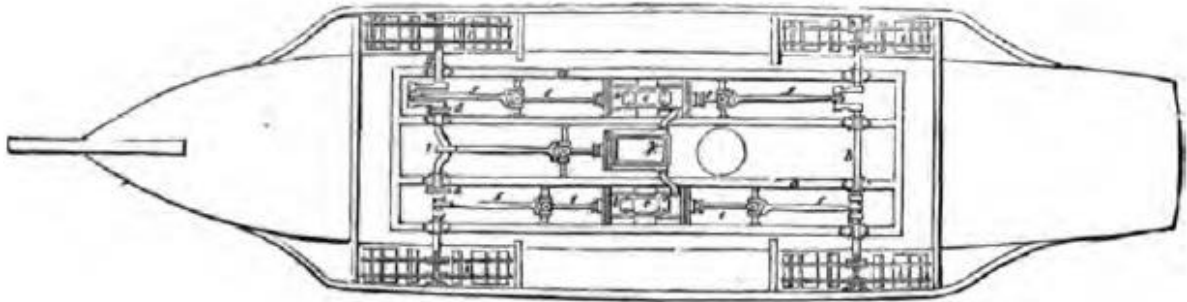
Obr. 5.: Perkinsovo veslovací koleso na lodi [4]



Obr. 6.: Detail Perkinsonova veslovacího koleso [4]

2.2.4. Gemmel

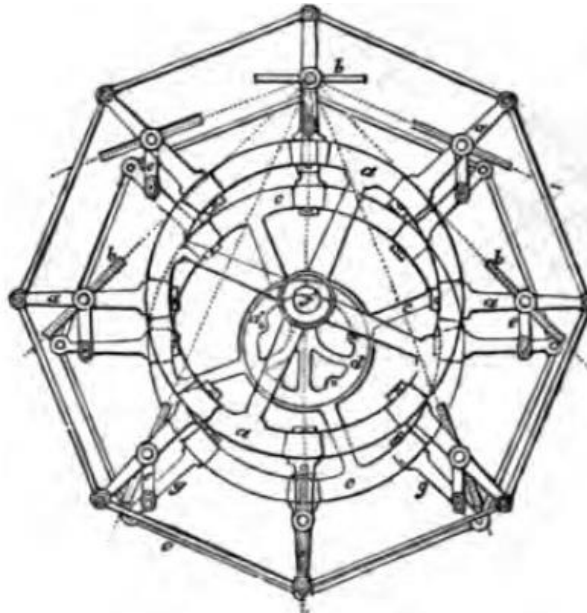
Gemmelovo lopatkové koleso, patentováno v roce 1837, je prakticky spojení dvou párů upravených lopatkových koles běžné konstrukce pro parní plavidlo. Umožňuje dosažení maximální rychlosti odpovídající výkonu přítomného motoru, a to i v případě, že velikost kola je nezbytně omezená, aby plavidlo mohlo proplouvat úzkými otvory, jako jsou například brány kanálů atd. Jedno z jeho uspořádání je vyobrazeno na Obr. 7 v podélném řezu plavidlem. [4]



Obr. 7.: Gemmelovo lopatkové koleso [4]

2.2.5. Oldham

V Oldhamově vylepšeném lopatkovém kolesu (Obr. 8) z roku 1827 se úhel natočení lopatek neustále mění, pouze v místě největšího ponoření je lopatka vertikální a v bodě horní úvratě horizontální. Změna polohy se provádí kmitáním osy lopatky, pomocí kombinací tyčí, klik a excentrického kola. [3]



Obr. 8.: Oldhamovo lopatkové koleso [4]

2.3. Natáčivé lopatkové koleso

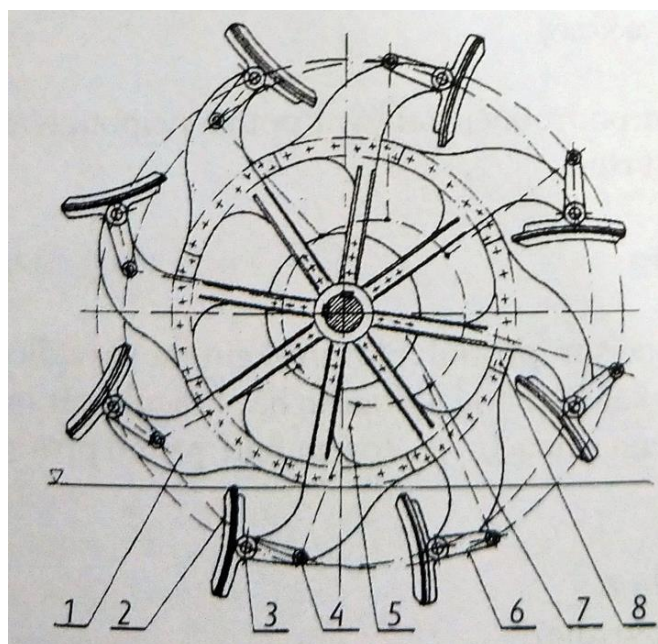
Pro dosažení požadovaného ideálního pohybu lopatek bylo vynalezeno a patentováno velké množství důmyslných mechanických zařízení. Některé z nich selhaly kvůli tomu, že jejich vynálezci jasně nepochopili, jaký přesný pohyb bude nutné udělit lopatkám, jiné zas selhaly kvůli složitosti mechanismu, kterým byl požadovaný efekt vyvoláván. [2]

Natáčivé lopatky se musí nutně pohybovat nezávisle na pohybu kola, protože jakákoliv pevná poloha, která by jim byla dána, i když by se mohla jevit nejvýhodnější pro jejich působení v jedné poloze, by nebyla ideální i v celém zbytku jejich průběhu vodou. Lopatky by měly být v nejnižším bodě pohybu ve svislé poloze nebo tak, aby jejich rovina směřovala do osy kola. V ostatních polohách lopatky při průchodu vodou by však měla rovina lopatky směřovat ne směrem k ose kola, ale směrem k bodu na nejvyšším místě kola. [2]

Na Obr. 9 je znázorněno natáčivé lopatkové koleso s popisky součástí, které se budou v dalších částech práce vyskytovat.

1. rameno
2. lopatka
3. čep lopatky
4. čep nosiče lopatky
5. táhlo
6. nosič lopatky
7. růžice kola
8. kruhový věnec

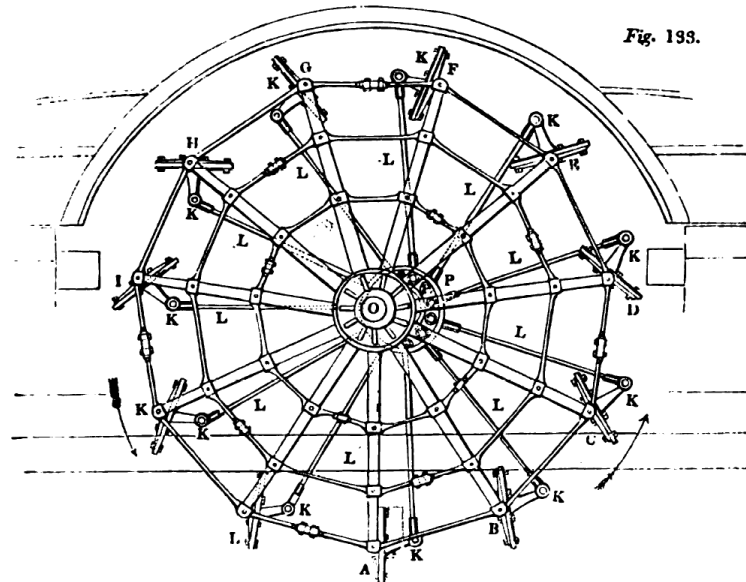
Výše zvolené popisy pocházejí z [5].



Obr. 9.: Natáčivé lopatkové koleso s očíslováním součástí [5]

2.3.1. Elijah Galloway a William Morgan

V roce 1829 byl udělen patent Elijah Gallowayovi na lopatkové koleso s pohyblivými, natáčivými lopatkami, který později zakoupil pan William Morgan. Morgan provedl ještě další úpravy mechanismu, které se ale nepřilíš odchylovaly od původního principu vynálezu. [2]



Obr. 10.: Morganovo natáčivé lopatkové koleso [2]

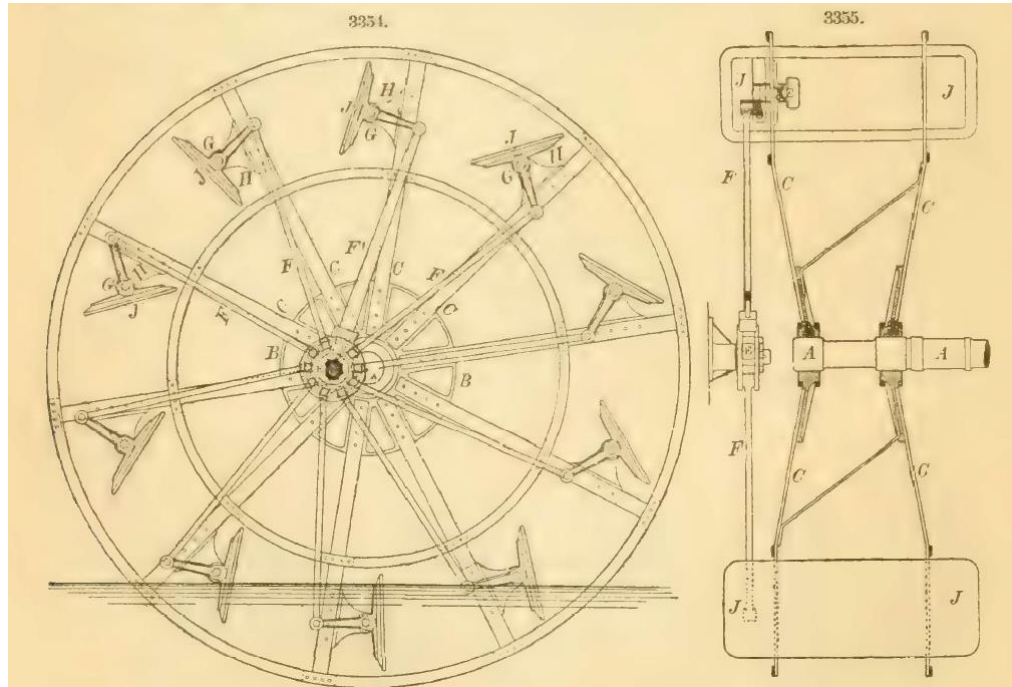
Toto lopatkové koleso je znázorněno na Obr. 10. Jeho hlavní myšlenka spočívá v tom, že hlavní část kolesa, které nese lopatky, se otáčí v jednom středu a táhla, která pohybuji přes nosiče lopatek lopatkami, se otáčejí v jiném středu. [2]

Body A, B, C, D, E, F, G, H, I, K, L berme jako polygonální obvod lopatkového kolesa, tvořeného tyčemi spojenými na koncích ramen, které se otáčejí na hřídeli poháněné motorem. Střed tohoto kolesa je v bodě O. Zařízení je podobné běžnému lopatkovému kolesu, ale lopatky nejsou umístěny tak, aby byly vždy nasměrovány do středu O. Lopatky jsou umístěny na vodorovných osách, aby se mohly otáčet a zaujmout různý úhel vzhledem k vodě, který jim je zadán v průběhu rotace kolesa. Ze středu lopatek, respektive lopatkových čepů na kterých se lopatky otáčejí, pokračují nosiče lopatek K, které jsou pevně připevněny k lopatkám pod daným úhlem. Při pohybu udělenému nosiči K, dojde k odpovídajícímu úhlovému natočení lopatek na lopatkovém čepu. Na konci nosičů, označených K, je čep nosiče lopatky, ke kterému jsou připevněna táhla L. Úhel mezi táhlem L a nosičem lopatky K je možné změnit pohybem táhla L. Ty jsou na druhém konci spojeny se středem výstředníku, kolem kterého se otáčejí. [2]

Body A, B, C atd., jsou lopatkové čepy, na kterých se otáčejí lopatky. Ty se pohybují po obvodu kruhu, jehož střed je v bodě O a jsou vždy ve stejné vzdálenosti od tohoto bodu. V důsledku toho budou neustále měnit svou vzdálenost od druhého středu P výstředníku. Tato konstantní změna vzdálenosti mezi každou lopatkou a středem P je způsobena změnou úhlu mezi táhlem L a nosičem lopatky K, jak se lopatka blíží nebo oddaluje od středu P. Neustálé posouvání směru nosiče lopatky K a ekvivalentní změny polohy lopatky,

jsou závislé na poloze druhého středu P, který je nastaven tak, aby vstup a výstup lopatky z vody byl nejvýhodnější pro pohon plavidla a bylo docíleno méně vibrací. Ty vznikají hlavně ze střídavého stlačování a zvedání vody v důsledku působení nenatáčivých lopatek. [2]

2.3.2. Součástí rozšířené konstrukce natáčivého lopatkového kola



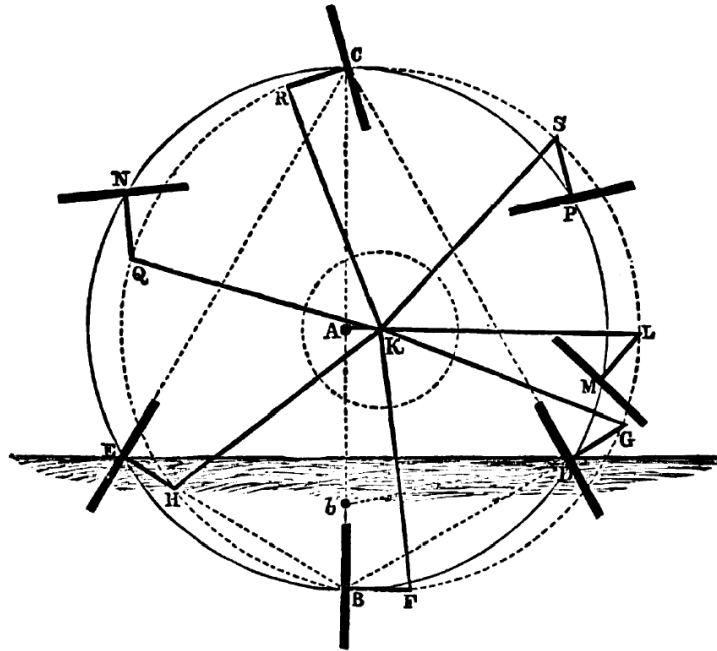
Obr. 11.: Natáčivé lopatkové koleso z roku 1877 [6]

Na Obr. 11 je ilustrováno často rozšířené natáčivé lopatkové koleso, které bylo v úspěšném provozu od roku 1877. Je zde zobrazen boční pohled a řez lopatkovým kolesem. Koleso obsahuje dvě rozdělené litinové růžice B s otvorem, uložené na hnací hřídeli A. Dále dvě sady vnitřních a vnějších kruhových věnců z oceli, které jsou s růžicemi kola spojeny pomocí dvou sad ramen (10 v každé sadě) pomocí nýtů. Obě sady ramen jsou propojeny pomocí výztužných tyčí přinýtovaných k ramenům a také k růžici kola. Je zde 10 lopatek, které jsou připevněny k ramenům, která mají ložiska pro otáčení čepů, čímž drží lopatky a zároveň jim umožňují se natáčet. Lopatky jsou připevněny pomocí nosičů lopatek k čepům nosiče G, které se spojují s výstředníkem prostřednictvím táhel F. Ta mohou kmitat kolem čepů v E a také kolem čepů, které je spojují s nosiči lopatek. Pouze řídicí táhlo F' nemůže oscilovat na výstředníku, je zaklínováno pevně do výstředníku a tím výstředníku udává pohyb. Výstředník je umístěn na pevné ose, která je připevněna k rámu kolesnice. Oka táhel, vrtání výložníku a vrtání pro lopatkový čep jsou vyložena dřevem *lignum vitae* a všechny pracovní plochy ocelových čepů jsou pokryty tvrdou mosází. Lopatky jsou vyrobeny z bílého dubu. [6]

2.3.3. Pohyb lopatek natáčivého lopatkového kola

Každá z lopatek je uložena v dvojici lopatkových čepů tak, aby se mohla otáčet kolem osy rovnoběžné s osou lopatkového kola, přičemž jeho poloha vůči této ose je regulována pomocí nosiče lopatky a táhla, které jej spojuje s další pevnou osou. V Obr. 12, A je osa

lopatkového kola, K je druhá pevná osa neboli osa výstředníku. B, E, N, C, P, M, D jsou osy lopatky v různých bodech jejího otočení kolem osy A kola. B F, E H, N Q, C R, P S, M L, D G, jsou nosiče lopatky v různých polohách. K F, K H, K Q, K R, K S, K L, K G, jsou různé polohy táhla, které spojuje nosiče lopatek s osou výstředníku. Vnitřní konce táhel jsou připevněny k výstředníku, dostatečně velkému, aby pojal osu výstředníku a odpovídající ložisko. Výstředník je znázorněn malou tečkovanou kružnicí kolem bodu K. Jedno z táhel, nazývané řídicí táhlo, je pevně připevněno k výstředníku, aby se mohlo otáčet kolem své osy K a zbytek táhel (natáčivá táhla) jsou spojena s výstředníkem pomocí čepů. [7]



Obr. 12.: Pohyb lopatek v natáčivém lopatkovém kolese [7]

D a E jsou dva body, kde kruh popsaný čepem lopatky protíná hladinu vody. Z nejvyššího bodu C tohoto kruhu vychází přímky CE, CD, které představují tečny k čelu pádla v okamžiku, kdy jeho čep vstupují do vody a opouštějí ji. Vertikální průměr C A B představuje tečnu k čelu pádla v okamžiku, kdy je nejhluběji ponořeno. Nosič lopatky je znázorněn ve třech polohách, DG, BF, EH. Na obrázku je nosič nakreslen v pravém úhlu k přední straně lopatky. Tento úhel je do určité míry libovolný, avšak málokdy se výrazněji odchyluje od pravého úhlu. Délka nosiče lopatky obvykle bývá volena jako $\frac{3}{5}$ výšky čela lopatky. Pomocí rovinné geometrie je vyhledán střed kružnice K, ten označuje správnou polohu pro excentrickou osu. Kružnice se středem v bodě K, s poloměrem K F, prochází všemi polohami čepů nosiče lopatek (G, F, H atp.), propojující táhla a nosiče lopatek. [7]

Od okamžiku vstupu do okamžiku opuštění vody se lopatky vybavené tímto systémem pohybují téměř přesně tak, jak to vyžaduje teorie, ale její pohyb nad hladinou vody je velmi odlišný. Pro zajištění správnosti pohybu a zjištění jestli nedochází ke kontaktu okrajů lopatek s táhly nebo rameny během jejich pohybu je prodloužena přímka A K, dokud neprotne kruh G F H v bodě L. Z bodu L je vynesena délka nosiče lopatky L M k druhé kružnici D B E a nakreslen příčný řez lopatkou s osou čepů v M. Toto je znázorněná poloha, kdy se táhlo a lopatka nejvíce k sobě přiblíží během rotace kola. [7]

2.4. Teorie pohonu lopatkovým kolem

Základní princip, každé formy lodního pohonu spočívá v tom, že se plavidlo pohybuje vpřed díky dopředné reakci proudu vody přesouvaného dozadu hnacím zařízením. Pohon uděluje určitému množství vody určitou rychlost a reakce je úměrná těmto dvěma prvkům. Reakční síla, která se rovná působící síle, se přenáší na kostru strojního zařízení a odtud na plavidlo. Když loď startuje z klidu nebo zvyšuje svou rychlost, je hnací síla větší než odpor plavidla při nižší rychlosti. Pokud je rychlost lodi konstantní, hnací síla a odpor jsou stejné. [8]

Práci vykonávanou motorem lze rozdělit na dvě části:

1. Užitečná práce nebo ta část síly, která je využívána při samotném pohybu plavidla.
2. Ztracená práce, která je vykonávána při překonávání tření motoru, především udělování pohybu vodě, (také bouřlivé víření a promíchávání vody které je vždy produkováno lopatkovým kolem) a odpor vznikající při pohybu lopatek do a z vody.

Rychlost v_o je obvodová rychlost otáčejícího se lopatkového kola v metrech za sekundu, v_p je rychlost lodi v metrech za sekundu a s je skluz, což je rychlost proudu vody pohybujícího se pohonem vzhledem ke stojaté vodě v metrech za sekundu. [8]

Skluz proudu je vyjádřen (1).

$$s = v_o - v_p \quad [\text{m/s}] \quad (1)$$

Procento skluzu je vyjádřeno (2).

$$s_p = \frac{100 \cdot s}{v_o} = \frac{100 \cdot (v_o - v_p)}{v_o} \quad [\%] \quad (2)$$

Za maximální možnou účinnost pohonu je možno považovat výraz $\frac{v_p}{v_o}$. [9]

2.5. Užití lopatkového kola

Zejména v případech, kdy se ponor plavidla značně měnil, bylo vhodné použití natáčivých lopatkových kol. U běžných lopatkových kol dochází k velkému místnímu rozbouření a rozrušení vody v důsledku jejich šikmého působení při vstupu a výstupu, tato ztráta energie se násobně zvětšuje při větším ponoru kola. [9]

Natáčivé lopatkové kolo je však komplikovanější a vyžaduje více péče a pozornosti než kolo běžné konstrukce. Je velmi důležité, aby jeho pracovní části byly dostatečně pevné, aby vydržely nárazy, kterým jsou vystaveny. Poškození jakékoli části natáčecího zařízení může ochromit činnost celého kola. Tato kola jsou následně mnohem těžší než kolo běžné konstrukce. Když ale pracují za vhodných podmínek, ekonomika a efektivnost provozu z toho plynoucí kompenzuje prvotní i zvýšené náklady na údržbu. [9]

Možnost poškození natáčecího mechanismu a tím vyřazení celého kola, bránilo jejich rozsáhlému používání pro dlouhé námořní cesty. Tady bylo upřednostňováno jednodušší kolo běžné konstrukce, které by v případě poškození bylo mnohem snadněji opravitelnější. Nakonec však ale lopatkové kolo pro námořní plavbu bylo zcela nahrazeno lodním šroubem. [9]

Každý lodní propulzí prvek má tím lepší účinnost, čím větší plochou působí na vodu při jeho otáčení a naopak tím horší čím větší bude rychlost vody, vycházející z propulze směrem vzad. U koles je účinná plocha dána plochou jedné lopatky, tedy součinem její šířky a délky ($S_l = b_l \cdot l_l$). U lodního šroubu je účinná plocha dána jejím průměrem D_s , a je tedy plocha $S_s = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4}$. [10]

V tomto rozdílu právě vynikne výhoda kola v porovnání s lodním šroubem. Říční loď, na rozdíl od lodi námořní, se v provozu pohybuje prakticky vždy na omezené hloubce. U lodních šroubů je však navíc zvětšování plochy možné pouze zvětšováním jejich průměru. To však zvětšuje současně ponor lodi, což je na omezené hloubce vody nežádoucí. U kola je možné plochu, kterou působí, zvětšovat prodlužováním lopatek do šířky. Tím je možno dosáhnout větší účinnosti nebo zvětšovat výkon, pro který bude koleso určeno a zachovat hloubku záběru a ponor lodi. Zvětšení pracovní plochy přitom zachovává malou rychlost vycházející vody z propulze a dosahuje se velké účinnosti. [11]

U pražských parníků, majících obvykle čepový průměr kola (D_c asi 3 m a otáčky n asi 0,6 s, vychází při rychlosti lodi $v_p = 4,4$ m/s => 16 km/h zrychlení vody/skluz 22,1 %:

$$s = v_o - v_p = D_c \cdot \pi \cdot n - v_p = 3 \cdot \pi \cdot 0,6 - 4,4 = 1,25 \text{ m/s}$$

$$s_p = \frac{100 \cdot s}{v_o} = \frac{100 \cdot 1,25}{3 \cdot \pi \cdot 0,6} = 22,1 \%$$

U lodi s lodním šroubem je zrychlení vody dáno rozdílem součinu stoupání listů H a otáček vrtule za sekundu a rychlosti lodi v_p , tedy (3).

$$s = H \cdot n - v_p \quad [m/s] \tag{3}$$

Pro obvyklé stoupání $H = D_s = 0,7$ m a otáčky šroubu $n = 600$ ot/min => 10 ot/s a rychlost lodi $v_p = 4,4$ m/s vychází zrychlení vody 37,14 %, tedy mnohem větší, než je běžné a koles.

$$s = H \cdot n - v_p = 0,7 \cdot 10 - 4,4 = 2,6 \text{ m/s}$$

$$s_p = \frac{100 \cdot s}{v_o} = \frac{100 \cdot 2,6}{0,7 \cdot 10} = 37,14 \%$$

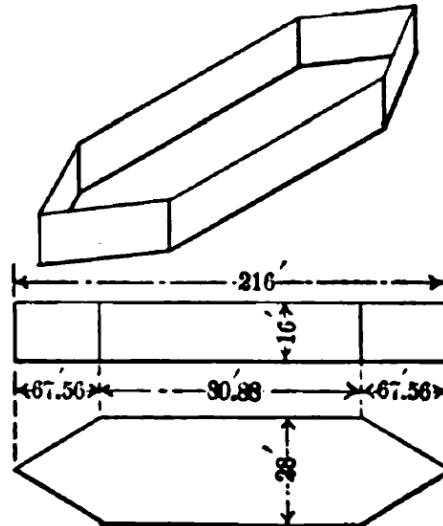
Kolesa tedy mají větší účinnou plochu a dávají vodě menší zrychlení. Proto mají mnohem větší hydraulickou účinnost, než lodní šroub pro stejný strojní výkon, pokud je omezen průměr lodního šroubu malou hloubkou vody. [10]

3. Teorie návrhu lopatkového kola

3.1. Doporučený výkon motoru

Doporučený výkon motoru potřebný k pohybu plavidla určitou rychlostí proti odporu vody lze vypočítat mnoha různě obtížnými metodami. Kirkova analýza slouží k rychlému řešení s dostatečnou přesností. Výsledky dosažené použitím jeho metody se budou lišit jen málo od těch získaných přesnějšími metodami a výsledek bude spíše větší nežli příliš malý, z čehož by plynul poddimenzovaný motor pro aplikaci. [8]

Kirkova analýza spočívá ve vytvoření náčrtu plavidla se zjednodušenými rozměry (Obr. 13), délka se rovná délce plavidla mezi kolmicemi, výška se rovná střednímu ponoru ve vodě, šířka střední části těla se rovná ponořené střední části trupu a konce náčrtu plavidla jsou rovné tříboké hranoly takové délky, že výtlačk zjednodušeného modelu plavidla a skutečného plavidla bude stejný. Tyto hodnoty plavidla lze snadno určit. Dále se pomocí vytvořeného náčrtu plavidla vypočítá smáčený povrch plavidla ve vodě. [8]



Obr. 13.: Náčrt rozměrů smáčeného povrchu plavidla U.S.S. Galena (rozměry v stopách) [8]

Z experimentů provedených Dr. Froudem a dalšími se zdá, že doporučený výkon motoru lze nalézt v závislosti odporu jednoho smáčeného (tzv. mokrého) čtverečního metru povrchu při požadované rychlosti plavidla v metrech za sekundu a že odpor se mění jako třetí mocnina rychlosti. [8]

Vzorec pro doporučený výkon motoru podle Kirkovy analýzy je (4), kde v_p je největší požadovaná rychlost lodi v metrech za sekundu a S_p je smáčený povrch lodi ve čtverečních metrech. [8]

$$P_{dop} = \left(\frac{v_p}{6,955} \right)^3 \cdot S_p \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

3.2. Doporučený čepový průměr kola

Čepový průměr kola, je průměr k lopatkovým čepům, kde jsou nosiče lopatek připojeny k ramenům. Doporučený čepový průměr kola (5) podle Seatona je zjišťován podle následující metodiky: pro malé lopatky se volí velikost skluzu od 12% do 20% a pro větší odpory lze volit hodnoty skluzu až 25%. v_p je rychlost lodi v metrech za sekundu, s_p je procento skluzu a n otáčky hnací hřídele za minutu. [12]

$$D_{\check{c} dop} = \frac{v_p \cdot (100 + s_p)}{5,29 \cdot n} \quad [\text{m}] \quad (5)$$

Čepový průměr však musí být takový, aby vyhovoval konstrukci lodi, proto bývá nutná úprava vstupních otáček na koleso nebo jiných parametrů pohonu, aby se dosáhlo jeho požadované velikosti pro konkrétní aplikaci. [12]

3.3. Lopatky

3.3.1. Ponoření lopatek

Hloubka ponoření lopatek, koles je prakticky závislá na ponoru plavidla samotného. Správné ponoření lopatek závisí také na jejich čepovém průměru, aby nepůsobily příliš šikmo při vstupu a výstupu z vody. Tím by byla velká část energie ztracena. Obecně platí, že největší ponoření kolesa by nemělo překročit jednu čtvrtinu průměru kolesa. Když se pro dlouhé plavby používaly námořní parníky, bylo ponoření při startu asi do poloviny poloměru kolesa a během plavby došlo k snižování ponoru až o třetinu poloměru kolesa, vlivem ubývání paliva. [9]

Pro efektivní práci by měl být vrchol lopatky v nejnižší poloze vždy v určité vzdálenosti od vodní hladiny. Ve velkých kolesových parnicích, při středním ponoru, byl vrchol lopatky v nejnižším místě obvykle asi 45 až 50 cm pod vodní hladinou, v menších parnicích od 30 do 38 cm. U říčních parníků je ponor obecně mnohem menší, od 7 do 15 cm, ale tyto lodě vždy pracují na hladině bez vln (tzv. hladké vodě) a jejich ponor je prakticky konstantní. [9]

Pokud je loď určena k přepravě nákladu, ponoření za prázdna není větší než 5 až 8 cm a nemělo by být větší než šířka lopatky při největším ponoření při největším zatížení, protože účinnost kolesa s ponořením lopatky rychle klesá. [12]

3.3.2. Rozměry lopatek

Šířka lopatek by v extrémním případě neměla přesáhnout polovinu šířky plavidla, takže kombinovaná šířka dvou lopatkových kol by neměla být větší než šířka lodi. U běžných parníků šířka lopatky obecně nepřesahuje jednu třetinu šířky plavidla. Ve stojaté vodě platí, že čím větší je šířka lopatky, tím je účinnost kolesa větší. Tato podmínka je však omezená praktickými obtížemi spojenými s podepřením převislého konce lopatkové hnací hřídele. V drsném počasí nebo na moři by extrémní šířka byla nežádoucí. [9]

Lopatky v natáčivých lopatkových kolech jsou obecně umístěny asi dvakrát tak daleko od sebe než lopatky v lopatkovém kole běžné konstrukce. Jsou také hlubší, přibližně asi dvakrát než je hloubka běžné lopatky. [9]

Doporučená plocha jedné lopatky se vypočítá pomocí (6). C je multiplikátor, pohybující se od 0,3 pro tahače do 0,35 pro rychlé lehké lodě, $D_{\check{c} dop}$ je doporučený čepový průměr kolesa a P_{dop} je doporučený výkon motoru. [9]

$$S_{l dop} = \frac{P_{dop}}{D_{\check{c} dop} \cdot 15,7} \cdot C \quad [\text{m}^2] \quad (6)$$

Vztah pro doporučený počet lopatek (7).

$$n_{l dop} = \frac{1}{0,61} \cdot (D_{\check{c} dop} + 0,61) \quad [-] \quad (7)$$

Vztah pro doporučenou šířku lopatky (8), l_l je délka lopatky.

$$b_{l dop} = 0,35 \cdot l_l \quad [\text{m}] \quad (8)$$

4. Stanovení parametrů rekonstruovaného kola

4.1. Popis aktuální konstrukce

Jako rekonstruované natáčivé lopatkové koleso je zvoleno koleso (Obr. 14) nacházející se na plavidlu kotvicím na Vltavě ve Výtoni u starého nýtovaného železničního mostu. Plavidlo má na každé straně jedno natáčivé lopatkové koleso, což z něj dělá typického zástupce kolesových parníků, které se dříve v hojném počtu plavili po Vltavě v Praze. Dnes už bohužel neslouží k svému prvotnímu určení a je nyní využíván jako plovoucí galerie s příležitostnou kavárnou.



Obr. 14.: Rekonstruované natáčivé lopatkové koleso plavidla kotvicího na Výtoni v Praze

Pomocí funkce měření vzdáleností na satelitních mapách na Google Maps je změřena přibližná velikost kolesa, tzn. jeho průměr, šířku, výšku lopatek a po osobní návštěvě spočteno množství lopatek kolesa. Pomocí těchto zjištěných parametrů je v knize mapující osobní lodní dopravu na Vltavě od roku 1865 do roku 1985 (v obsahu literatury pod [10]) nalezena loď se stejnými parametry kolesa a podobné velikosti/typu (Tab. 1), díky tomu

jsou zjištěny další potřebné hodnoty pro výpočty jako je výkon motoru atp. Dále budou uvažovány parametry pro říční provoz, bez tvorby velkých vln a skluz/zrychlení vody = 22,1 %, jak bylo vypočteno pro typického zástupce pražských parníků v kapitole 2.5.

Tab. 1.: Parametry zvoleného kola a plavidla [10]

Název lodi	Pohon				Kolesa			
	výrobce	rok	výkon P _m [kW]	otáčky n _m [ot/min]	čepový průměr D _č [m]	Lopatky		
						počet n _l [-]	délka l _l [m]	šířka b _l [m]
Dr. E. Beneše (Vyšehrad) a A. Švehla (Děvín)	ČKD	1937	165	42	3,22	8	1,9	0,49

4.2. Základní výpočty

Budou-li otáčky dodávané motorem $n = 42$ ot/min považovány jako maximální otáčky na hnací hřídeli kola, lze vypočítat největší možnou obvodovou rychlost kola (9).

$$v_o = \pi \cdot D_{\check{c}} \cdot n_m = \pi \cdot 3,22 \cdot \frac{42}{60} = 7,081 \text{ m/s} \quad (9)$$

Pomocí obvodové rychlosti kola a skluzu, úpravou vztahu (2) se zjistí maximální možná dosahovaná rychlost lodi.

$$v_p = v_o - \frac{s_p \cdot v_o}{100} = 7,081 - \frac{22,1 \cdot 7,081}{100} = 5,51 \text{ m/s} \Rightarrow 19,86 \text{ km/h}$$

Výsledná rychlost plavidla vyšla větší než 16 km/h, což byla rychlost parníku v kapitole 2.5, to je přikládáno zvětšenému čepovému průměru a vyšším otáčkám zvoleného kola, protože bylo vycházeno ze stejné hodnoty skluzu. Avšak reálnou hodnotu skluzu a i maximální rychlost plavidla by bylo možné zjistit až experimentem konkrétní kombinace kola a lodi ve vodě, což závisí především na podmínkách, jako je tvar a velikost smáčeného povrchu plavidla, tvorbě vln a vírů za zádí. V neposlední řadě, jestli loď popluje po nebo proti proudu.

Točivý moment dodávaný motorem (12) je vypočten úpravou vztahu (10) pro výkon.

$$P_m = M_m \cdot \omega = M_m \cdot \frac{v_o}{R_{\check{c}}} \quad [W] \quad (10)$$

Rameno na kterém je úhlová rychlost, je polovinou čepového průměru, tudíž čepový poloměr (11).

$$R_{\check{c}} = \frac{D_{\check{c}}}{2} = \frac{3,22}{2} = 1,61 \text{ m} \quad (11)$$

$$M_m = \frac{P_m}{\frac{v_o}{R_{\check{c}}}} = \frac{165 \cdot 1000}{\frac{7,081}{1,61}} = 37\,515,094 \text{ N.m} \quad (12)$$

Maximální síla od motoru (14) působící na rameni čepového poloměru je vypočtena úpravou z rovnice pro výkon (13).

$$P_m = F_m \cdot v_o \quad [\text{W}] \quad (13)$$

$$F_m = \frac{P_m}{v_o} = \frac{165 \cdot 1000}{7,081} = 23\,301,3 \text{ N} \quad (14)$$

Vypočtený točivý moment (12) může být uvažován jako působící na koleso, pokud by bylo dosaženo stoprocentní účinnosti. Jsou zanedbávány ztráty v mechanismu, neuvažovány další prvky mezi zdrojem energie – motorem a spotřebičem energie – kolesem. Bude-li konstruováno koleso dále na tyto hodnoty (12) a (14), bude dimenzace na straně bezpečnosti, protože ve skutečnosti budou hodnoty vždy o trochu menší.

Plocha jedné lopatky je (15), kde b_l je výška a l_l je šířka lopatky.

$$S_l = b_l \cdot l_l = 0,49 \cdot 1,9 = 0,931 \text{ m}^2 \quad (15)$$

4.3. Dobové výpočty

Použitím dobových výpočtových vztahů z kapitoly 3., po dosažení již známých hodnot z předchozí kapitoly budou dopočítány výsledky a posouzeno, zda tyto vztahy dávají přesné výsledky shodující se s parametry zvoleného parníku.

Vztah pro doporučený výkon motoru je (4). Smáčený povrch plavidla je spočten z jednotlivých ploch, které jsou následně sečteny (16). Rozměry plavidla jsou čerpány opět pomocí funkce měření na Google Maps, které jsou znázorněny v Tab. 2. Velikost ponoru ve středu lodi je uvažována 0,75 m, což je hodnota, tak aby spodní hrana lopatky kola se přiblížila při maximálním ponoření dna lodi a tudíž bylo docíleno plavení i v malých hloubkách. Reálná hodnota ponoru je proměnná dle aktuálního zatížení plavidla.

Tab. 2.: Změřené velikosti parametrů lodi

Délka			Šířka	Ponor	Úhel		Délka pod úhlem	
příd'	střed	zád'	střed	střed	příd'	zád'	příd'	zád'
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[°]	[°]	[m]	[m]
19	32	14	6	0,75	8,972	12,094	19,235	14,318

Výsledný smáčený povrch (16):

$$S_p = \sum_{i=1}^n S_n = 2 \cdot [(19,235 \cdot 0,75) + (32 \cdot 0,75) + (14,318 \cdot 0,75) + (19,235 \cdot 3 \cdot 0,5) + (32 \cdot 3) + (14,138 \cdot 3 \cdot 0,5)] = 390,989 \text{ m}^2 \quad (16)$$

Výsledný doporučený výkon motoru (17):

$$P_{dop} = \left(\frac{v_p}{6,955}\right)^3 \cdot S_p = \left(\frac{5,51}{6,955}\right)^3 \cdot 390,989 = 194,414 \text{ kW} \quad (17)$$

Výsledný doporučený výkon motoru (17) vychází větší než výkon, který byl zjištěn dříve v Tab. 1. To může být způsobeno především tím, že loď nemusela být konstruována na stejnou maximální rychlost a tudíž hodnota požadovaného výkonu by byla menší.

Pro výpočet doporučeného čepového průměru (18) jsou použity již známé hodnoty skluzu a otáček:

$$D_{\check{c} dop} = \frac{v_p \cdot (100 + s)}{5,29 \cdot n_m} = \frac{5,51 \cdot (100 + 22,1)}{5,29 \cdot 42} = 3,028 \text{ m} \quad (18)$$

Doporučený čepový průměr (18) vychází o něco menší než průměr zjištěný.

Pro výpočet doporučené plochy lopatky (19) je použito konstanty $C = 0,32$ což je kompromis mezi hodnotou pro tahač a rychlou lehkou lodí dle kapitoly 3.3.2.

$$S_{l dop} = \frac{P_{dop}}{D_{\check{c} dop} \cdot 15,7} \cdot C = \frac{194,414}{3,028 \cdot 15,7} \cdot 0,32 = 1,309 \text{ m}^2 \quad (19)$$

Plocha lopatky vychází větší (19), ale pro podobný průměr kola, z čehož je usuzováno, že tento vzorec je spíše platný pro výpočet nenatáčivého lopatkového kola běžné konstrukce, kde je docíleno větších rychlostí například zvětšením plochy lopatek, protože není zde natáčení, které by zefektivňovalo pohyb. Výsledek závisí především na volbě konstanty C podle uvažovaného provozu lodí.

Pro výpočet doporučeného počtu lopatek (20) jsou použity již vypočtené hodnoty v této kapitole.

$$n_{l dop} = \frac{1}{0,61} \cdot (D_{\check{c} dop} + 0,61) = \frac{1}{0,61} \cdot (3,028 + 0,61) = 5,964 \cong 6 \quad (20)$$

Počet lopatek (20) vychází menší, což odpovídá menšímu průměru a větší ploše jedné lopatky, proto tento vzorec je pravděpodobně také určen pro nenatáčivé koleso.

Shrnutím dobových výpočtů a jejich výsledky je možno uvažovat za orientační, doporučené, konstruktérovi dávají spíše představu o velikosti zařízení než-li přesná čísla. Reálné velikosti jsou totiž závislé na možnostech konkrétního řešení, co je dostupné, možné a upřednostňované.

Porovnáním výsledků těchto dvou odlišných přístupů výpočtu (s přihlédnutím k neznámým vstupním parametrům) je zjištěno, že získané hodnoty lze považovat za relevantní a dostatečně přesné.

V následující Tab. 3 jsou uvedeny parametry, které budou dále použity jako vstupní hodnoty pro návrh konstrukce lopatkového kola.

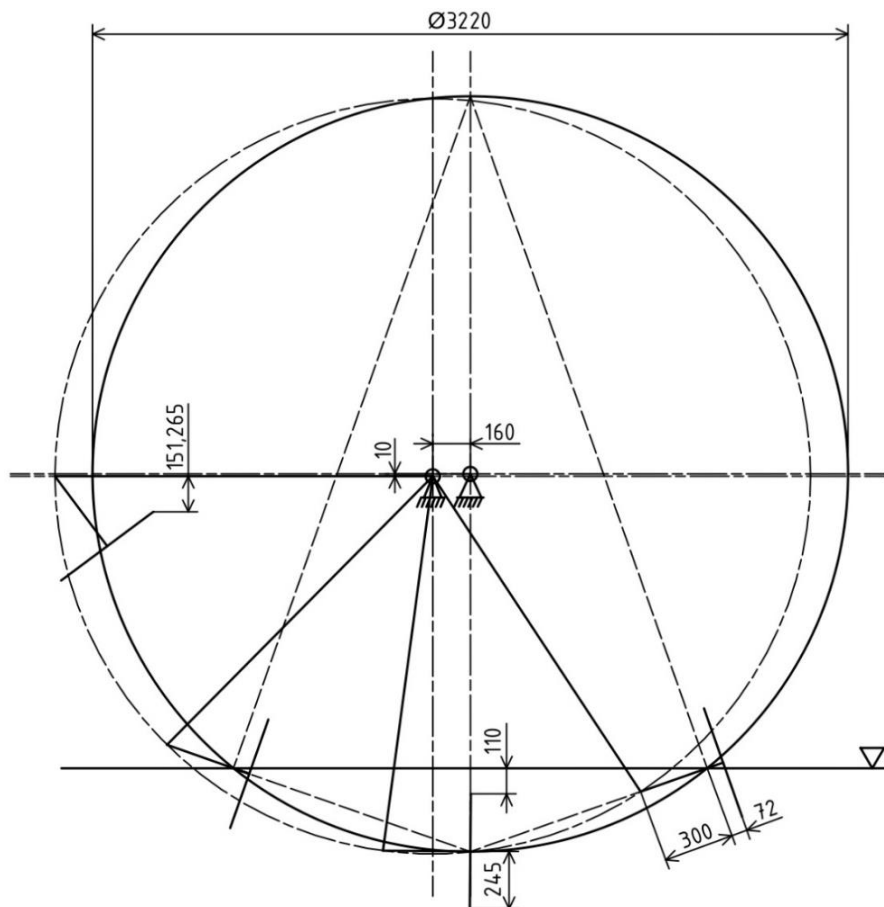
Tab. 3.: Parametry pro rekonstrukci zvoleného kola

Výkon	Točivý moment	Síla na čepovém poloměru	Čepový průměr	Počet lopatek	Délka lopatky	Šířka lopatky	Plocha lopatky
P_m [kW]	M_m [N.m]	F_m [N]	$D_{\check{c}}$ [m]	n_l [-]	l_l [m]	b_l [m]	S_l [m ²]
165	37 515,094	23 301,3	3,22	8	1,9	0,49	0,931

5. Mechanika pohybu zařízení

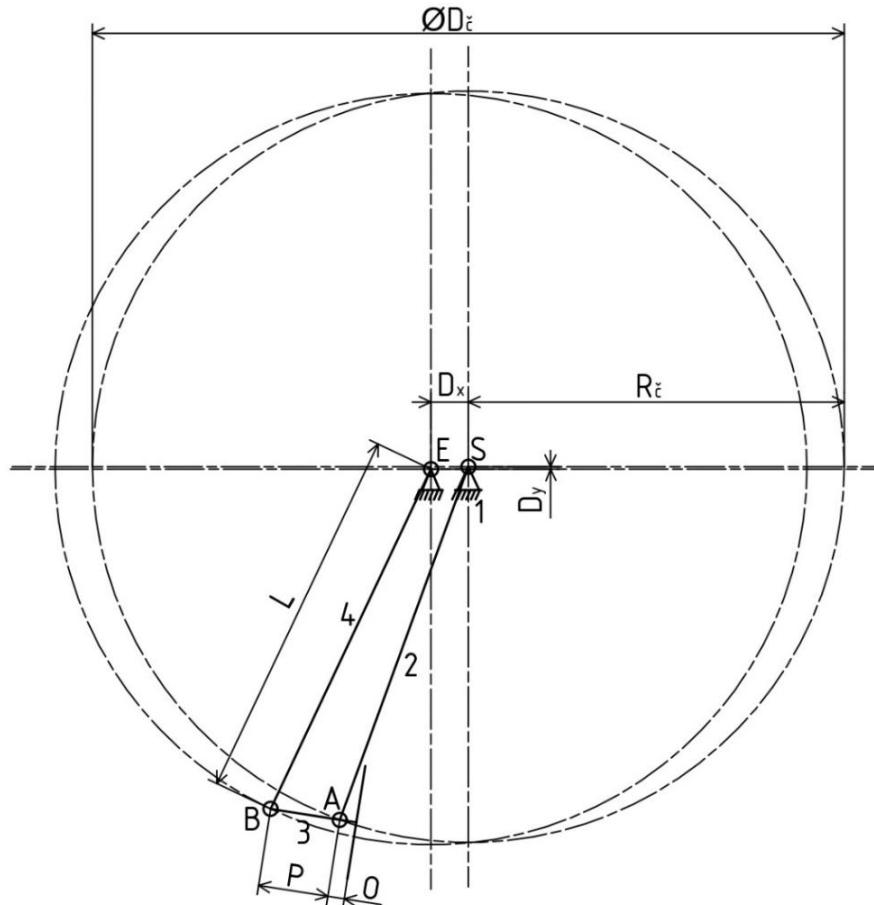
5.1. Geometrie konstrukce

Celková konstrukce kola a jeho jednotlivých částí je rozvržena na Obr. 15. Vycházeno je ze získaného čepového průměru kola, čepového poloměru a postupováno tak, aby byla dodržena správnost pohybu natáčivého kola popsaného v odstavci 2.3.3 této práce. Lopatky nejsou umístěny do čepového průměru, ale jsou posunuty o adekvátní vzdálenost tak, aby se znázornění více připodobovalo realitě. Jako provozní, průměrné potopení lopatky pod svojí vrchní hranu v spodní úvratí je zvolena velikost cca 110 mm, což je dostatečná velikost pro aplikaci na klidné řece dle kapitoly 3.3.1.

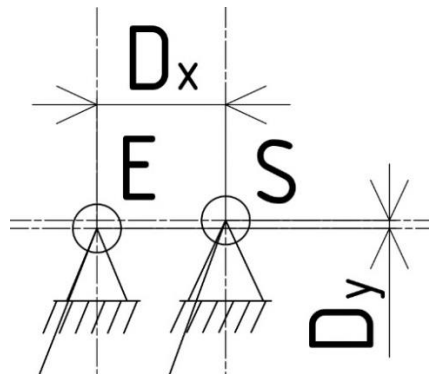


Obr. 15.: Navržená geometrie kola (rozměry v mm)

Výsledné délky konstrukčních částí jsou znázorněny na Obr. 16 a Obr. 17 písmeny, která budou nadále v práci používána, jejich vzdálenosti jsou vyčísleny v Tab. 4. Bod S je střed hnací hřídele kola, bod E je střed osy výstředníku na kterém se otáčí výstředník vzdálený o excentricitu D_x a D_y . D_ξ je čepový průměr už několikrát zmíněný, R_ξ je tudíž čepový poloměr. Bod A je místo na čepovém průměru kde se potkává rameno kola v čepu s nosičem lopatky. Bod B je místo čepu propojující táhla a nosič lopatky. Vzdálenost P je mezi čepy nacházejícími se na držáku lopatky a vzdálenost O je přesah držáku lopatky k čelu lopatky na kterou působí síla F_l , když se lopatka pohybuje vodou.



Obr. 16.: Vzdálenosti jednotlivých částí zjednodušené konstrukce



Obr. 17.: Detail vzdálenosti středů

Tab. 4.: Parametry konstrukčních částí kola

Čepový průměr	Čepový poloměr	Délka nosiče lopatky mezi čepy	Délka řídicího táhla	Excentricita výstředníku v ose x	Excentricita výstředníku v ose y	Přesah nosiče lopatky
$D_{\check{c}}$ [m]	$R_{\check{c}}$ [m]	P [m]	L [m]	D_x [m]	D_y [m]	O [m]
3,22	1,61	0,3	1,61	0,16	0,01	0,072

5.2. Stupně volnosti

Prostorový mechanismus je pro účely tvorby náhradního schématu a možnosti jeho řešení běžnými výpočtovými metodami zjednodušen na rovinný případ. Úprava uvedená na Obr. 16 je provedena tak, že určité součásti jsou sloučeny do jedné společné, ale za předpokladu zachování požadovaného pohybu mechanismu. Tělesem 1. je označen rám. Těleso 2. je složeno z růžice kola, ramen, kruhových věnců, výztuh příčných, výztuh šikmých a sedmi párů nosičů lopatek a sedmi lopatek. Těleso 3. je složeno z jednoho páru nosičů lopatek a jedné lopatky. Poslední těleso 4. je složeno z výstředníku a táhel. Dále jsou spočteny stupně volnosti této soustavy (21).

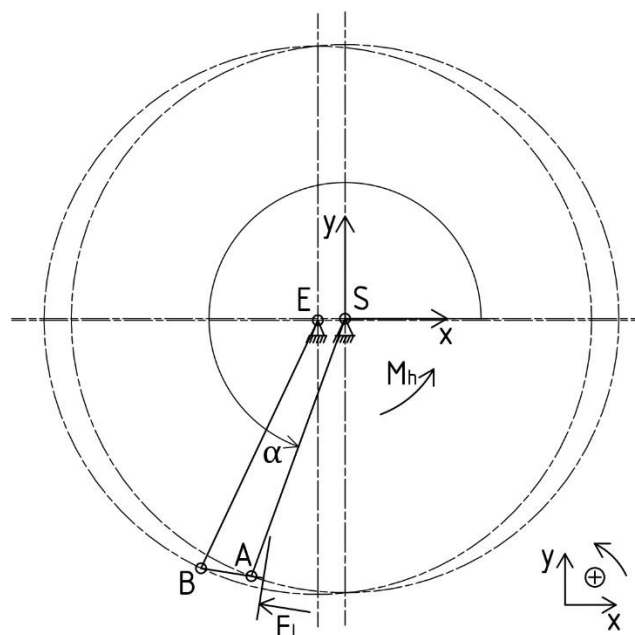
$$i_s = 3 \cdot (n_t - 1) - 2 \cdot (r + p_v + v) - 3 \cdot t - 1 \cdot o = 3 \cdot (4 - 1) - 2 \cdot 4 = 1^\circ \quad (21)$$

Výsledkem je jeden stupeň volnosti mechanismu. Následně bude provedeno uvolnění této soustavy.

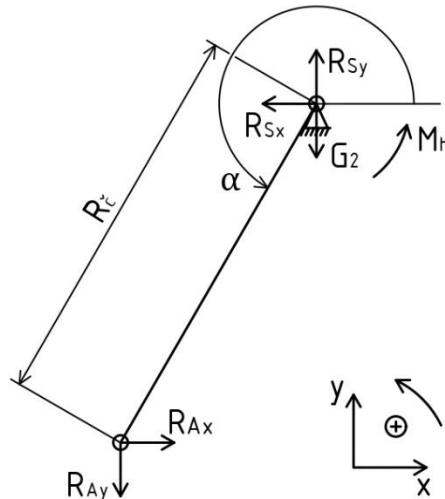
5.3. Statický výpočet

5.3.1. Uvolnění mechanismu

Nulové souřadnice mechanismu jsou zavedeny v bodu S (Obr. 18). Kladné směry směřování os jsou uvažovány pro vodorovnou osu x doprava od středu S a pro svislou osu y nahoru od středu S. Kladný úhel je proti směru pohybu hodinových ručiček (ve stejném směru je otáčeno koleso při pohybu plavidla vpřed), tzn. od prvního kvadrantu až po čtvrtý kvadrant a nulový počáteční úhel je na kladné části osy x. Obecná poloha mechanismu pro uvolnění je uvažována v třetím kvadrantu, při zanořování lopatky, aby došlo k natočení všech součástí a zatížení požadovanými silami. Úhel α znázorňuje natočení soustavy, směřuje v kladném směru od zmiňovaného nulového úhlu. Dále budou uvolňována jednotlivá tělesa metodou výpočtu rovnováhy sil a rovnováhy momentů. Z jednotlivých rovnic těles budou úpravou získány výsledné hodnoty reakcí ve vytyčených uzlech.



Obr. 18.: Znárodnění pro uvolnění sestavy



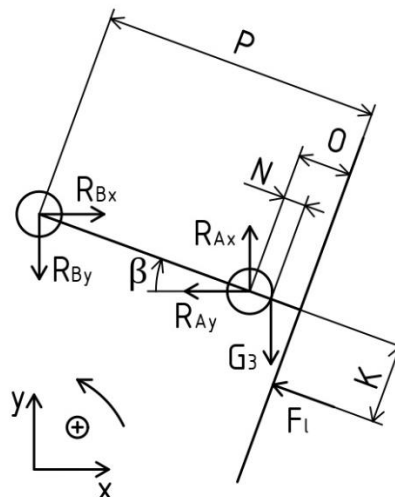
Obr. 19.: Uvolnění druhého tělesa

$$x: R_{Ax} - R_{Sx} = 0 \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$y: R_{Sy} - R_{Ay} - G_2 = 0 \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$M_S: M_h + R_{Ax} \cdot \sin(\alpha - 180^\circ) \cdot R_{\check{c}} - R_{Ay} \cdot \cos(\alpha - 180^\circ) \cdot R_{\check{c}} = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (24)$$

V rovnicích uvolnění (22), (23), (24) pro druhé těleso (Obr. 19) je uvažována tíha G_2 ve středu, protože těleso je složené z růžice kola, ramen, kruhových věnců, výztuh příčných, výztuh šikmých, sedmi párů nosičů lopatek a sedmi lopatek, které nejsou zahrnuty v tělese 3. Těleso pro zjednodušení je uvažováno jako symetrické, protože se jí velmi blíží.



Obr. 20.: Uvolnění třetího tělesa

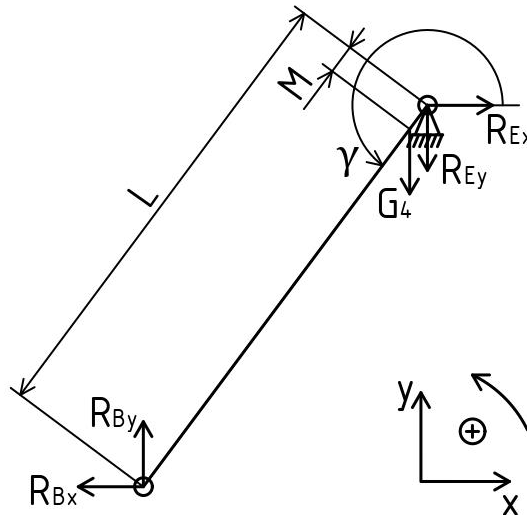
$$x: R_{Bx} - R_{Ax} - F_l \cdot \cos \beta = 0 \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$y: R_{Ay} - R_{By} - G_3 + F_l \cdot \sin \beta = 0 \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$M_B: -G_3 \cdot \cos \beta \cdot N + R_{By} \cdot \cos \beta \cdot P - R_{Bx} \cdot \sin \beta \cdot P + F_l \cdot \sin \beta \cdot ((\cos \beta \cdot O) - (\sin \beta \cdot K)) - F_l \cdot \cos \beta \cdot ((\sin \beta \cdot O) - (\cos \beta \cdot K)) = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (27)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{R_{\check{c}} \cdot \cos \alpha - B_x}{P}\right) \quad [^\circ] \quad (28)$$

V rovnicích uvolnění (25), (26), (27) pro třetí těleso (Obr. 20) je znázorněna síla F_l , která působí pro zjednodušení vždy kolmo proti lopatce, když koná pohyb ve vodě. Tato síla je na měnícím se parametru vzdálenosti K , který je zde umístěn z důvodu posouvajícího působení síly při vynořování a zanořování lopatky. Hodnoty síly a posuvného parametru budou popsány v jedné z dalších kapitol. Úhel β (28) je pomocný úhel pro natočení držáku lopatky. Parametr N je vzdálenost těžiště tělesa od bodu A a ten je roven 30 mm, těleso se skládá z vnitřního a vnějšího držáku lopatky a jedné lopatky. B_x je neznámý parametr pro polohu bodu B na ose x v závislosti na vstupním úhlu natočení soustavy α .



Obr. 21.: Uvolnění čtvrtého tělesa

$$x: R_{Ex} - R_{By} = 0 \quad [\text{N}] \quad (29)$$

$$y: R_{By} - R_{Ey} - G_4 = 0 \quad [\text{N}] \quad (30)$$

$$M_E: G_4 \cdot \cos(\gamma - 180^\circ) \cdot M - R_{Bx} \cdot \sin(\gamma - 180^\circ) \cdot L + R_{By} \cdot \cos(\gamma - 180^\circ) \cdot L = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (31)$$

$$\gamma = \left(\arcsin\left(\frac{-B_y - D_y}{L}\right) \right) + 180^\circ \quad [^\circ] \quad (32)$$

V rovnicích uvolnění (29), (30), (31) pro čtvrté těleso (Obr. 21) je uvažována hmotnost G_4 blízko ke středu, protože se jedná téměř o symetrické těleso skládající se z výstředníku a táhel. Úhel γ (32) je pomocný úhel pro natočení řídicího táhla. Paramater M je vzdálenost těžiště a ten je roven 100 mm. B_y je neznámý parametr pro polohu bodu B na ose y v závislosti na vstupním úhlu natočení soustavy α , tento a parametr B_x bude dopočten v příští kapitole.

V Tab. 5 jsou vypočtené konstanty tíhy, které vycházejí z přibližných velikostí hmotností jednotlivých částí.

Tab. 5.: Hodnoty tíhy jednotlivých těles G

G_2 [N]	G_3 [N]	G_4 [N]
14 560	1 100	1 650

5.3.2. Dopočet polohy bodu

Pro výpočet uvolnění je zapotřebí znát polohu bodů B_x a B_y v závislosti na vstupním úhlu natočení soustavy kola α . Výpočet je proveden pomocí průmětu dvou kružnic se středem umístěnými v bodech S a E a o poloměrech vzdáleností L a P .

Jsou-li tyto dvě kružnice dostatečně velké a od sebe vzdálené, budou vycházet dva nebo alespoň jeden bod průniku. Pokud bude průmět kružnic na dvou místech, bude nutné zvolit, který z nich dává správné hodnoty a odpovídá umístění bodu B.

Jedna kružnice má střed v bodě A, který se pohybuje, střed není pevně ukotven v jedné ze základen, proto musí být dopočten. Tedy vyjádřena jeho pozice v závislosti na úhlu natočení α (33), (34).

$$A_x = \cos \alpha \cdot R_{\zeta} \quad [\text{m}] \quad (33)$$

$$A_y = \sin \alpha \cdot R_{\zeta} \quad [\text{m}] \quad (34)$$

Dosazení rozměrů do středových rovnic (35) a (36) pro dvě kružnice. V rovnici (36) jsou dosazeny vzdálenost D_x a D_y s znaménkem mínus, protože bod E se nachází v záporném směru od středu S.

$$P^2 = (B_x - A_x)^2 + (B_y - A_y)^2 \quad (35)$$

$$L^2 = (B_x - (-D_x))^2 + (B_y - (-D_y))^2 \quad (36)$$

Roznásobení rovnic podle vzorců pro druhé mocniny dvojčlenů.

$$P^2 = B_x^2 - 2 \cdot B_x \cdot A_x + A_x^2 + B_y^2 - 2 \cdot B_y \cdot A_y + A_y^2$$

$$L^2 = B_x^2 + 2 \cdot B_x \cdot D_x + D_x^2 + B_y^2 + 2 \cdot B_y \cdot D_y + D_y^2$$

Odečtení dvou rovnic od sebe.

$$P^2 - L^2 = B_x^2 - 2 \cdot B_x \cdot A_x + A_x^2 + B_y^2 - 2 \cdot B_y \cdot A_y + A_y^2 - B_x^2 - 2 \cdot B_x \cdot D_x - D_x^2 - B_y^2 - 2 \cdot B_y \cdot D_y - D_y^2$$

$$P^2 - L^2 = B_x \cdot (-2 \cdot A_x - 2 \cdot D_x) + B_y \cdot (-2 \cdot A_y - 2 \cdot D_y) + A_x^2 + A_y^2 - D_x^2 - D_y^2$$

Vyjádření jedné z neznámých hodnot (37).

$$B_y = \frac{P^2 - L^2 - B_x \cdot (-2 \cdot A_x - 2 \cdot D_x) - A_x^2 - A_y^2 + D_x^2 + D_y^2}{-2 \cdot A_y - 2 \cdot D_y} \quad (37)$$

Zavedení substituce pro zjednodušení tvarů (38) a (39).

$$B_{xx} = \frac{-2 \cdot A_x - 2 \cdot D_x}{-2 \cdot A_y - 2 \cdot D_y} \quad (38)$$

$$B_{x0} = \frac{P^2 - L^2 - A_x^2 - A_y^2 + D_x^2 + D_y^2}{-2 \cdot A_y - 2 \cdot D_y} \quad (39)$$

Dosazení vyjádřené neznámé (37) do jedné ze základních rovnic (36) a úpravou je dále získáno:

$$L^2 = B_x^2 + 2 \cdot B_x \cdot D_x + D_x^2 + B_{x0}^2 - 2 \cdot B_x \cdot B_{xx} \cdot B_{x0} + B_x^2 \cdot B_{xx}^2 + 2 \cdot B_{x0} \cdot D_y - 2 \cdot B_x \cdot B_{xx} \cdot D_y + D_y^2$$

Výsledná úprava do podoby kvadratické rovnice.

$$0 = B_x^2 \cdot (1 + B_{xx}^2) + B_x \cdot (2 \cdot D_x - 2 \cdot B_{xx} \cdot B_{x0} - 2 \cdot B_{xx} \cdot D_y) + (D_x^2 + B_{x0}^2 + 2 \cdot B_{x0} \cdot D_y + D_y^2 - L^2)$$

Výpočet determinantu (40).

$$D = B^2 - 4 \cdot A \cdot C \quad (40)$$

$$D = (2 \cdot D_x - 2 \cdot B_{xx} \cdot B_{x0} - 2 \cdot B_{xx} \cdot D_y)^2 - 4 \cdot (1 + B_{xx}^2) \cdot (D_x^2 + B_{x0}^2 + 2 \cdot B_{x0} \cdot D_y + D_y^2 - L^2)$$

Vypočtením kvadratické rovnice jsou získána dvě řešení (41), (42) polohy bodu B na ose x.

$$B_{x1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{D_x}}{2 \cdot A}$$

$$B_{x1} = \frac{-B + \sqrt{D_x}}{2 \cdot A} = \frac{-(2 \cdot D_x - 2 \cdot B_{xx} \cdot B_{x0} - 2 \cdot B_{xx} \cdot D_y) + \sqrt{D}}{2 \cdot (1 + B_{xx}^2)} \quad [\text{m}] \quad (41)$$

$$B_{x2} = \frac{-B - \sqrt{D_x}}{2 \cdot A} = \frac{-(2 \cdot D_x - 2 \cdot B_{xx} \cdot B_{x0} - 2 \cdot B_{xx} \cdot D_y) - \sqrt{D}}{2 \cdot (1 + B_{xx}^2)} \quad [\text{m}] \quad (42)$$

Tato dvě řešení jsou dosazena do předešlé vyjádřené neznámé (37). Vycházejí výsledky další neznámé (43), (44) polohy bodu B na ose y.

$$B_{y1} = B_{x1} \cdot B_{xx} + B_{x0} \quad [\text{m}] \quad (43)$$

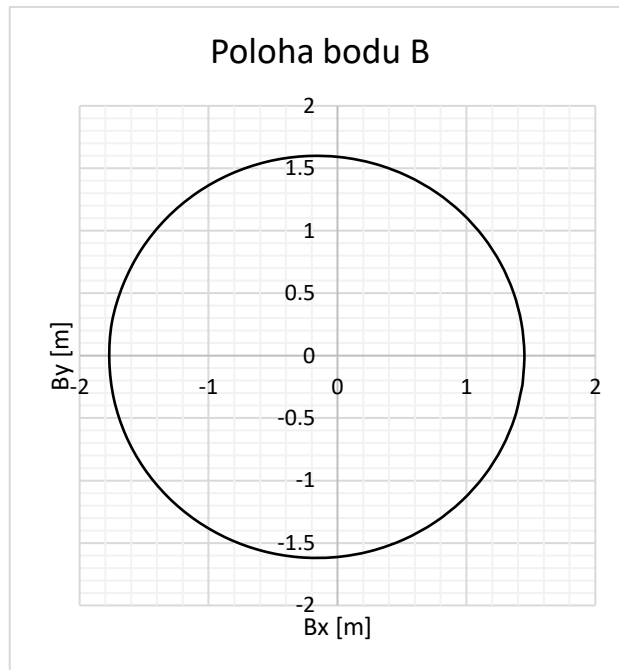
$$B_{y2} = B_{x2} \cdot B_{xx} + B_{x0} \quad [\text{m}] \quad (44)$$

Z hodnot zkonstruovaných v MS Excel pro rozdílný úhel α je zjištěno, že dochází ke změně hodnot výsledných souřadnic pro jednotlivé kvadranty. Rozmezí vstupního úhlu α a následný výběr vhodného bodu B je zaznamenáno v Tab. 6.

Tab. 6.: Hodnoty bodů B_x a B_y závislé na vstupním úhlu α

Úhel α [°]	<0 180>	(180 360)	360
Volba B_x	B_{x1}	B_{x2}	B_{x1}
Volba B_y	B_{y1}	B_{y2}	B_{y1}

Obr. 22 slouží pro kontrolu znázornění tvaru souřadnic bodu B. Lze konstatovat, že předpokládaný výsledek je posunutý kruh o poloměru D_{ζ} do středu bodu E. Z Obr. 22 je toto tvrzení dostatečně zřetelné.



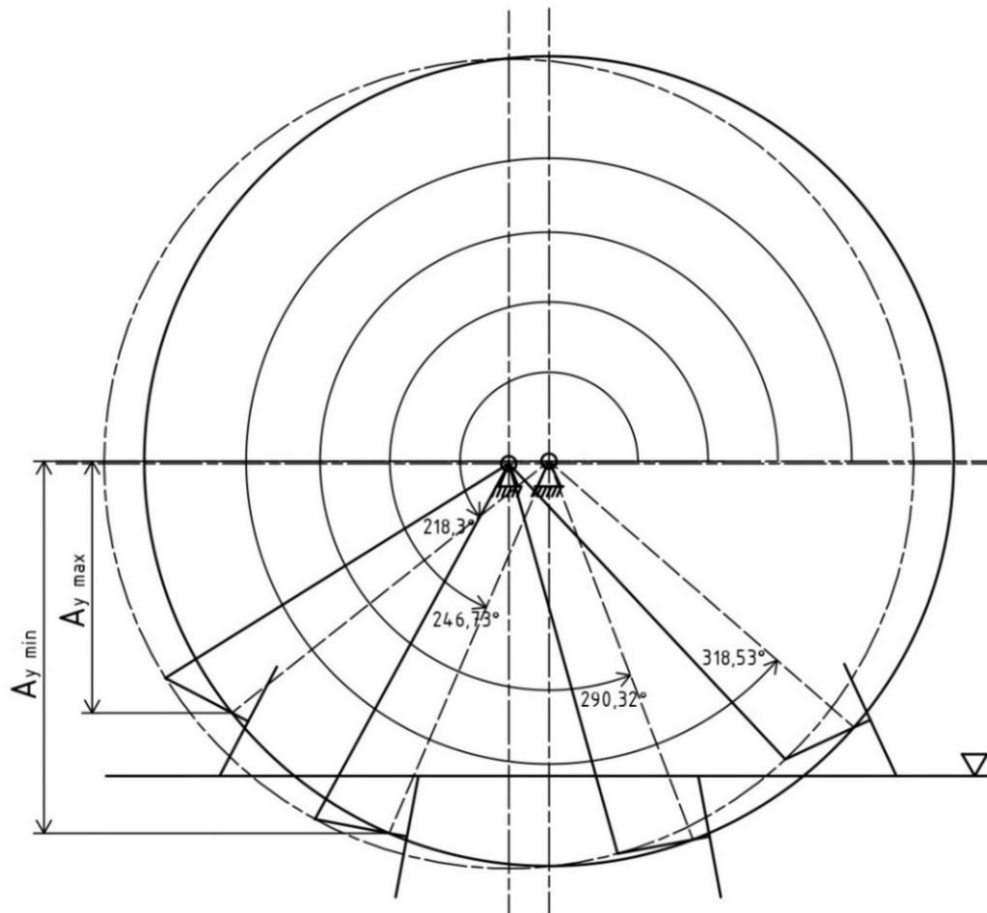
Obr. 22.: Poloha bodu B

Je tedy známa poloha bodu B v závislosti na natočení vstupního úhlu α . Tyto získané hodnoty se dále využijí v rovnicích uvolnění pro dopočet správných reakcí v jednotlivých uzlech. Bez nich by nebylo možné reakce spočítat.

5.3.3. Síla působící na lopatku

Je zavedena síla F_l , která působí proti pohybu lopatky, když se nachází ve vodě. Z výkonu motoru a otáček (obvodové rychlosti kola) je v kapitole 4.2 spočten dodávaný kroutící moment (12) a také působící síla (14), kterou může motor na lopatce působit proti vodě při předpokládané sto procentní účinnosti soustavy. Největší možná síla je uvažována při plném ponoření lopatky, v nejnáročnějším momentu, pokud by veškerá možná síla dodávaná motorem (14) proudila pouze přes jedno koleso.

Při zanořování lopatka vstupuje do vody hranou a síla se postupně zvětšuje, než dojde k jejímu plnému potopení. Zároveň také dochází k posunu působíště této síly od hrany postupně do středu lopatky. Při vynořování se síla naopak zmenšuje a působíště posouvá směrem od středu ke kraji lopatky. Většinu doby pohybu na lopatku nepůsobí tato síla, protože se pohybuje nad vodou a zabírá ve vodě další ze zbývajících lopatek. Je uvažováno, že tato síla působí proti lopatce ve vodě v kolmém směru na její plochu a je zanedbáno zaoblení lopatky. Jako nejjednodušší způsob získání bodů vstupu a výstupu je zkonstruováno schéma s lopatkami (Obr. 23) v potřebných pozicích a odměřena jejich adekvátní velikost úhlu α .



Obr. 23.: Velikosti úhlu α pro počátek a konec zanořování/vynořování lopatek

Do Tab. 7 jsou zapsány získané úhly pozic a jsou vypočítány dle vztahu (34) z předešlé kapitoly adekvátní polohy bodu A na ose y, které budou potřeba k dalším výpočtům.

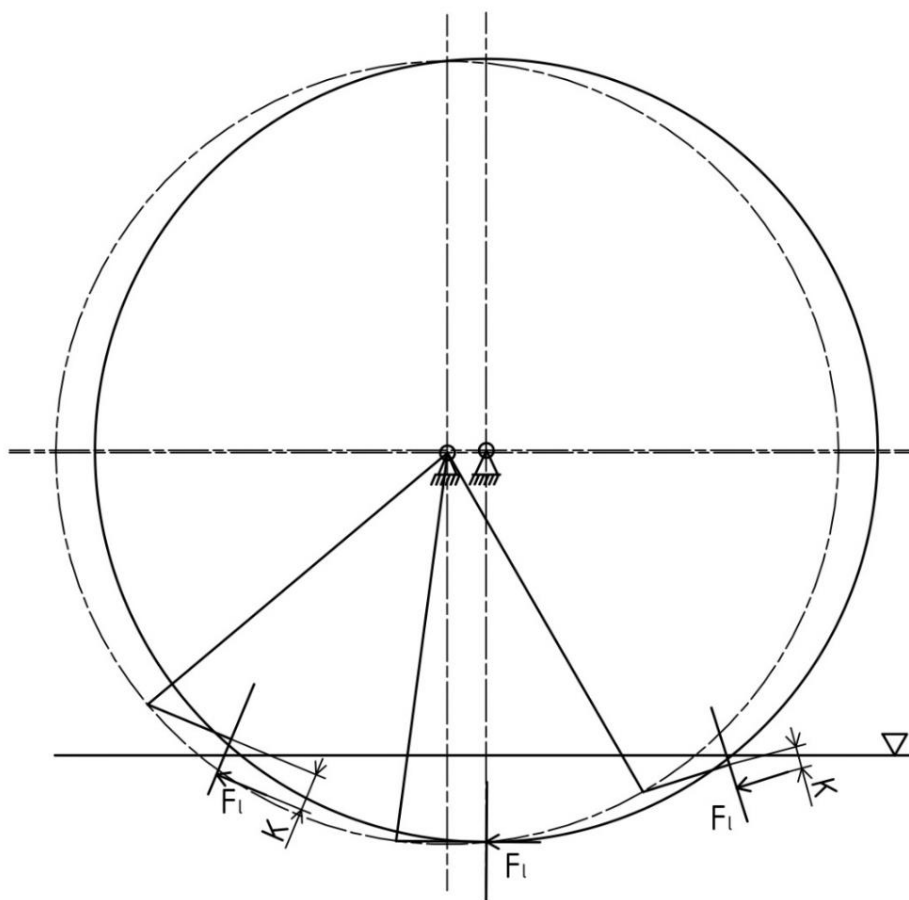
Tab. 7.: Změna síly F v závislosti na souřadnici α a A_y

		Síla F_1			
		= 0 N	Rostoucí	= F_m	Klesající
Úhel α	Počáteční [°]	318,53	218,3	246,73	290,32
	Koncový [°]	218,3	246,73	290,32	318,53
Souřadnice A_y	$A_{y \max}$ [m]	-0,998	-0,998	-1,479	-1,066
	$A_{y \min}$ [m]	-1,066	-1,479	-1,51	-1,51

Pro zjednodušení je předpokládána lineární změna velikosti zatěžované plochy lopatky a také zatěžující síly F_l působící na lopatku. Síla na lopatku F_l je uvažována maximální F_m (14), když je ponořena celá lopatka a vzdálenost K je rovna nule, protože síla působí ve středu lopatky (Obr. 24). V případě zanořování a vynořování (Obr. 24), je nutné použít vztah (45) pro měnící se sílu a vztah (46) pro měnící se rameno K .

$$F_l = \left(\frac{F_m}{A_{y \max} - A_{y \min}} \right) \cdot (A_{y \max} - A_y) \quad [\text{N}] \quad (45)$$

$$K = \left(\frac{\frac{b_l}{2}}{A_{y \max} - A_{y \min}} \right) \cdot (A_y - A_{y \min}) \quad [\text{m}] \quad (46)$$



Obr. 24.: Znárodnění posunu síly F_l při zanořování a vynořování

5.3.4. Výsledné reakce

Rovnice uvolnění pro jednotlivá tělesa jsou přepsány do matic (47), (48), (49), aby odpovídaly rovnici (50). Poté je převedena matice A na druhou stranu rovnice a pomocí Excelu vypočítáno právě jedno řešení pro každou neznámou z matice x (48) v požadovaném rozpětí úhlu α .

Při výpočtech byl jako poslední neznámá zvolen kroutící moment M_h . Způsob získání působící síly F_l na lopatku byl popsán v předchozí kapitole. Pokud by byly zvoleny tyto dva parametry naopak, neznámá síla F_l a moment M_h by byl roven konstantě spočteného momentu v průvodních výpočtech (12). Výsledkem by byly i hodnoty síly F_l působící proti

lopatce v místech mimo oblast ponoření a pokud by byla tato oblast zohledněna, neuvažována zde žádná působící síla, tak by v matici A byl sloupec pro neznámou F_l nulový. Proto by neznámá nemohla být vyřešena touto metodou a nedošlo by k získání hodnot reakcí mimo oblast ponoření kde působí síla F_l . Pro kontrolu, zda-ly jsou výpočty správné, musí při maximálním ponoření lopatky, maximální síle působící na lopatku F_l vyjít hnací moment M_h roven momentu vypočtenému v průvodních výpočtech (12), který je dodáván zvoleným motorem.

Při uvažování výše uvedených skutečností jsou sestaveny následující vztahy a matice:

$$\alpha_1 = \alpha - 180^\circ \quad [^\circ]$$

$$\gamma_1 = \gamma - 180^\circ \quad [^\circ]$$

$$F_{lx} = F_l \cdot \cos \beta \quad [\text{N}]$$

$$F_{ly} = F_l \cdot \sin \beta \quad [\text{N}]$$

$$A = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sin(\alpha_1) \cdot R_\xi & \cos(\alpha_1) \cdot R_\xi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \beta \cdot P & \cos \beta \cdot P & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin(\gamma_1) \cdot L & -\cos(\gamma_1) \cdot L & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (47)$$

$$x = [R_{Sx} \quad R_{Sy} \quad R_{Ax} \quad R_{Ay} \quad R_{Bx} \quad R_{By} \quad R_{Ex} \quad R_{Ey} \quad M_h]^T \quad (48)$$

$$b = \begin{bmatrix} 0 \\ G_2 \\ 0 \\ -F_x \\ G_3 + F_y \\ G_3 \cdot \cos \beta \cdot N - F_{ly} \cdot ((\cos \beta \cdot O) - (\sin \beta \cdot K)) + F_{lx} \cdot ((\sin \beta \cdot O) - (\cos \beta \cdot K)) \\ 0 \\ G_4 \\ -G_4 \cdot \cos(\gamma - 180^\circ) \cdot M \end{bmatrix} \quad (49)$$

$$A \cdot x = b \quad (50)$$

V Tab. 8 jsou znázorněny vypočtené neznámé reakce z matice x pro jeden ukázkový úhel $\alpha = 260^\circ$.

Tab. 8.: Tabulka výsledných neznámých pro znázorněný úhel $\alpha = 260^\circ$

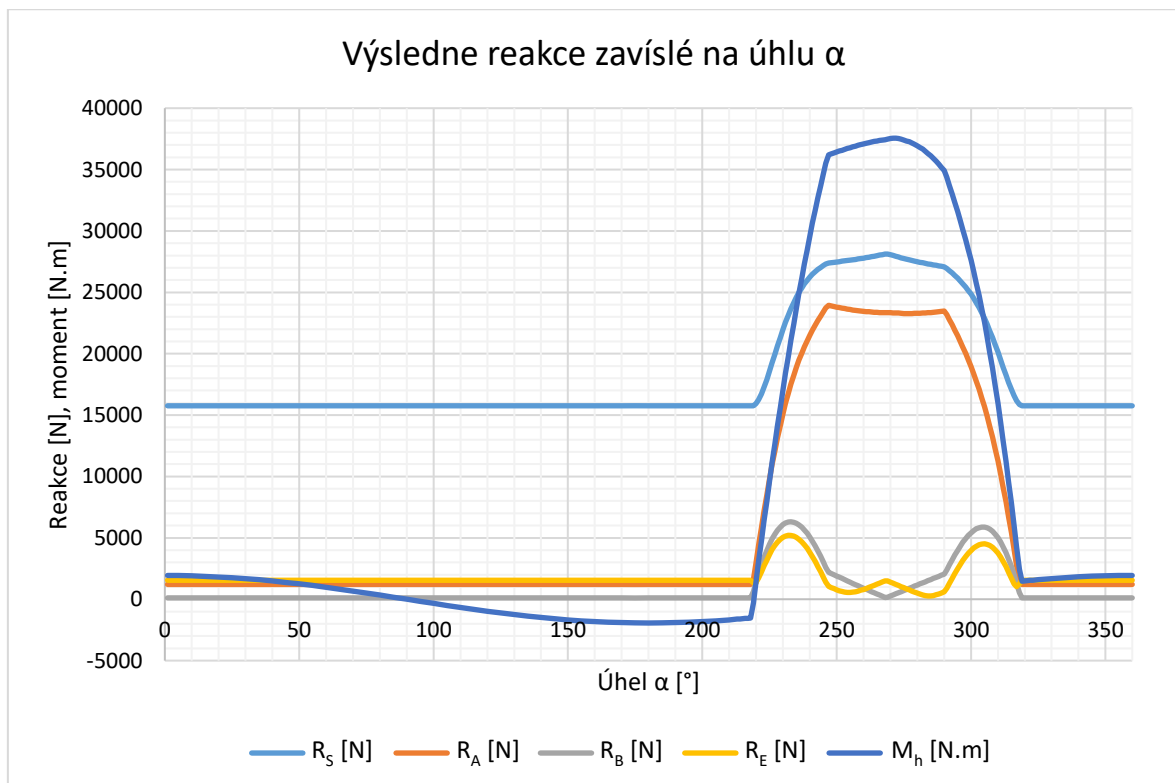
R_{Sx} [N]	R_{Sy} [N]	R_{Ax} [N]	R_{Ay} [N]	R_{Bx} [N]	R_{By} [N]	R_{Ex} [N]	R_{Ey} [N]	M_h [N.m]
-23 607	22 534	-23 607	534,45	-516,9	1 860,7	-516,9	360,74	37 281

Dále jsou umocněny na druhou, sečteny a odmocněny reakce v ose x a y pro jednotlivé body a vypočtena maximální působící síla v jednotlivých bodech. Vypočtené výsledné reakce a moment M_h pro ukázkový úhel $\alpha = 260^\circ$ jsou v Tab. 9.

Tab. 9.: Tabulka výsledných celkových reakcí a momentu pro znázorněný úhel $\alpha = 260^\circ$

R_S [N]	R_A [N]	R_B [N]	R_E [N]	M_h [N.m]
32 636	23 614	1 931,2	630,3	37 281

Pomocí MS Excel jsou provedeny výpočty pro úhel α v rozmezí od 0° do 360° a výsledky vyneseny do grafu Obr. 25. Z grafu je patrné že předpoklad byl správný. Při plném ponoření lopatky jsou získané hodnoty kroutícího momentu M_h hodně podobné momentu motoru (12) vypočtenému v průvodních výpočtech v odstavci 4.2. Pro další výpočty je především důležitá oblast grafu, kdy koná lopatka pohyb ve vodě. Když se lopatka už volně pohybuje mimo vodu je v záběru vodou nahrazena jinou lopatkou, přes kterou jde většina síly dodávané motorem. Průběhy reakcí, které jsou zobrazeny v grafu, odpovídají předpokládaným průběhům jedné lopatky při skutečném provozu rekonstruovaného kola.



Obr. 25.: Graf výsledného průběhu celkových reakcí a momentu v rozmezí úhlu α od 0° do 360°

6. Popis součástí, návrh a kontrola

6.1. Růžice kola

Růžice kola slouží (Obr. 26) k přenosu kroutícího momentu z hnací hřídele od motoru dál na celou sestavu kola. Růžice kola je litinovým odlitkem, nejtěžší součástí celé sestavy. Dosedací plochy pro ramena a otvory pro jejich připevnění jsou doobrobeny. Ve středu jsou dvě drážky pro těsné pero k přenosu kroutícího momentu. Na obou koncích jsou rovné plochy umožňující doražení k odsazení hřídele a k připevnění pomocí pojistné desky šrouby k hřídeli pro zamezení pohybu v nechtěném směru. Materiál, ze kterého je vyrobena růžice na původním rekonstruovaném lopatkovém kolese není znám. Současný návrh počítá s použitím litiny 42 2303, která je vhodná pro tlustostěnné odlitky.



Obr. 26.: Růžice kola

6.1.1. Přenos hnacího momentu

Pro návrh odpovídajícího těsného pera pro přenos kroutícího momentu je zapotřebí znát minimální průměr hřídele. Ten je vypočítán z dovoleného napětí v krutu, protože je znám kroutící moment, který bude hřídel přenášet. Nejsou známy další parametry hřídele, jako její délka a umístění podpor, aby mohl být proveden návrh také na ohyb. Vztah pro výpočet napětí je (51).

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}} \leq \tau_{Dk} \quad [\text{MPa}] \quad (51)$$

Dovolené napětí v krutu τ_{Dk} je voleno 40 MPa, protože je předpokládáno zatížení míjivé z důvodu jak budou lopatky zajíždět, vyjíždět a postupně se měnit v záběru ve vodě. [13]

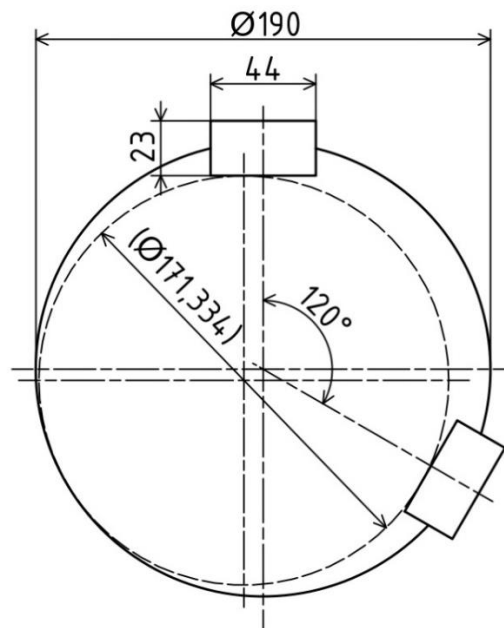
Ze vztahu (51) je vyjádřen průměr d_h (52), dosazen kroutící moment od motoru a dovolené napětí v krutu.

$$d_{h \min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_m}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37\,515,094 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 40}} = 168,412 \text{ mm} \quad (52)$$

Protože minimální průměr hřídele je větší než maximální průměr pro normalizované těsné pero, bude zvoleno pero nenormalizované. Parametry pera (Tab. 10) jsou zvoleny tak, jak by pravděpodobně pokračovala dále řada normalizovaného těsného pera s ohledem na zhotovení, aby pomocí konvenčních způsobů a nástrojů byla možná výroba vnitřní a vnější drážky. Jelikož pero zmenšuje funkční průměr hřídele, na Obr. 27 je znázorněno, že i pro zvolený průměr hřídele $d_h = 190$ mm bude neporušený průměr větší, než minimální spočtený.

Tab. 10.: Parametry per

d_h [mm]	b_p [mm]	h_p [mm]	t_p [mm]	t_{p1} [mm]
190	44	23	$14^{+0,3}_{0,0}$	$9^{+0,6}_{+0,3}$



Obr. 27.: Znáznornění per na hřídeli

Konstrukční délka pera je do jisté míry závislá na velikosti ruzice kola, tudíž jeho délka je $l_p = 520$ mm. Výpočet funkční délky pera je (53).

$$l_{ap} = l_p - b_p = 520 - 44 = 476 \text{ mm} \quad (53)$$

Dovolený tlak na bocích per p_D je 50 MPa, kvůli popsanému průběhu zatěžování hřídele. [14]

Zvolena jsou dvě pera umístěná po 120° na hřídeli, z toho důvodu při výpočtu je uvažována únosnost spoje 1,5 krát větší než při použití jednoho pera, která je ve výpočtech znázorněna koeficientem k . Na takto navržený spoj bude provedena kontrola na otlacení (54).

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a \cdot k} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (54)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a \cdot k} = \frac{4 \cdot 37\,515,094 \cdot 1000}{190 \cdot 23 \cdot 476 \cdot 1,5} = 48,093 \text{ MPa} \leq p_D = 50 \text{ MPa}$$

Pera vychází při kontrole na otláčení, dále bude provedena kontrolu na smyk (55).

Dovolené napětí v krutu τ_D je uvažováno 40 MPa. [14]

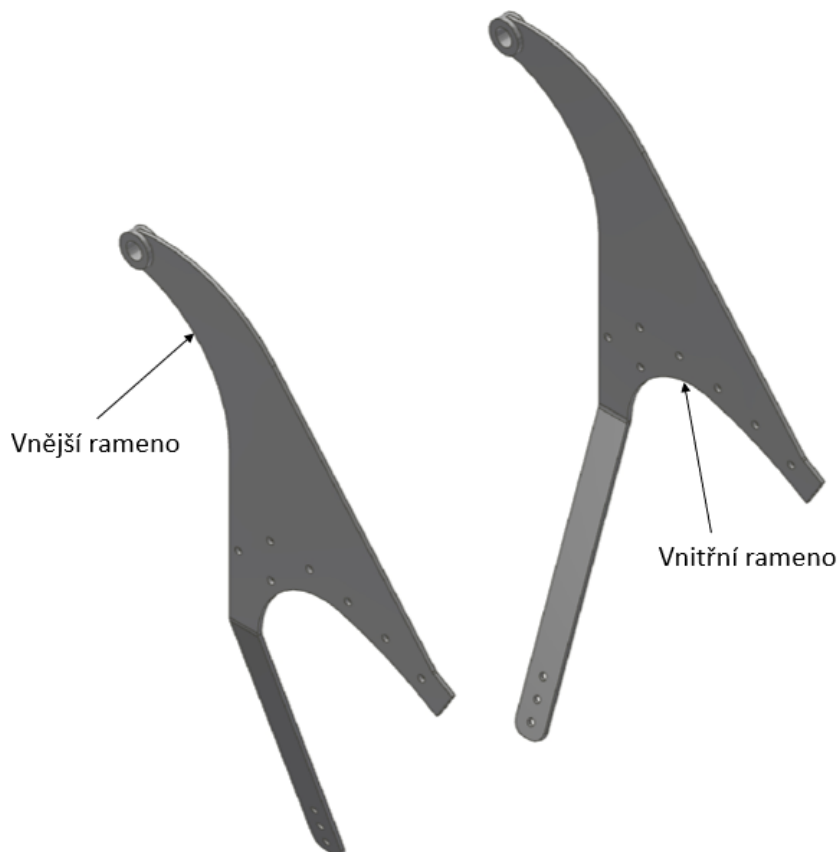
$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_a \cdot k} \leq \tau_D \quad [\text{MPa}] \quad (55)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_a \cdot k} = \frac{2 \cdot 37\,515,094 \cdot 1000}{190 \cdot 44 \cdot 476 \cdot 1,5} = 18,855 \text{ MPa} \leq \tau_D = 40 \text{ MPa}$$

Pera vyhovují při obou kontrolách, jejich délka a parametry jsou dostatečné pro tuto aplikaci.

6.2. Vnější a vnitřní rameno

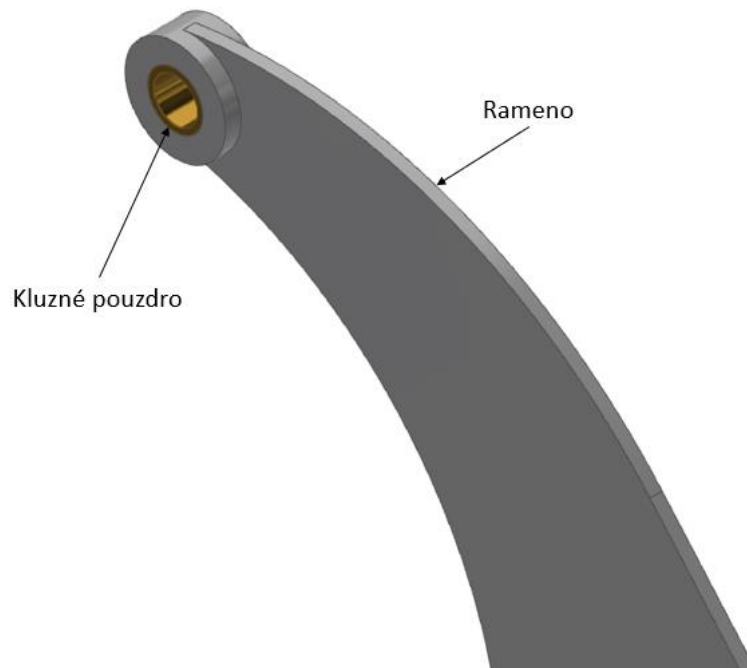
Vnější a vnitřní ramena (Obr. 28) jsou výpalky z tlustostěnného plechu, přibližně ve středu jsou ohnuta, aby mohla být přes vypálené díry $\varnothing 18,5$ mm připojena k růžici kola a kruhovým věncům. Protože nebylo možné zjistit z původního řešení typ a způsob uložení navazujících částí, bylo zvoleno toto řešení. V určitém místě je přivařena tyč, do které je následně obroben otvor $\varnothing 45$ mm a nalisováno kluzné pouzdro. Svařované součásti jsou zhotoveny z oceli 11 373 se zaručenou svařitelností a kluzné pouzdro je bronzové.



Obr. 28.: Vnější a vnitřní rameno

6.2.1. Kontrola kluzného pouzdra

Kluzné pouzdro je zvoleno SKF PBM 354535 M1G1 z katalogu kluzných pouzder od SKF (Příloha 3.). Detail umístění je na Obr. 29. Vnitřní průměr pouzdra je volen nejbližší vyšší vyráběný dle minimálního průměru čepu a jeho délka podle nutnosti této aplikace a možností výrobce. Návrh konkrétního čepu a tudíž minimálního průměru bude popsán v kapitole 6.6.1. Pouzdro je zhotoveno z masivního bronzu, tento materiál je podle výrobce určen pro náročnější užití v nepříznivých podmínkách, např. v stavebních a transportních strojích, což se jeví pro navrženou aplikaci jako ideální. Maximální dovolený tlak p_D pro zvolený materiál je roven 25 MPa (Příloha 3.).



Obr. 29.: Detail kluzného ložiska v rameni

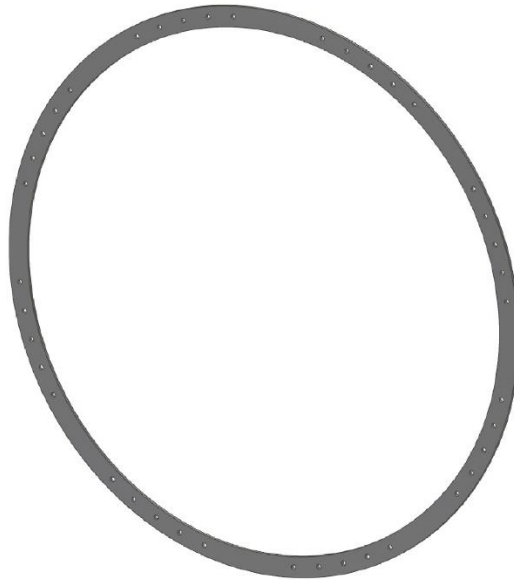
Bude provedena kontrolu pouzdra na otláčení (56), jako zátěžnou sílu F_{kl} je uvažována polovina hodnoty maximální reakce R_A v Obr. 25, protože toto pouzdro je na každé straně v ramenní a působící síla se mezi ně dělí rovnoměrně. Parametr d_{kl} je vnitřní průměr ložiska v mm a l_{kl} je šířka ložiska v mm.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_{kl}}{d_{kl} \cdot l_{kl}} = \frac{11\,971,943}{30 \cdot 30} = 13,302 \text{ MPa} \leq p_D = 25 \text{ MPa} \quad (56)$$

Zvolené kluzné pouzdro vyhovuje pevnostní podmínce na otláčení.

6.3. Kruhový věnec

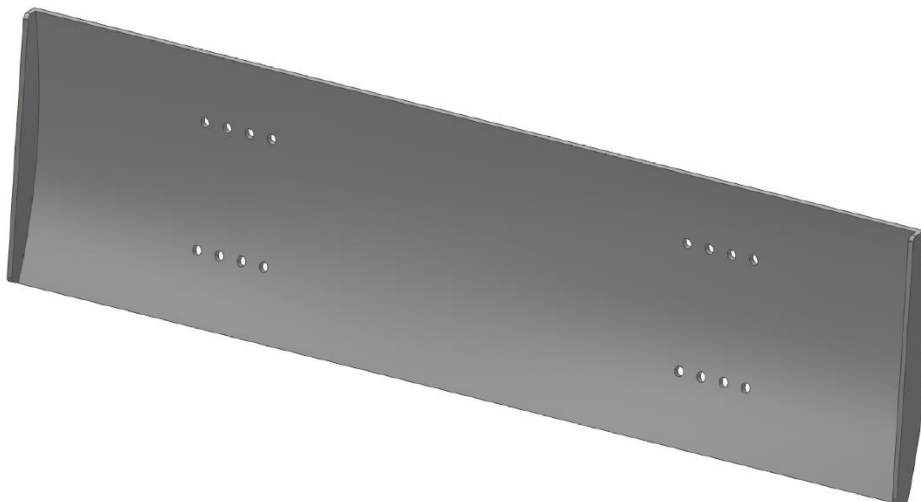
Kruhové věnce (Obr. 30) jsou svařence z menších výpalků s otvory. Na každé straně kola slouží věnec jako výztuha a k propojení vnitřních a vnější ramen, vytvoření pevnějšího celku. Je zhotoven z běžné konstrukční oceli 11 373 se zaručenou svařitelností. Jelikož je na konstrukci jen vnitřní kruhový věnec a ne vnější, je tento věnec zhotoven ze silnějšího plechu, než-li ostatní konstrukční součásti jako ramena, lopatky, aby snesl zvýšené zatížení/nároky, než-li při aplikaci i vnějšího věnce.



Obr. 30.: Kruhový věnec

6.4. Lopatka

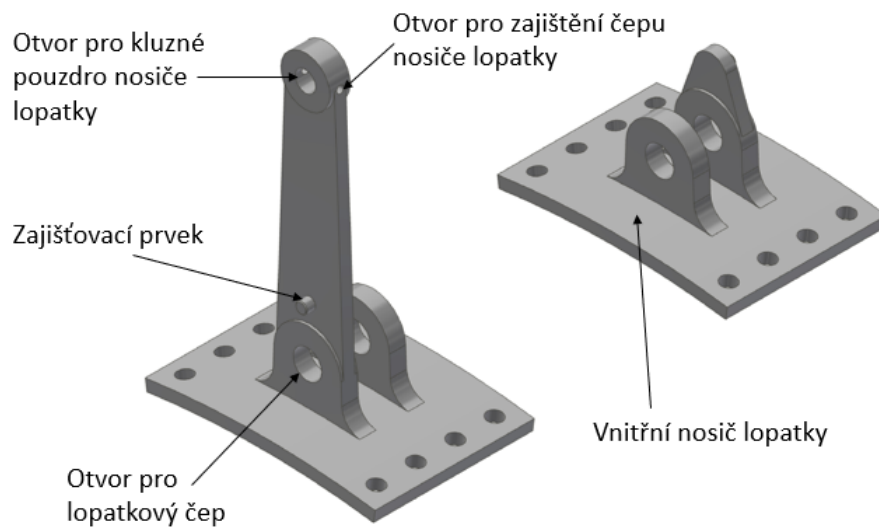
Lopatky (Obr. 31) jsou výpalky z tlustostěnného plechu, které jsou následně ohnuty do požadovaného zakřivení. Na kratších krajích jsou navařeny přídavné kusy zajišťující dodatečnou pevnost převislých krajů proti deformaci odporem vody při pohybu lopatky v plném ponoření. Zhotovené otvory $\varnothing 18,5$ mm slouží k připevnění k nosičům lopatek. Materiál lopatek je ocel 11 373, pro svou dobrou svařitelnost a nízkou cenu.



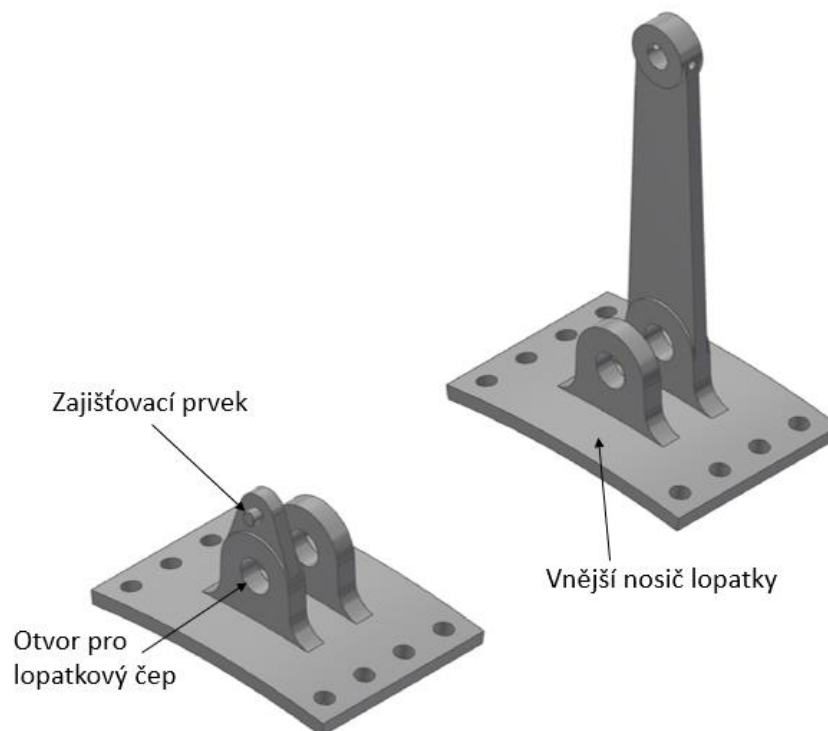
Obr. 31.: Lopatka

6.5. Vnější a vnitřní nosič lopatky

Vnější a vnitřní nosiče lopatky (Obr. 32 a Obr. 33) slouží k propojení lopatky s rameny s hlavní nosnou konstrukcí kola. Jsou zhotoveny jako svařence z několika součástí, z oceli 11 373 a mají doobrobený otvor $\varnothing 35$ mm pro propojení s rameny pomocí čepu lopatek. Návrhek kousku tyče $\varnothing 14$ mm vedle otvoru slouží k tvarovému ustanovení polohy čepu a tudíž zamezení jeho nechtěnému protáčení v díře kde není kluzné pouzdro. Vnější nosiče lopatek jsou delší, mají navíc obrobený otvor $\varnothing 25$ mm a kolmou díru na tento otvor $\varnothing 9$ mm. Otvor je určen pro čep nosiče lopatky pro propojení s táhlem, potažmo výstředníkem, který natáčí lopatky. Kolmá díra je určena pro šroub, kterým je čep zajištěn proti pohybu v nechtěném místě.



Obr. 32.: Vnější a vnitřní nosič lopatky



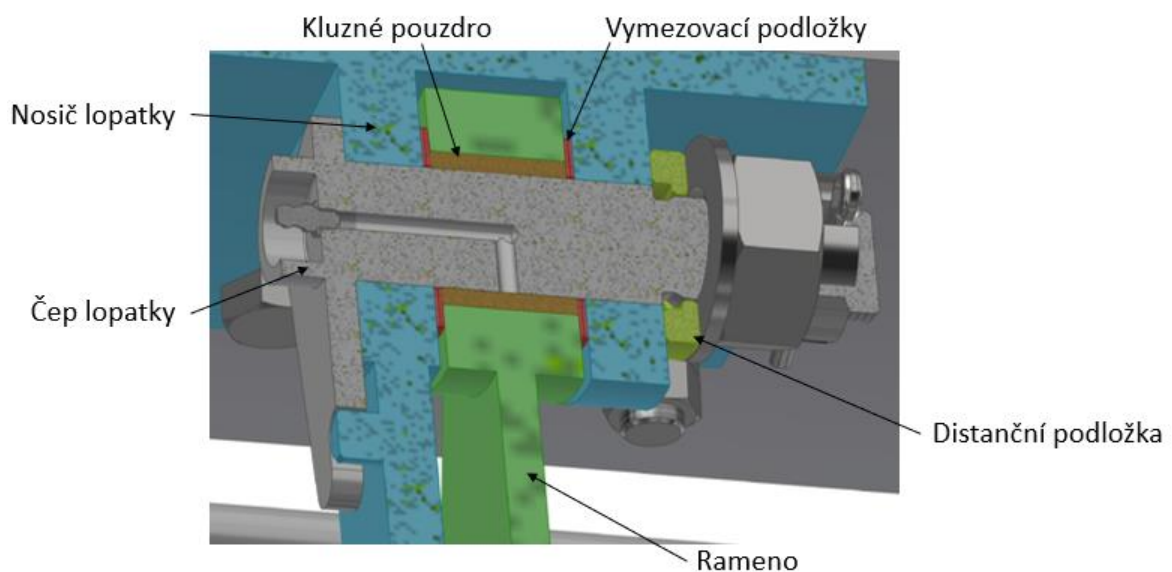
Obr. 33.: Vnitřní a vnější nosič lopatky

6.6. Čep lopatky

Čep (Obr. 34) propojuje rameno s nosičem lopatky Obr. 35. V bočnicích je kluzné pouzdro pro umožnění natáčení čepu. Proti případnému vypadnutí je čep o průměru $\varnothing 35$ mm z jedné strany opatřen přírubou a na druhé straně přitažen přes distanční podložku korunovou maticí M30x2 se závlačkou $\varnothing 6,3$ mm. Distanční podložka je v čepovém spoji, aby závit pro pojistnou matici nebyl v prostoru kontaktu čepu s okem nosiče lopatky, kde dochází k přenosu zatěžující síly. Pro zamezení pohybu čepu v nosiči lopatky, je na přírubě čepu díra, která zapadne do navařeného kusu tyče na nosiči lopatky a tím zamezí jeho protáčení. Mezi nosičem lopatky a ramenem je na průměru čepu prostor pro vymezující podložky (pro případné vymezení možné nepřesnosti), ať už z výroby při vaření anebo opotřebením, případně mírnou deformací z provozu. Při výpočtech bude uvažováno maximální možné vzdálení ok nosiče lopatky od sebe. Mazání kluzného pouzdra je zajištěno vyvrtaným otvorem $\varnothing 5$ mm v čepu vyvedeným do prostoru ložiska. Maznička se připojí na kulovou mazací hlavici, která je umístěna ve vybrání čepu, aby nemohlo dojít během provozu k jejímu poškození neočekávaným tělesem ve vodě. Čep je vyroben z oceli 12 050 a dále zakalen, pro zvýšení tvrdosti jeho povrchu.



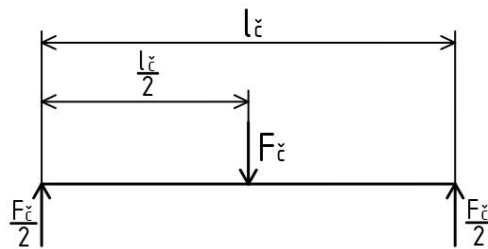
Obr. 34.: Čep lopatky



Obr. 35.: Čep lopatky spojující rameno s nosičem lopatky

6.6.1. Návrh čepu

Pro řešení uzlu čepu je vytvořen náhradní model. Na Obr. 36 je znázorněn čep jako nosník na dvou podporách. Ve středu je umístěna působící zatěžující síla označená jako $F_{\check{c}}$. Ta je rovna polovině maximální hodnoty reakce R_A z Obr. 25 (hodnota F_{kl} v kapitole 6.2.1), protože na každé straně lopatky je jeden čepový spoj, mezi které se rovnoměrně dělí. Čepem je vedeno mazivo, skrz vytvořené otvory, proto je násobena zatěžující sílu o koeficient rovný 1,3 (57). Tato výsledná síla $F_{\check{c}}$ (57) bude poté využita k výpočtu minimálního průměru čepu a dalších kontrolních výpočtů. Podpory náhradního modelu jsou umístěny na okraji šířky oka nosiče lopatky. Jejich vzdálenost $l_{\check{c}}$ (58) je rovna šířce ložiska v rameni $b_{\check{c}}$, maximální vůle pro vymezující podložky $v_{\check{c}}$ ($v_{\check{c}} = 2$ mm na každé straně) a šířce oka $s_{\check{c}}$ nosiče lopatky na každé straně. Protože jsou podpory vzdáleny o stejnou vzdálenost od zatěžující síly, každá přenáší polovinu hodnoty této síly. Dále pomocí náhradního schématu bude proveden návrh minimálního průměru čepu z maximálního ohybového napětí.

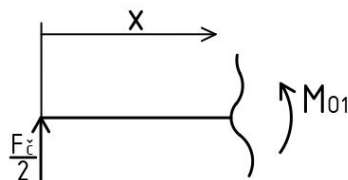


Obr. 36.: Síly působící na náhradní model čepu

$$F_{\check{c}} = F_{kl} \cdot 1,3 = 11\,971,943 \cdot 1,3 = 15\,563,525 \text{ N} \quad (57)$$

$$l_{\check{c}} = b_{\check{c}} + 2 \cdot v_{\check{c}} + 2 \cdot s_{\check{c}} = 30 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 20 = 74 \text{ mm} \quad (58)$$

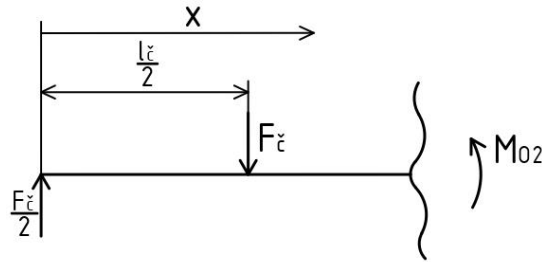
Maximální ohybový moment pomocí metody řezu je:



Obr. 37.: Metoda řezu první oblast

$$M_{o1}(x) = \frac{F_{\check{c}}}{2} \cdot x \quad x \in \left(0; \frac{l_{\check{c}}}{2}\right) \quad (59)$$

Na Obr. 37 je vzdálenost mezi první podporou a působištem zatěžující síly, odpovídající momentová rovnice je (59).



Obr. 38.: Metoda řezu druhá oblast

$$M_{o2}(x) = \frac{F_{\check{c}}}{2} \cdot x - F_{\check{c}} \cdot \left(x - \frac{l_{\check{c}}}{2}\right) \quad x \in \left(\frac{l_{\check{c}}}{2}; l_{\check{c}}\right) \quad (60)$$

Na Obr. 38 je vzdálenost mezi působištěm zatěžující síly a druhé podpory, odpovídající momentová rovnice je (60).

Z vyjádřených rovnic vychází že maximální ohybový moment čepu je v místě zátěžné síly (61).

$$M_{o \max} \left(\frac{l_{\check{c}}}{2}\right) = \frac{F_{\check{c}}}{2} \cdot \frac{l_{\check{c}}}{2} = \frac{15\,563,525}{2} \cdot \frac{74}{2} = 287\,925,217 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (61)$$

Vztah pro ohybové napětí je (62).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad [\text{MPa}] \quad (62)$$

Modul průřezu v ohybu pro kruhové těleso je (63).

$$W_{o \text{ kruh}} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad [\text{mm}^3] \quad (63)$$

Dovolené ohybové napětí σ_{Do} pro zakalený čep je uvažováno 105 MPa. [15]

Namáhán bude čep jen, když lopatka koná pohyb ve vodě a mimo ni se čep pohybuje bez velkého zatížení.

Z rovnice pro ohybové napětí (62), po dosazení vztahu modulu průřezu v ohybu (63), je vyjádřen minimální průměr čepu (64) a spočten.

$$d_{\check{c} \min} = \sqrt[3]{\frac{M_{o \max} \cdot 32}{\sigma_{Do} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{287\,925,217 \cdot 32}{105 \cdot \pi}} = 30,341 \text{ mm} \quad (64)$$

Je volen průměr čepu $d_{\check{c}} = 35 \text{ mm}$. Ten je nejbližší vyšší vnitřní průměr pro vyráběné kluzné ložisko od výrobce SKF.

Po dosazení zvoleného průměru čepu je maximální dosahované ohybové napětí rovno (65).

$$\sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{\frac{F_{\check{c}}}{2} \cdot \frac{l_{\check{c}}}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3} = \frac{\frac{15\,563,525}{2} \cdot \frac{74}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 35^3} = 68,403 \text{ MPa} \quad (65)$$

Kontrolu čepu na smyk je provedena v místě mezi dvěma součástmi, tzn. nosičem lopatky a ramenem. Je uvažován nejmenší průměr čepu a vyjádřena jeho plocha (66).

$$S_{\zeta} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} = 962,113 \text{ mm}^2 \quad (66)$$

Dovolené smykové napětí τ_D je 45 MPa pro zvolený materiál čepu a jeho způsob zatěžování. [15]

Zatěžující síla je uvažována zde jako polovina zátěžné síly jednoho čepu, protože druhá polovina síly směřuje opět do druhé podpory, druhého oka nosiče lopatky. Tudíž smykové napětí je rovno (67).

$$\tau = \frac{F_{\zeta}}{S_{\zeta}} = \frac{15\,563,525}{962,113} = 8,088 \text{ MPa} \leq \tau_D = 45 \text{ MPa} \quad (67)$$

Čep je kombinovaně namáhán na ohyb a smyk, proto bude provedena kontrola dle Energetické hypotézy (HMH) ($\alpha = \sqrt{3}$) na redukované napětí (68).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} \quad [\text{MPa}] \quad (68)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{68,403^2 + 3 \cdot 8,088^2} = 69,823 \text{ MPa}$$

Mez kluzu σ_{Kt} zvolené oceli je 390 MPa. [16]

Po dosažení (69) vychází bezpečnost větší než 1,75, což je minimální doporučená hranice pro kombinované namáhání, proto čep vyhovuje. [14]

$$k_{HMH} = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{390}{69,823} = 5,586 \quad (69)$$

Dále jsou kontrolovány na otláčení dvě plochy čepu. Maximální dovolený tlak p_D je uvažován 80 MPa pro materiál čepu a jeho způsob namáhání.

První kontrolovaná plocha je přilehlá k ramenům s kluzným pouzdrem, proto její plocha je rovna (70). Výsledný tlak při zatížení je (71).

$$S_{min} = b_{\zeta} \cdot d_{\zeta} = 30 \cdot 30 = 900 \text{ mm}^2 \quad (70)$$

$$p = \frac{F_{\zeta}}{S_{min}} = \frac{15\,563,525}{900} = 13,079 \text{ MPa} \leq p_D = 80 \text{ MPa} \quad (71)$$

Druhá plocha je přilehlá k oku nosiče lopatky, proto její plocha je rovna (72) a zátěžná síla opět poloviční. Výsledný tlak při zatížení je (73).

$$S_{min} = s_{\zeta} \cdot d_{\zeta} = 10 \cdot 30 = 300 \text{ mm}^2 \quad (72)$$

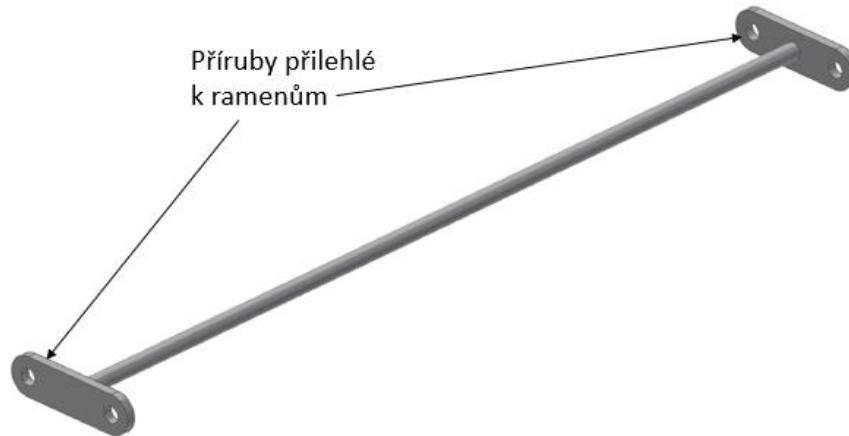
$$p = \frac{F_{\zeta}}{S_{min}} = \frac{15\,563,525}{300} = 11,117 \text{ MPa} \leq p_D = 80 \text{ MPa} \quad (73)$$

Oba dva výsledné tlaky jsou menší než maximální dovolený tlak, proto čep vyhovuje pevnostní podmínce na otláčení.

Čep vyhovuje všem uvažovaným požadavkům na jeho spolehlivý provoz.

6.7. Výztuha příčná

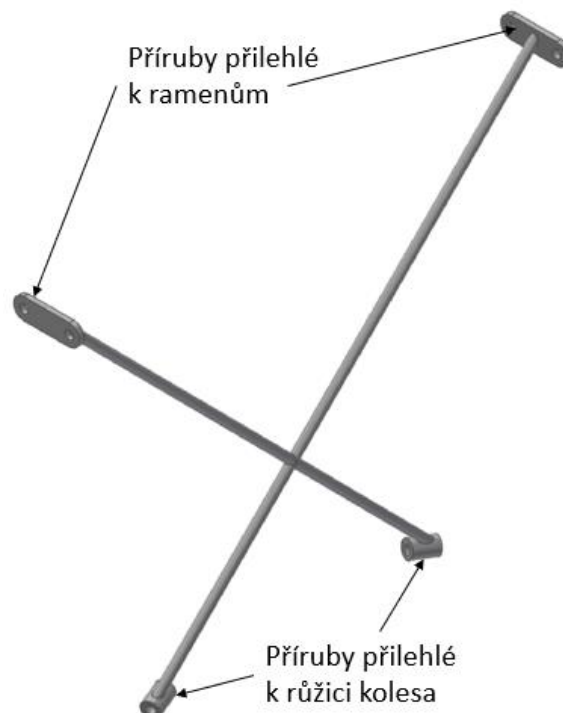
Příčné výztuhy (Obr. 39) slouží ke zpevnění konstrukce. Drží ramena při zatížení v požadované vzdálenosti od sebe a zamezují jejich nadměrnému příčnému posuvu. Jsou složeny z tyčového profilu $\varnothing 18$ mm, na kterém jsou navařeny příruby s otvory $\varnothing 18,5$ mm, sloužící k připevnění k ramenům s kruhovým věncem. Výztuha je zhotovena z oceli 11 373.



Obr. 39.: Výztuha příčná

6.8. Výztuha šikmá

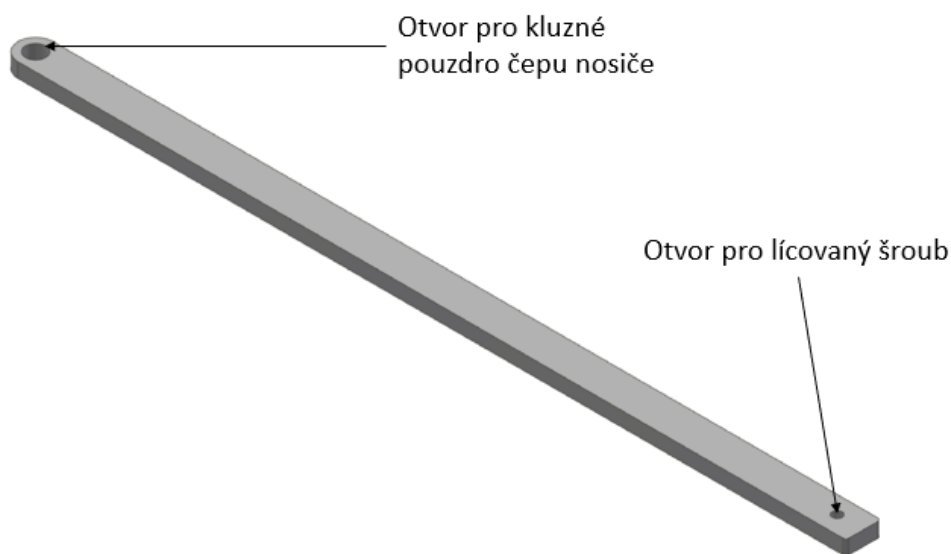
Šikmé výztuhy (Obr. 40) jsou dvě křížící se tyče sloužící opět ke zpevnění konstrukce. Zabraňují celkovému zhroucení konstrukce při zatížení například při zatáčení lodi. Jsou složeny z tyčových profilů $\varnothing 18$ mm navařených na příruby, které mají otvory $\varnothing 18,5$ mm k připevnění k ruzici kola a ramenům. Protože jejich přípojné rozměry jsou značně komplikované, je možné přizpůsobit jejich tvar i rozměry podle aktuálních montážních podmínek na místě. Výztuha je zhotovena z oceli 11 373.



Obr. 40.: Výztuha šikmá

6.9. Řídící táhlo

Řídící táhlo (Obr. 41) je obrobek z ploché tyče, kde je zhotoven otvor pro lícovaný šroub $\varnothing 17$ mm a otvor pro kluzné pouzdro $\varnothing 35$ mm. Řídící táhlo jedním koncem leží v zhotoveném vybrání výstředníku, ke kterému je pevně připevněno lícovaným šroubem ČSN 02 1111 M16x65 a druhým koncem je skrz otvor s nalisovaným kluzným pouzdem SKF PBM 253525 M1G1 pomocí čepu propojeno s nosičem lopatky. Účelem řídicího táhla je pomocí vnějšího nosiče lopatek natáčet lopatku a zároveň jako jediné z táhel slouží k přenosu točivého momentu z hlavního kola na výstředník, který pohybuje ostatními připevněnými natáčivými táhly. Materiál je zvolen ocel 11 600, z důvodů namáhání táhla na vzpěr.



Obr. 41.: Řídící táhlo

6.9.1. Vzpěr

Při zanořování a vynořování se řídicí táhlo dostává do polohy, kdy je zatěžováno tlakovou silou, proto je nutná jeho kontrola na vzpěr. Maximální dosahována tlaková síla je $F_p = 6\,309,005$ N.

Osový moment setrvačnosti pro těleso obdélníkového průřezu je (74). Rozměry prutu jsou výška $h_v = 60$ mm a šířka $b_v = 25$ mm.

$$J_x = \frac{1}{12} \cdot b_v^3 \cdot h_v = \frac{1}{12} \cdot 25^3 \cdot 60 = 78\,125 \text{ mm}^4 \quad (74)$$

Průřez řešeného prutu je (75).





$$S_3 = b_v \cdot h_v = 25 \cdot 60 = 1\,500 \text{ mm}^2 \quad (75)$$

Výsledný poloměr setrvačnosti je (76).

$$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{S_3}} = \sqrt{\frac{78\,125}{1\,500}} = 7,217 \text{ mm} \quad (76)$$

Vzpěrnou délku prutu $l_v = 1\,375$ mm je považována vzdálenost tyče od středu otvoru pro čep až k otvoru pro lícovaný šroub. Typ uložení by mohlo být uvažováno jako kombinace

druhého a třetího typu (Obr. 42), protože táhlo je připevněno pevně k výstředníku, ale ten zároveň umožňuje svou rotaci, protože je uložen na ose. Zvolen je druhý typ uložení, protože se jedná o více kritický přístup a tudíž součinitel vlivu uložení je $n = 1$.

	I.	II.	III.	IV.
Případ vzpěru				
n	$\frac{1}{4}$	1	~ 2	4
l_{red}	$2l$	l	$\sim 0,7l$	$0,5l$

Obr. 42.: Typy vzpěru a odpovídající součinitele vlivu uložení n [15]

Výsledný štíhlostní poměr prutu je (77).

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} = \frac{1\,375}{7,217} = 190,526 \quad (77)$$

Materiálové konstanty pro zvolenou konstrukční ocel jsou modul pružnosti $E = 2,06 \cdot 10^5$ MPa a mez úměrnosti $\sigma_U = 256$ MPa. [14]

Mezní štíhlostní poměr je roven (78).

$$\lambda_m = \sqrt{n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_U}} = \sqrt{1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{256}} = 89,118 \quad (78)$$

Jelikož je výsledný štíhlostní poměr větší než mezní štíhlostní poměr, budu provedena kontrolu podle Eulera.

Kritické síla podle Eulera je dána (79).

$$F_{kr} = \frac{n \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_x}{l_v^2} = \frac{1 \cdot \pi^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 78\,125}{1\,375^2} = 84\,013,99 \text{ N} \quad (79)$$

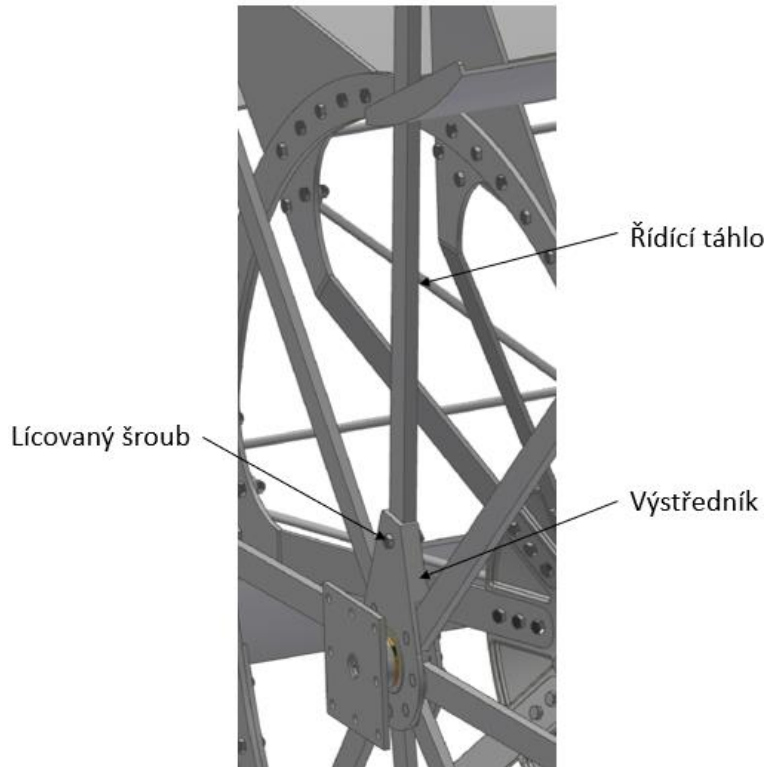
Stanovení bezpečnosti ve vzpěru k_v (80).

$$k_v = \frac{F_{kr}}{F_p} = \frac{84\,013,99}{6\,309,005} = 13,317 \geq k_{vmin} = 3,5 \quad (80)$$

Výsledná bezpečnost je větší než nejmenší dovolená bezpečnost pro vzpěr v Eulerově oblasti, tudíž při zanořování a vynořování lopatky nedojde u prutu k ztrátě jeho stability.

6.9.2. Lícovaný šroub

Lícovaný šroub propojují pevně řídicí táhlo k výstředníku (Obr. 43). Působí-li síla tlaková nebo tahová na řídicí táhlo, tak tato síla prochází přes uvedený lícovaný šroub, proto je nutná jeho kontrola.



Obr. 43.: Detail umístění lícovaného šroubu

Jako zatěžující síla je považována stejná, jako při kontrole řídicího táhla na vzpěr, protože je to i maximální působící síla na prut. Byl zvolen jeden lícovaný šroub ČSN 02 1111 M16x65.

Nejdříve bude provedena jeho kontrola na smyk (81). Dovolené smykové napětí τ_D je rovno 50 MPa, i je počet šroubů a d_s je průměr na který je šroub lícován. [17]

$$\tau = \frac{F}{i \cdot S} = \frac{F_p}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \leq \tau_D \quad [\text{MPa}] \quad (81)$$

$$\tau = \frac{6\,309,005}{1 \cdot \frac{\pi \cdot 17^2}{4}} = 27,795 \text{ MPa} \leq \tau_D = 50 \text{ MPa}$$

Dále bude provedena kontrola na otláčení (82), maximální dovolený tlak p_D šroubu je roven 120 MPa. [17]

Zatěžovaná plocha je ta s menším dotykem lícovaného šroubu a součásti, b_{min} je výška této plochy.

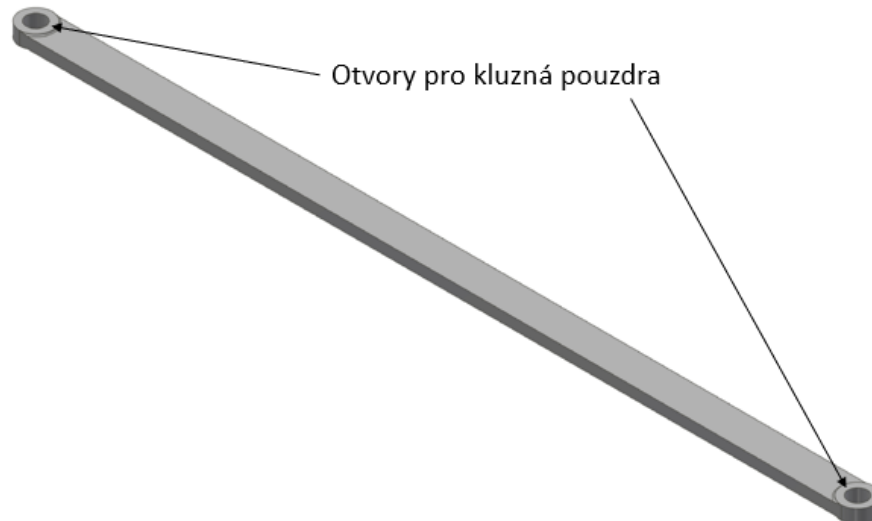
$$p = \frac{F_p}{i \cdot d_s \cdot b_{min}} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (82)$$

$$p = \frac{6\,309,005}{2 \cdot 17 \cdot 11} = 33,738 \text{ MPa} \leq p_D = 120 \text{ MPa}$$

Lícovaný šroub vyhovuje při pevnostní kontrole na smyk a otláčení. Dále z výsledků je možné usuzovat, že pokud by došlo k nepřiměřeně velkému zatížení, lícovaný šroub by fungoval jako pojistka, protože by došlo k jeho přetržení dřív, než-li by došlo k ztrátě stability tyče při vzpěru.

6.10. Natáčivé táhlo

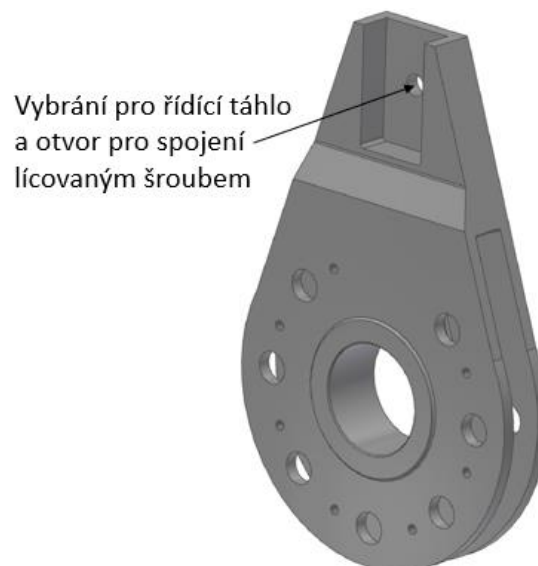
Natáčivá táhla (Obr. 44) jsou obrobky z ploché tyče, na obou koncích jsou zhotoveny otvory $\varnothing 35$ mm pro kluzné pouzdro. Na jednom konci je v něm nalisované ložisko SKF PBM 253525 M1G1 sloužící k propojení s nosičem lopatky pomocí čepu nosiče lopatky a na druhém konci je nalisované ložisko SKF PBM 253525 M1G1 sloužící k spojení s výstředníkem pomocí čepu výstředníku. Natáčivá táhla se pomocí poháněného výstředníku pohybují a přes nosič lopatky natáčí zbylé lopatek. Materiál táhla je ocel 11 600, protože je uvažováno podobné zatížení jako u řídicího táhla.



Obr. 44.: Natáčivé táhlo

6.11. Výstředník

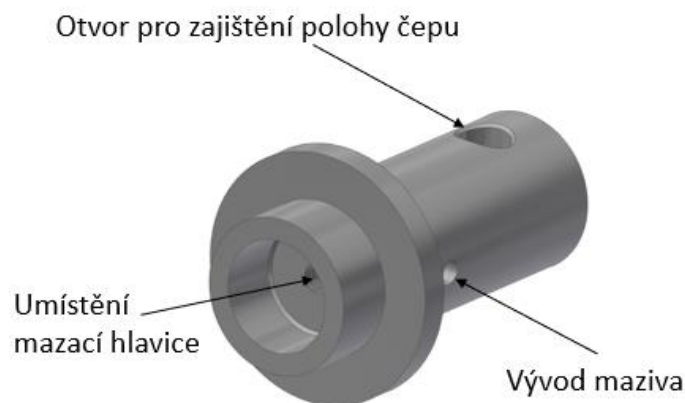
Výstředník (Obr. 45) je doobrobený odlitek z litiny sloužící k ustavení všech táhel a umožnění jejich pohybu podle otáček hlavního kola. Do středu výstředníku je nalisováno ložisko SKF PBMF 708560 M1G1, pomocí kterého výstředník leží na ose výstředníku a otáčí se. Materiálem výstředníku je litina 42 2420, která se vyznačuje svojí dobrou obrobiteľností.



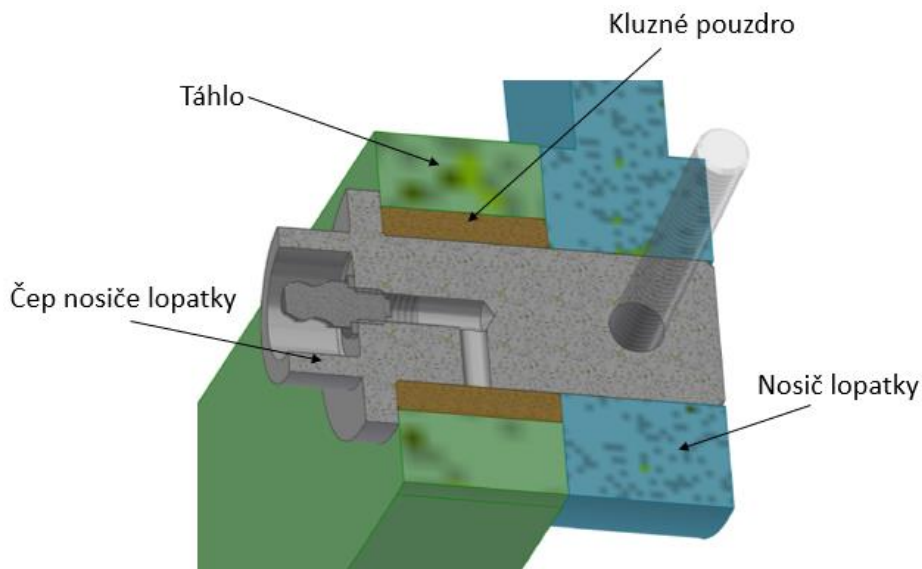
Obr. 45.: Výstředník

6.12. Čep nosiče lopatky

Čep (Obr. 46) $\varnothing 25$ mm propojuje nosiče lopatky a táhla (Obr. 47). V táhlech je kluzné pouzdro pro umožnění natáčení čepu. Proti případnému vypadnutí je čep z jedné strany opatřen přírubou a na druhé straně je zajištěn otvorem $\varnothing 8,4$ mm přes nosič lopatky pomocí šroubového spoje. Ten také slouží pro zamezení protáčení čepu v nosiči lopatky, kde není kluzné pouzdro. Mazání kluzného pouzdra je zajištěno vyvrtaným otvorem $\varnothing 4$ mm v čepu vyvedeným do prostoru pouzdra. Maznička se připojí na kulovou mazací hlavici, která je umístěna ve vybraní čepu. Čep je zhotoven z oceli 12 050 a dále povrchově zakalen.



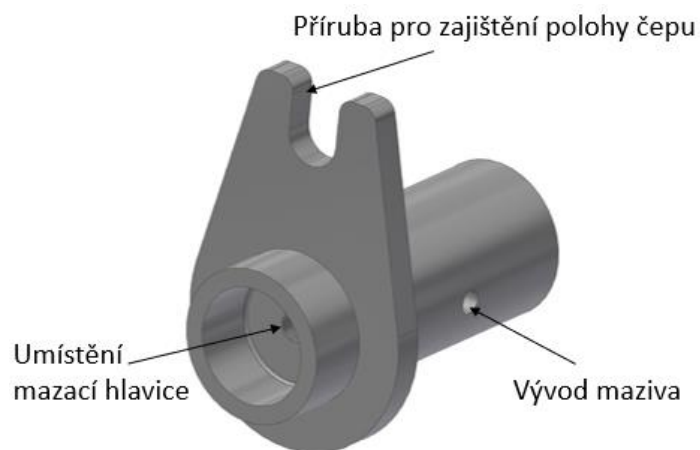
Obr. 46.: Čep nosiče lopatky



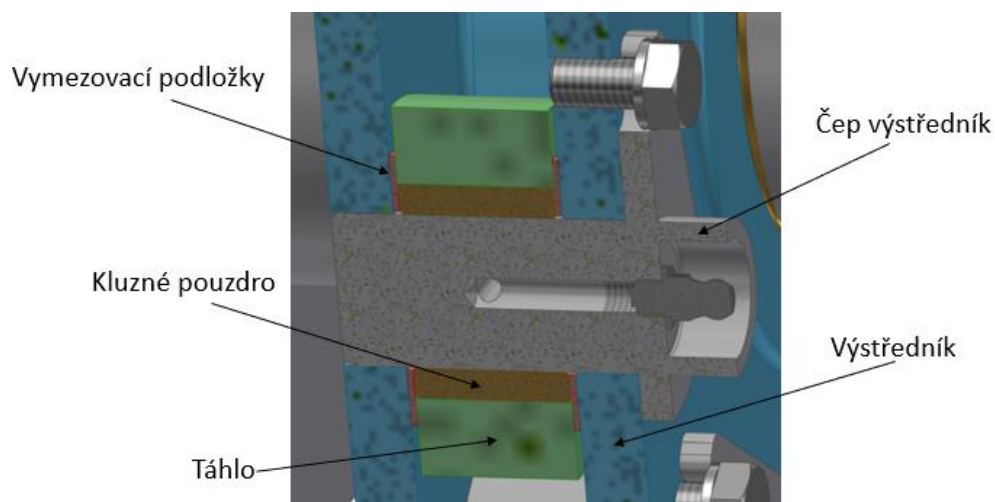
Obr. 47.: Čep nosiče lopatky spojující nosiče lopatky a táhla

6.13. Čep výstředníku

Čep (Obr. 48) $\varnothing 25$ mm propojuje natáčivá táhla s výstředníkem (Obr.49). V natáčivých táhlech je kluzné pouzdro pro umožnění natáčení čepu. Proti případnému vypadnutí je čep z jedné strany opatřen přírubou s otvorem, pomocí které je šroubem připevněn do výstředníku a tím je také zamezeno jeho protáčení ve výstředníku, kde není kluzné pouzdro. Mezi výstředníkem a natáčivým táhlem je na průměru čepu umístěna na každé straně jedna vymezující podložka. Pomocí jejich umístění, buď obou na jedné straně nebo po jedné na každé straně, je možné vymezení malých možných nepřesností ve výrobě. Mazání kluzného pouzdra je zajištěno vyvrtaným otvorem $\varnothing 4$ mm v čepu vyvedeným do prostoru pouzdra. Maznička se připojuje na kulovou mazací hlavici, která je umístěna ve vybraní čepu. Čep je zhotoven z oceli 12 050 a dále povrchově zakalen.



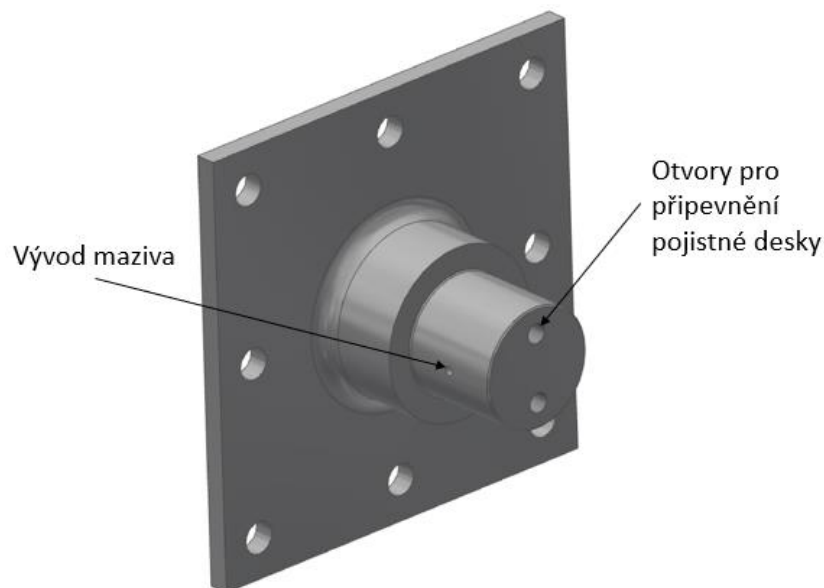
Obr. 48.: Čep výstředníku



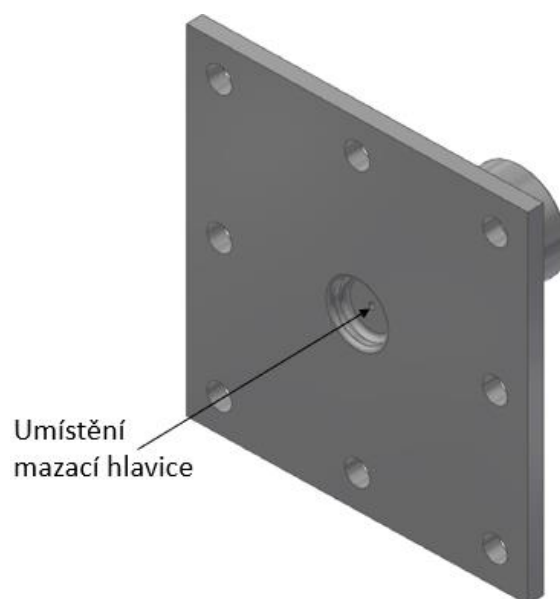
Obr. 49.: Čep výstředníku spojující natáčivá táhla s výstředníkem

6.14. Osa výstředníku

Osa výstředníku (Obr. 50 a Obr. 51) je svařenec umožňující na $\varnothing 70$ mm otáčení výstředníku s kluzným ložiskem a pomocí příruby je připojena k rámu kolesnice na trupu lodi. Výstředník se na osu přirazí z jedné straně k odsazení. Na druhé straně je umístěna pojistná deska, která jej nesvídá (je zde vůle), ale pouze zamezuje jeho možnému vypadnutí při neočekávané poruše. Pro vymezení především umístění výstředníku na této ose, je možné mezi přípojnou přírubu a rám kolesnice vkládat vymezuující podložky. Mazání ložiska je umožněno pomocí kulové mazací hlavice, která navazuje na vyvrtaný otvor $\varnothing 5$ mm skrz hřídel vyúsťující pod kluzné ložisko výstředníku. Osa výstředníku je zhotovena z oceli 11 373.



Obr. 50.: Osa výstředníku



Obr. 51.: Osa výstředníku, pohled z druhé strany

6.15. Příslušenství

6.15.1. Šroubové spoje

Pro většinu šroubových spojů jsou voleny šrouby velikosti M16 a příslušenství s pozinkováním, aby odolávaly neustálému smáčení ve vodě, práci ve vlhkém prostředí a bylo možné šroubové spoje při případné opravě zařízení bez větších problémů rozmontovat.

6.15.2. Mazivo a mazací interval

Plastický tuk pro mazání kluzných pouzder je volen Moris K99 Water resistant grease (Příloha 4.). Výrobce je udávána voděodolnost mazacího tuku, určen především pro kluzná pouzdra/ložiska pro námořní aplikaci v vlhkém prostředí. Je doporučeno přimazávat po každém pracovním dni (cca 16. hodinách), popřípadě jsou-li podmínky nepříznivé nebo zařízení opotřebované, mazací interval adekvátně zkrátit, mazat častěji.

6.15.3. Nátěr

Nátěr slouží jako konzervace kovových povrchových částí proti povětrnostním podmínkám a zvýšenému šíření koroze, vlivem smáčení ve vodě. Je zvolen nátěr Hostagrund Prim 3v1 základní i vrchní barva na kov S2177 (Příloha 5.). Nátěr dle výrobce je samozákladující, vyniká dlouhodobou účinností proti povětrnostním vlivům, bariérovou antikorozi ochranou a dlouhou životností.

7. Sestava rekonstruovaného kola

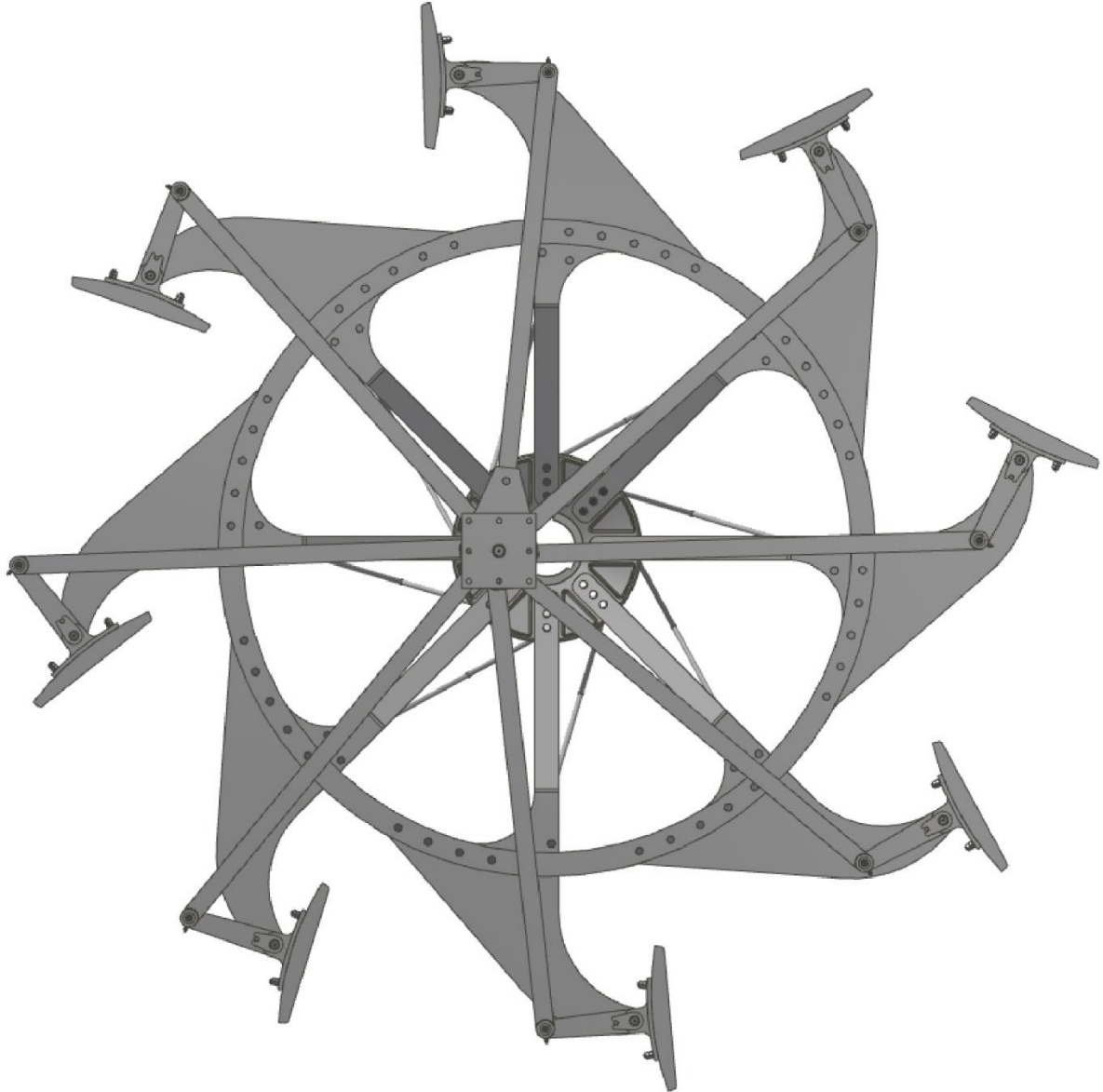
7.1. Sestavení a instalace kola

Nejprve jsou na růžici kola připevněna pomocí šroubových spojů ramena s již nalisovanými kluznými ložisky. Ramena na každé straně jsou spojena opět šroubovými spoji s kruhovým věncem. Věncem směřuje ven z konstrukce. Mezi ramena se připevní příčné výztuhy a poté se mezi ramena a růžici kola připevní šikmé výztuhy. Jednotlivé lopatky se spojí s párem nosičů lopatek pomocí šroubů, poté se vsadí do prostoru ramen a připojí ke konstrukci pomocí lopatkových čepů, které budou zajištěny korunovou maticí se závlačkou. Pod její podložkou je uložena distanční podložka a mezi ramenem a nosičem lopatky jsou na čepovém průměru, případně dle nutnosti, vloženy vymežovací podložky. Vnější nosiče lopatek se propojí s táhly s již nalisovanými kluznými pouzdry (jedno řídicí a sedm natáčivých) pomocí čepu nosičů lopatek a zajistí se jejich pohyb pomocí šroubového spoje v otvoru čepu a vnějšího nosiče lopatky. Druhý konec řídicího táhla se umístí do vybrání ve výstředníku a propojí se s ním lícovaným šroubem, zajištěným korunovou maticí se závlačkou. Ostatní natáčivá táhla se propojí s výstředníkem pomocí čepu. Uvolnění čepů se zamezí přichycením přes přírubu do výstředníku šroubem. Mezi natáčivými táhly a výstředníkem jsou umístěny vymežovací podložky dle potřeby. Výstředník s nalisovaným pouzdrem se nasune na osu výstředníku a zajistí proti uvolnění pomocí pojistné desky s šrouby. Na připravená místa na čepech a ose výstředníku se přišroubují mazací hlavice s těsnící podložkou a přes ně se pomocí mazničky aplikuje plastické mazivo.

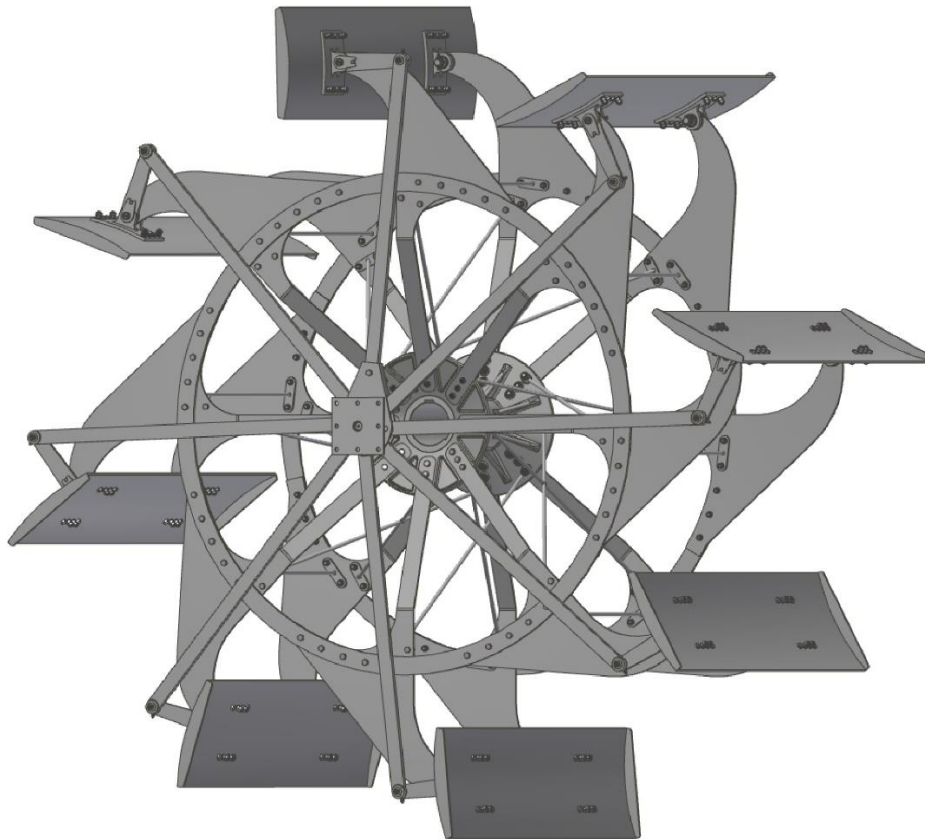
Sestavení kola může probíhat mimo nebo až na plavidle, ale vždy je nutné, aby rám kolesnice, ke kterému je připevněna osa výstředníku, byl odmontovatelný. Je to z toho důvodu, aby růžice kola byla snadno nasunutelná na hnací hřídel kola.

7.2. Vizualizace celkového 3D modelu

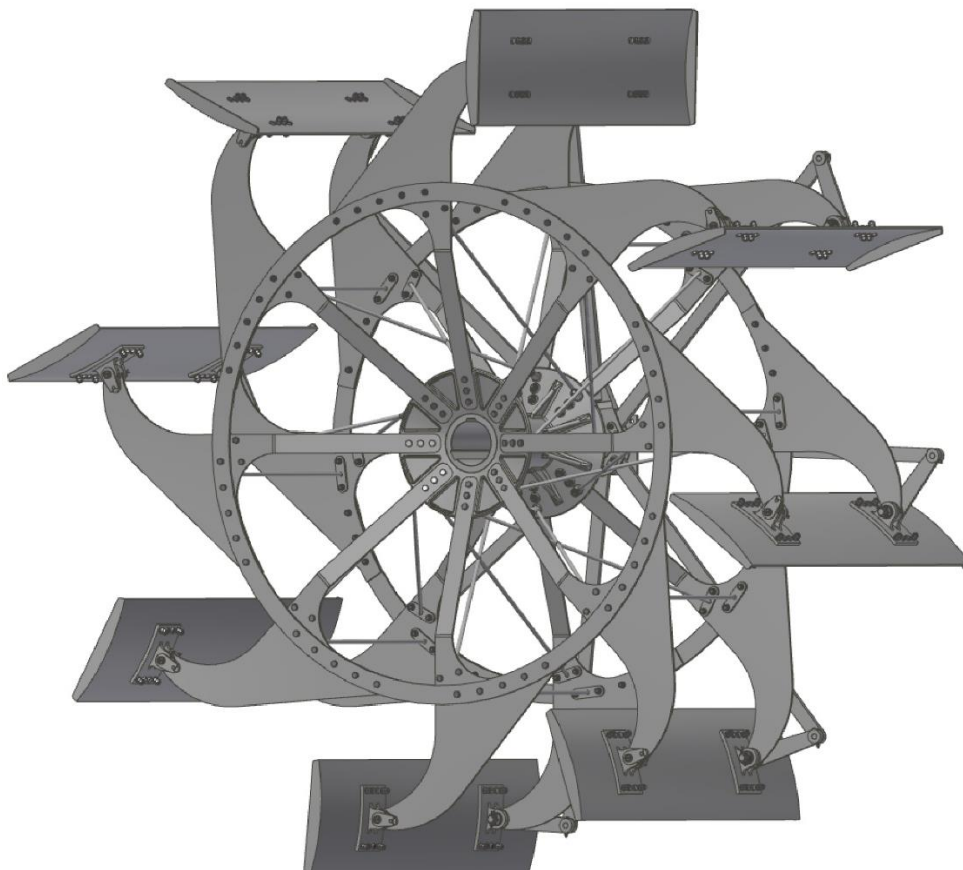
Na Obr. 52, Obr. 53 a Obr. 54 je zobrazena sestava výsledného 3D modelu natáčivého lopatkového kola zkonstruovaného v program Autodesk Inventor.



Obr. 52.: Lopatkové natáčivé kolese při pohledu z boku



Obr. 53.: Lopatkové natáčivé koleso směrem od výstředníku



Obr. 54.: Lopatkové natáčivé koleso směrem od lodí

8. Závěr

V úvodní kapitole byly vytyčeny hlavní cíle práce.

V druhé kapitole se práce zabývá především historií vývoje lopatkových koles. Popisy vynálezů s cílem o nalezení co možná nejjednoduššího mechanismu, který by zajišťoval plynulejší záběr lopatek ve vodě, především jejich zanořování a vynořování, tak aby nedocházelo k plýtvání energie. Dále je zde popsáno natáčivé lopatkové koleso, které bylo hojně rozšířeno v praxi. Dopodrobna je rozebíráno a poukazováno na přednosti tohoto typického kolesa.

V třetí kapitole jsou popsány dobové výpočetní vztahy pro lopatkové koleso, které byly nutné převést z imperiálních jednotek na metrické, aniž by ztratily stejnou funkci a přitom korespondovaly s celou prací, která je vedena v metrických jednotkách. Většina čerpaných informací v této a předchozí kapitole vychází z anglicky psané dobové literatury (jako jsou encyklopedie vynálezů a publikace strojních inovací).

Čtvrtá kapitola pojednává o volbě parametrů pro zvolené rekonstruované natáčivé lopatkové koleso na plavidle, které kotví na Vltavě v Praze u Železničního mostu na Výtoni. Obsahuje i základní výpočty a zkoušku aplikace dobových vzorců na konkrétní řešené koleso.

V páté kapitole je vytvořeno zjednodušení a uvolnění mechanismu s cílem získání co nejvíce odpovídajících hodnot reakcí v určených bodech. Samotné nalezení síly působící proti pohybu lopatky ve vodě může být značně komplikované. Mohlo by být tématem další samostatné práce. Proto bylo zvoleno zjednodušení, protože cílem práce nebylo najít ideální popsání odporové síly působící na lopatku pod vodou, ale cílem byla konstrukce samotného natáčivého lopatkového kolesa.

V šesté kapitole je postupně popsána volba součástek směrem od růžice kolesa až k výstředníku. Vybrané podstatné konstrukční uzly jsou doplněny výpočty dimenzování. Největší důraz byl směřován na čepové spoje součástí. Tyto poznatky mají opodstatnění v dalších konstrukčních oblastech například zemědělské a stavební techniky.

Sedmá kapitola slouží k znázornění výsledné vytvořené sestavy zrekonstruovaného lopatkového kolesa v 3D programu Inventor a popis sestavení takového kolesa.

Tato práce může být užitečná jako průvodce pro pochopení funkce a konstrukčního zhotovení lopatkového natáčivého kolesa pro pohon lodí. Výsledky uvedené zde v práci, mohou být dobrým základem pro řešení navazující problematiky s provozem lopatkových koles, zejména rekonstruovaných, kde vzniká celá řada požadavků na jejich spolehlivý provoz.

Seznam zkratek a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
A	Matice soustavy	[-]
A_x	Poloha bodu A ve vodorovném směru, osy x	[m]
A_y	Poloha bodu A ve svislém směru, osy y	[m]
$A_{y\max}$	Maximální poloha bodu A ve svislém směru, osy y	[m]
$A_{y\min}$	Minimální poloha bodu A ve svislém směru, osy y	[m]
B_x	Poloha bodu B ve vodorovném směru, osy x	[m]
B_{x1}	První možná poloha bodu B ve vodorovném směru, osy x	[m]
B_{x2}	Druhá možná poloha bodu B ve vodorovném směru, osy x	[m]
B_y	Poloha bodu B ve svislém směru, osy y	[m]
B_{y1}	První možná poloha bodu B ve svislém směru, osy y	[m]
B_{y2}	Druhá možná poloha bodu B ve svislém směru, osy y	[m]
C	Multiplikátor dle typu plavidla	[-]
$D_{\check{c}}$	Čepový průměr kola	[m]
$D_{\check{c}\text{dop}}$	Doporučený čepový průměr kola	[m]
$D_{\check{s}}$	Průměr lodního šroubu	[m]
D_x	Excentricita výstředníku v ose x	[m]
D_y	Excentricita výstředníku v ose y	[m]
E	Modul pružnosti	[MPa]
F	Zatěžující síla	[N]
F_{kl}	Zatěžující síla na kluzné pouzdro	[N]
F_{kr}	Kritická síla ve vzpěru	[N]
F_l	Působící síla na lopatku	[N]
F_{lx}	Působící síla na lopatku ve vodorovném směru, osy x	[N]
F_{ly}	Působící síla na lopatku ve svislém směru, osy y	[N]
F_m	Síla od motoru	[N]
F_p	Síla na prut	[N]
G_2	Tíha tělesa 2	[N]
G_3	Tíha tělesa 3	[N]
G_4	Tíha tělesa 4	[N]
H	Stoupání listů lodní šroubu	[m]
J_x	Osový moment setrvačnosti	[mm ⁴]
K	Vzdálenost síly na lopatku od středu lopatky	[M]
L	Délka řídicího táhla	[m]
M	Působíště tíhy tělesa 4	[m]
M_h	Hnací točivý moment	[N.m]
M_k	Kroutící moment	[N.m]
M_m	Točivý moment motoru	[N.m]
M_o	Ohybový moment	[N.mm]
$M_{o\max}$	Maximální ohybový moment	[N.mm]
$M_{o1}(x)$	Ohybový moment pro první oblast	[N.mm]
$M_{o2}(x)$	Ohybový moment pro druhou oblast	[N.mm]
N	Působíště tíhy tělesa 3	[m]
O	Přesah nosiče lopatky	[m]
P	Délka nosiče lopatky mezi čepy	[m]
P_{dop}	Doporučený výkon motoru	[kW]
P_m	Výkon motoru	[kW]
R_A	Celková velikost reakce v bodě A	[N]
R_{Ax}	Reakce v bodě A ve vodorovném směru, osy x	[N]
R_{Ay}	Reakce v bodě A ve svislém směru, osy y	[N]



R_B	Celková velikost reakce v bodě B	[N]
R_{Bx}	Reakce v bodě B ve vodorovném směru, osy x	[N]
R_{By}	Reakce v bodě B ve svislém směru, osy y	[N]
$R_{\check{c}}$	Čepový poloměr	[m]
R_E	Celková velikost reakce v bodě E	[N]
R_{Ex}	Reakce v bodě E ve vodorovném směru, osy x	[N]
R_{Ey}	Reakce v bodě E ve svislém směru, osy y	[N]
R_S	Celková velikost reakce v bodě S	[N]
R_{Sx}	Reakce v bodě S ve vodorovném směru, osy x	[N]
R_{Sy}	Reakce v bodě S ve svislém směru, osy y	[N]
S	Průřez tělesa	[mm ²]
$S_{\check{c}}$	Průřez čepu	[mm ²]
S_l	Plocha lopatky	[m ²]
$S_{l\ dop}$	Doporučená plocha lopatky	[m ²]
S_{min}	Minimální dotyková plocha	[mm ²]
S_p	Smáčený povrch plavidla	[m ²]
S_{ξ}	Plocha lodního šroubu	[m ²]
S_3	Průřez prutu	[mm ²]
W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
$W_{o\ kruh}$	Průřezový modul v ohybu pro kruh	[mm ³]
b	Matice pravých stran	[-]
$b_{\check{c}}$	Délka čepu v bočnici	[mm]
b_l	Šířka lopatky	[m]
b_{ld}	Doporučená šířka lopatky	[m]
b_{min}	Minimální výška lícovaného šroubu v materiálu	[mm]
b_p	Šířka pera	[mm]
b_v	Šířka prutu	[mm]
d	Průměr tělesa	[mm]
$d_{\check{c}}$	Průměr čepu	[mm]
$d_{\check{c}\ min}$	Průměr čepu minimální	[mm]
d_h	Průměr hnací hřídele	[mm]
$d_{h\ min}$	Minimální průměr hnací hřídele	[mm]
d_{kl}	Vnitřní průměr kluzného ložiska	[mm]
d_{ξ}	Průměr lícování lícovaného šroubu	[mm]
h	Výška tělesa	[mm]
h_p	Výška pera	[mm]
h_v	Výška prutu	[mm]
i	Počet	[-]
i_s	Počet stupňů volnosti	[-]
i_x	Poloměr setrvačnosti	[mm]
k	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_{HMH}	Bezpečnost dle energetické (HMH) metody	[-]
k_v	Bezpečnosti ve vzpěru	[-]
$k_{v\ min}$	Minimální bezpečnost ve vzpěru	[-]
l_{ap}	Funkční délka pera	[mm]
$l_{\check{c}}$	Zatěžovaná délka čepu	[mm]
l_{kl}	Délka/šířka kluzného ložiska	[mm]
l_l	Délka lopatky	[m]
l_p	Délka pera	[mm]
l_{red}	Redukovaná vzpěrná délka prutu	[mm]
l_v	Vzpěrná délka prutu	[mm]



n	Konstanta, charakterizující způsob uložení prutu	[-]
n_l	Počet lopatek	[m]
$n_{l\ dop}$	Doporučený počet lopatek	[-]
n_m	Otáčky motoru	[ot/min]
n_t	Počet těles včetně rámu	[-]
o	Počet obecných vazeb	[-]
p	Tlak	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
p_v	Počet posuvných vazeb	[-]
r	Počet rotačních vazeb	[-]
s	Skluz, zrychlení vody	[m/s]
$s_č$	Délka čepu v oku stem leveru	[mm]
s_p	Procento skluzu	[%]
t	Počet vetknutí	[-]
t_p	Hloubka drážky pro pero v hřídéli	[mm]
t_{p1}	Hloubka drážky pro pero v náboji	[mm]
v	Počet valivých vazeb	[-]
$v_č$	Vůle mezi bočnicí a okem stem leveru	[mm]
v_o	Obvodová rychlost lopatkového kola	[m/s]
v_p	Rychlost plavidla	[m/s]
x	Maticе neznámých	[-]
α	Úhel natočení kola	[°]
β	Úhel natočení tělesa 3	[°]
γ	Úhel natočení tělesa 4	[°]
λ	Štíhlostní poměr	[-]
λ_m	Mezní štíhlostní poměr	[-]
σ_{Do}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Kt}	Mez kluzu	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_u	Mez úměrnosti	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
τ_D	Dovolené smykové napětí	[MPa]
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
ω	Úhlová rychlost	[rad/s]
$\sum_{i=1}^n S_n$	Suma ploch plavidla smáčených ve vodě	[m ²]

Seznam použité literatury

- [1] CHAMBER. Chambers's encyclopaedia a dictionary of universal knowledge for the people. Revised edition, vol. VII, London: W. and R. Chambers 47 paternoster row and high street edinburgh, 1884
- [2] LARDNER, Dionysius; D.C.L. F.R.S.. The steam engine explained and illustrated; with an account of its invention and progressive improvement, and its application to navigation and railways. Seventh edition, London: printed for taylor and walton, 28. upper gower street., 1840
- [3] H. KNIGHT, Edward. Knight's american mechanical dictionary, a description of tools, instruments, machines, processes, and engineering; history of inventions; general technological vocabulary; and digest of mechanical appliances in science and the arts. Volume II., Boston: Houghton, Mifflin and company, 1882
- [4] HERBERT, Luke. The engineer's and mechanic's encyclopaedia, comprehending practical illustrations of the machinery and processes employed in every description of manufacture of the british empire. Vol. II., London: Thomas Kelly, 17, Paternoster row, 1849
- [5] JANDA, Miloš. Základní konstrukce plavidel. Mare-Czech, 2019, ISBN 978-80-86930-97-8
- [6] APPLETON, D. Appleton's cyclopaedia of applied mechanics: a dictionary of mechanical engineering and the mechanical arts. Vol. II, New York: D. Appleton and company, 1880
- [7] MACQUORN RANKINE, William John. A manual of machinery and millwork. Seventh edition, thoroughly revised, London: Charles Griffin & company, limited, exeter street, strand, 1893
- [8] M. WHITMAN, Jay; M.E.; C.E. Steam-engine design, For the use of mechanical engineers students, and draughtsmen. Third edition, revisited, New York: John Wiley & Sons 58 east tenth street., 1891
- [9] SENNETT, Richard; J. ORAM, Sir Henry; K.C.B. The marine steam engine a treatise for the engineering students young engineers, and officers of the royal navy and mercantile marine. Eleventh edition, Longmans, Green, and co. 39 Paternoster row, London, New York, Bombay, and Calcutta, 1918
- [10] HUBERT, Miroslav; BOR, Michael. Osobní lodě na Vltavě 1865-1985. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1985, ISBN 31-012-85
- [11] BALCAR, Pavel. „Zadokoláky“ Fenomén pro Labe: kolesový remorkér poháněný naftovým motorem. Mare-Czech, 2020, ISBN 978-80-88215-52-3



- [12] KENT, William; A.M.; M.E. The mechanical engineer's pocket-book, A reference-book of rules, tables, data, and formulae, for the use of engineers, mechanics, and students. Seventh edition, revised and enlarged, New York: John Wiley & Sons. London: Chapman & Hall, limited, 1907
- [13] Norma. ČSN 01 4990:1988 „Válcové konce hřídelů“
- [14] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: Spoje a části spojovací, Vyd. 2., Praha: Vydavatelství ČVUT, 2008, ISBN 80-01-02533-0
- [15] BOLEK, Alfred; KOCHMAN Josef a kol. ČÁSTI STROJŮ 1. svazek, paté, přepracované vydání, Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989, ISBN 80-03-00046-7
- [16] ČSN 12050 - ocel k zušlechťování: CZ Ferro Steel [online]. [cit. 2023-06-22]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-12050.pdf>
- [17] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; ZÝMA, Jiří. Projekt – III. Ročník, Vyd 2., Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, ISBN 80-01-03205-1

Seznam obrázků

Obr. 1.: Lopatkové koleso běžné konstrukce [1].....	2
Obr. 2.: Dawsonovo lopatkové koleso [3]	4
Obr. 3.: Dawsonovy stěrače s profily nakloněných rovin [3]	4
Obr. 4.: Buchananovo paralelní lopatkové koleso [4]	5
Obr. 5.: Perkinsovo veslovací koleso na lodi [4].....	5
Obr. 6.: Detail Perkinsonova veslovacího koleso [4]	5
Obr. 7.: Gemmelovo lopatkové koleso [4]	6
Obr. 8.: Oldhamovo lopatkové koleso [4]	6
Obr. 9.: Natáčivé lopatkové koleso s očíslováním součástí [5]	7
Obr. 10.: Morganovo natáčivé lopatkové koleso [2].....	8
Obr. 11.: Natáčivé lopatkové koleso z roku 1877 [6]	9
Obr. 12.: Pohyb lopatek v natáčivém lopatkovém kolese [7]	10
Obr. 13.: Náčrt rozměrů smáčeného povrchu plavidla U.S.S. Galena (rozměry v stopách) [8]	13
Obr. 14.: Rekonstruované natáčivé lopatkové koleso plavidla kotvícího na Výtoni v Praze	15
Obr. 15.: Navržená geometrie kolesa (rozměry v mm).....	19
Obr. 16.: Vzdálenosti jednotlivých částí zjednodušené konstrukce.....	20
Obr. 17.: Detail vzdálenosti středů.....	20
Obr. 18.: Znázornění pro uvolnění sestavy	21
Obr. 19.: Uvolnění druhého tělesa.....	22
Obr. 20.: Uvolnění třetího tělesa.....	22
Obr. 21.: Uvolnění čtvrtého tělesa	23
Obr. 22.: Poloha bodu B	26
Obr. 23.: Velikosti úhlu α pro počátek a konec zanořování/vynořování lopatek.....	27
Obr. 24.: Znázornění posunu síly F_1 při zanořování a vynořování	28
Obr. 25.: Graf výsledného průběhu celkových reakcí a momentu v rozmezí úhlu α od 0° do 360°	30
Obr. 26.: Růžice kolesa	31
Obr. 27.: Znázornění per na hřídeli	32
Obr. 28.: Vnější a vnitřní rameno	33
Obr. 29.: Detail kluzného ložiska v rameni.....	34
Obr. 30.: Kruhový věnec.....	35
Obr. 31.: Lopatka	35
Obr. 32.: Vnější a vnitřní nosič lopatky	36
Obr. 33.: Vnitřní a vnější nosič lopatky	36
Obr. 34.: Čep lopatky.....	37
Obr. 35.: Čep lopatky spojující rameno s nosičem lopatky	37
Obr. 36.: Síly působící na náhradní model čepu.....	38
Obr. 37.: Metoda řezu první oblast.....	38
Obr. 38.: Metoda řezu druhá oblast.....	39
Obr. 39.: Výztuha příčná.....	41
Obr. 40.: Výztuha šikmá	41
Obr. 41.: Řídící táhlo.....	42
Obr. 42.: Typy vzpěru a odpovídající součinitele vlivu uložení n [15]	43
Obr. 43.: Detail umístění lícovaného šroubu	44
Obr. 44.: Natáčivé táhlo	45
Obr. 45.: Výstředník	45
Obr. 46.: Čep nosiče lopatky	46
Obr. 47.: Čep nosiče lopatky spojující nosiče lopatky a táhla	46



Obr. 48.: Čep výstředníku.....	47
Obr. 49.: Čep výstředníku spojující natáčivá táhla s výstředníkem.....	47
Obr. 50.: Osa výstředníku.....	48
Obr. 51.: Osa výstředníku, pohled z druhé strany.....	48
Obr. 52.: Lopatkové natáčivé kolese při pohledu z boku.....	51
Obr. 53.: Lopatkové natáčivé koleso směrem od výstředníku.....	52
Obr. 54.: Lopatkové natáčivé koleso směrem od lodí.....	52

Seznam tabulek

Tab. 1.: Parametry zvoleného kola a plavidla [10]	16
Tab. 2.: Změřené velikosti parametrů lodí	17
Tab. 3.: Parametry pro rekonstrukci zvoleného kola.....	18
Tab. 4.: Parametry konstrukčních částí kola.....	20
Tab. 5.: Hodnoty tíhy jednotlivých těles G.....	23
Tab. 6.: Hodnoty bodů B_x a B_y závislé na vstupním úhlu α	25
Tab. 7.: Změna síly F v závislosti na souřadnici α a A_y	27
Tab. 8.: Tabulka výsledných neznámých pro znázorněný úhel $\alpha = 260^\circ$	29
Tab. 9.: Tabulka výsledných celkových reakcí a momentu pro znázorněný úhel $\alpha = 260^\circ$	30
Tab. 10.: Parametry per	32

Seznam příloh

Příloha 1.:	Natáčivé lopatkové koleso – Výkres sestavy – BP-01-00
Příloha 2.:	Natáčivé lopatkové koleso – Kusovník – BP-01-00K
Příloha 3.:	Katalog kluzných pouzder SKF
Příloha 4.:	Produktový list Morris K99 Water resistant grease
Příloha 5.:	Produktový list Hostagrund Prim 3v1 základní i vrchní barva na kov

Příloha 3.: Katalog kluzných pouzder SKF

[zdroj:https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680090e01/pdf_preview_medium/0901d19680090e01_pdf_preview_medium.pdf#cid-582374]

SKF solid bronze bushings



The traditional and robust bushing material

Solid bronze bushings, which are suitable for use in a wide variety of applications, are the most commonly used type of cylindrical bushing. The solid bronze material is well suited for highly demanding applications in tough environments. SKF offers a standard assortment of both straight and flanged bushings.

Advantages of SKF solid bronze bushings include:

- insensitive to dirty environments
- resistant to shock loads and vibrations at low speeds
- the possibility to operate with lower quality shaft finish
- good resistance to corrosive contaminants
- equipped with grooves to retain lubricant

Material

SKF solid bronze bushings are made of a multi-component bronze, CuSn7Zn4Pb7-B, which has very good sliding properties. All surfaces of a solid bronze bushing are machined.

Main applications¹⁾

SKF solid bronze bushings are intended for oscillating movements in both the radial and axial directions. SKF solid bronze bushings are also suitable for applications where rotating speeds are low.

Applications include:

- construction machinery
- transport equipment
- pulp and papermaking machinery
- offshore equipment

Lubrication

SKF solid bronze bushings can be lubricated with either oil or grease. The lubricant not only improves the sliding properties, but also reduces wear and prevents corrosion. While oil is used in exceptional cases, solid bronze bushings are typically grease lubricated.

To protect the bushing and lubricant, seals are recommended in highly contaminated environments.

All bushings with a bore diameter > 14 mm incorporate an axial lubrication groove.
























Characteristics

Permissible load (dyn/star), N/mm ²	25 / 45
Permissible sliding velocity, m/s	0,5
Friction coefficient μ (greased)	0,08 .. 0,15
Temperature range, °C	-40 .. +250

Application recommendations

Shaft tolerance	e7 – e8
Housing tolerance	H7
Shaft roughness R_a , μm	0 .. 1,0
Shaft hardness, HB	165 – 400

SKF bushings – technical data

							
	Solid bronze	Sintered bronze	Wrapped bronze	PTFE composite	POM composite	PTFE polyamide	Filament wound
Temperature range, °C	-40 .. +250	-10 .. +90	-40 .. +150	-200 .. +250	-40 .. +110	-30 .. +110	-50 .. +140
Friction coefficient, μ	0,08 .. 0,15	0,05 .. 0,10	0,08 .. 0,15	0,03 .. 0,25	0,02 .. 0,20	0,06 .. 0,15	0,03 .. 0,08
Permissible load, N/mm ²							
- dynamic	25	10	40	80 ($p \leq 0,02$)	120 ($p \leq 0,02$)	40	140
- static	45	20	120	250	250	80	200
Permissible sliding velocity, m/s	0,5	0,25 .. 5	1,0	2,0 ($p \leq 1,0$)	2,5 ($p \leq 1,0$)	1,0	0,5
Shaft tolerance	e7 – e8	f7 – f8	e7 – f8	f7 – h8	h7 – h8	h8 – h9	h8
Housing tolerance	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7
Shaft roughness R_a , μm	0 .. 1,0	0,2 .. 0,8	0,4 .. 0,8	0 .. 0,4	0 .. 0,8	0 .. 0,8	0,2 – 0,4
Shaft hardness, HB	165 – 400	200 – 300	150 – 400	300 – 600	150 – 600	100 – 300	> 490
Assortment and product series designation	 PBM	 PSM	 PRM	 PCM..E	 PCM..M	 PPM	 PWM
	 PBMF	 PSMF	 PRMF	 PCMF..E	 PCMW..M	 PPMF	
			 PCMW..E	 PCMS..M			
			 PCMS..E				

The sliding velocity can be calculated using

$$v = \pi \times n \times d / (60 \times 1\,000)$$

where

v = sliding velocity, m/s

n = rotational speed, r/min

d = bore diameter of bushing, mm

The specific bearing load can be calculated using

$$p = F / (d \times b)$$

where

p = specific bearing load, N/mm²

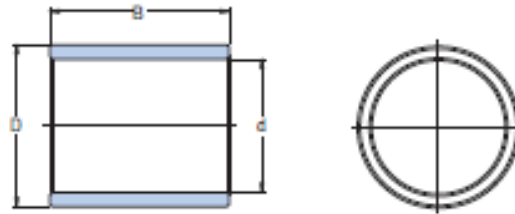
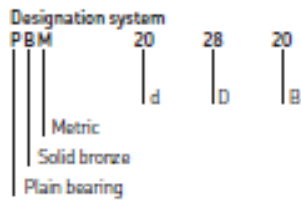
F = bearing load, N

d = bore diameter of bushing, mm

b = width of bushing, mm



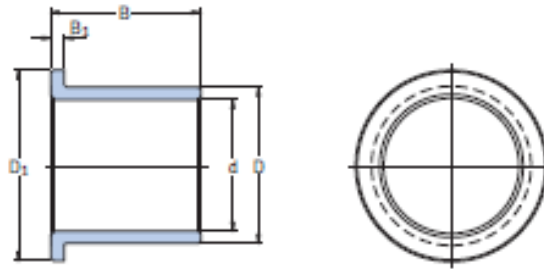
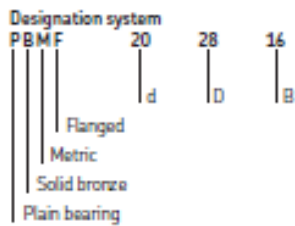
SKF solid bronze – straight bushings
d 5 – 250 mm



Designation ¹⁾	d	D	B	Designation ¹⁾	d	D	B
	mm	mm	mm		mm	mm	mm
PBM 051006 M1	5	10	6	PBM 223220 M1G1	22	32	20
PBM 051008 M1	5	10	8	PBM 223230 M1G1	22	32	30
PBM 051010 M1	5	10	10	PBM 223240 M1G1	22	32	40
PBM 061206 M1	6	12	6	PBM 253525 M1G1	25	35	25
PBM 061208 M1	6	12	8	PBM 253535 M1G1	25	35	35
PBM 061212 M1	6	12	12	PBM 253550 M1G1	25	35	50
PBM 071208 M1	7	12	8	PBM 284025 M1G1	28	40	25
PBM 071210 M1	7	12	10	PBM 284035 M1G1	28	40	35
PBM 071212 M1	7	12	12	PBM 284050 M1G1	28	40	50
PBM 081408 M1	8	14	8	PBM 304030 M1G1	30	40	30
PBM 081412 M1	8	14	12	PBM 304045 M1G1	30	40	45
PBM 081416 M1	8	14	16	PBM 304060 M1G1	30	40	60
PBM 091410 M1	9	14	10	PBM 354535 M1G1	35	45	35
PBM 091416 M1	9	14	16	PBM 354550 M1G1	35	45	50
PBM 091420 M1	9	14	20	PBM 354570 M1G1	35	45	70
PBM 101610 M1	10	16	10	PBM 405040 M1G1	40	50	40
PBM 101616 M1	10	16	16	PBM 405060 M1G1	40	50	60
PBM 101620 M1	10	16	20	PBM 405080 M1G1	40	50	80
PBM 121812 M1	12	18	12	PBM 455545 M1G1	45	55	45
PBM 121816 M1	12	18	16	PBM 455560 M1G1	45	55	60
PBM 121825 M1	12	18	25	PBM 455580 M1G1	45	55	80
PBM 142012 M1G1	14	20	12	PBM 506050 M1G1	50	60	50
PBM 142020 M1G1	14	20	20	PBM 506070 M1G1	50	60	70
PBM 142030 M1G1	14	20	30	PBM 5060100 M1G1	50	60	100
PBM 152216 M1G1	15	22	16	PBM 557050 M1G1	55	70	50
PBM 152220 M1G1	15	22	20	PBM 557070 M1G1	55	70	70
PBM 152230 M1G1	15	22	30	PBM 5570100 M1G1	55	70	100
PBM 162216 M1G1	16	22	16	PBM 607560 M1G1	60	75	60
PBM 162220 M1G1	16	22	20	PBM 607590 M1G1	60	75	90
PBM 162230 M1G1	16	22	30	PBM 6075120 M1G1	60	75	120
PBM 172516 M1G1	17	25	16	PBM 658060 M1G1	65	80	60
PBM 172520 M1G1	17	25	20	PBM 658090 M1G1	65	80	90
PBM 172530 M1G1	17	25	30	PBM 6580120 M1G1	65	80	120
PBM 182516 M1G1	18	25	16	PBM 708560 M1G1	70	85	60
PBM 182520 M1G1	18	25	20	PBM 708590 M1G1	70	85	90
PBM 182530 M1G1	18	25	30	PBM 7085120 M1G1	70	85	120
PBM 202820 M1G1	20	28	20	PBM 759070 M1G1	75	90	70
PBM 202830 M1G1	20	28	30	PBM 7590100 M1G1	75	90	100
PBM 202840 M1G1	20	28	40	PBM 7590140 M1G1	75	90	140

¹⁾ M1 – bronze material CuSn7Zn4Pb7-B (see page 4), G1 – lubrication groove
Other dimensions available on request

SKF solid bronze – flanged bushings
d 5 – 250 mm



Designation ¹⁾	d	D	B	D ₁	B ₁	Designation ¹⁾	d	D	B	D ₁	B ₁
	mm	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm	mm
PBMF 051006 M1	5	10	6	12	2	PBMF 405025 M1G1	40	50	25	60	6
PBMF 061206 M1	6	12	6	14	2	PBMF 405040 M1G1	40	50	40	60	6
PBMF 071208 M1	7	12	8	16	3	PBMF 455530 M1G1	45	55	30	65	6
PBMF 081408 M1	8	14	8	18	3	PBMF 455545 M1G1	45	55	45	65	6
PBMF 091408 M1	9	14	8	18	3	PBMF 506030 M1G1	50	60	30	70	6
PBMF 091410 M1	9	14	10	18	3	PBMF 506050 M1G1	50	60	50	70	6
PBMF 101608 M1	10	16	8	20	3	PBMF 557030 M1G1	55	70	30	80	8
PBMF 101610 M1	10	16	10	20	3	PBMF 557050 M1G1	55	70	50	80	8
PBMF 121810 M1	12	18	10	22	3	PBMF 607535 M1G1	60	75	35	85	8
PBMF 121812 M1	12	18	12	22	3	PBMF 607560 M1G1	60	75	60	85	8
PBMF 142010 M1G1	14	20	10	25	3	PBMF 658035 M1G1	65	80	35	90	8
PBMF 142012 M1G1	14	20	12	25	3	PBMF 658060 M1G1	65	80	60	90	8
PBMF 152212 M1G1	15	22	12	28	3	PBMF 708535 M1G1	70	85	35	95	8
PBMF 152216 M1G1	15	22	16	28	3	PBMF 708560 M1G1	70	85	60	95	8
PBMF 162212 M1G1	16	22	12	28	4	PBMF 759040 M1G1	75	90	40	100	8
PBMF 162216 M1G1	16	22	16	28	4	PBMF 759070 M1G1	75	90	70	100	8
PBMF 172512 M1G1	17	25	12	32	4	PBMF 809540 M1G1	80	95	40	105	8
PBMF 172516 M1G1	17	25	16	32	4	PBMF 809570 M1G1	80	95	70	105	8
PBMF 182512 M1G1	18	25	12	32	4	PBMF 8510040 M1G1	85	100	40	110	8
PBMF 182516 M1G1	18	25	16	32	4	PBMF 8510070 M1G1	85	100	70	110	8
PBMF 202816 M1G1	20	28	16	35	4	PBMF 9011050 M1G1	90	110	50	120	8
PBMF 202820 M1G1	20	28	20	35	4	PBMF 9011080 M1G1	90	110	80	120	8
PBMF 223216 M1G1	22	32	16	40	5	PBMF 9511550 M1G1	95	115	50	125	8
PBMF 223220 M1G1	22	32	20	40	5	PBMF 9511580 M1G1	95	115	80	125	8
PBMF 253516 M1G1	25	35	16	45	5	PBMF 10012050 M1G1	100	120	50	130	8
PBMF 253525 M1G1	25	35	25	45	5	PBMF 10012080 M1G1	100	120	80	130	8
PBMF 284016 M1G1	28	40	16	50	5	PBMF 10512550 M1G1	105	125	50	135	8
PBMF 284025 M1G1	28	40	25	50	5	PBMF 10512580 M1G1	105	125	80	135	8
PBMF 304020 M1G1	30	40	20	50	5	PBMF 11013050 M1G1	110	130	50	140	8
PBMF 304030 M1G1	30	40	30	50	5	PBMF 11013080 M1G1	110	130	80	140	8
PBMF 354520 M1G1	35	45	20	55	5	PBMF 12014050 M1G1	120	140	50	150	8
PBMF 354535 M1G1	35	45	35	55	5	PBMF 12014080 M1G1	120	140	80	150	8

¹⁾ M1 – bronze material CuSn7Zn4Pb7-B (see page 4), G1 – lubrication groove
Other dimensions available on request



Příloha 4.: Produktový list Morris K99 Water resistant grease

[zdroj: https://www.morrislubricants.co.uk/products/144_5f1ff92c9328c.pdf]



Product Information: K99 WATER RESISTANT GREASE

Description:

K99 is a premium quality, water resistant grease for use in industrial and marine applications where the presence of water and humid atmospheres can effect lubricating performance and be detrimental to the protection of parts from corrosion. K99 is suitable for plain and anti-friction bearings.

Features:

- High degree of water resistance.
- Excellent corrosion protection.
- Good sealing properties.

Applications:

Recommended for all plain and rolling element bearings operating in very wet conditions. K99 is an ideal choice if bearings are temporarily immersed in water or if there is contact with corrosive products. This product may be used in stern tubes where a grease of this consistency and type is recommended.

As with all greases used for the first time, check compatibility with the grease applied previously and if necessary purge prior to application. Likewise, as a general rule, take care not to over-lubricate and apply the quantity of grease recommended by the manufacturer.

Performance Level:

DIN 51502 K2/3G-20
ISO 6743-9 L-XBCHB2/3

Physical Characteristics:

Appearance	Amber
NLGI Consistency	2/3
Thickener	Calcium 12 hydroxystearate
Base Oil	Solvent refined mineral oil
Base Oil Viscosity @ 40°C (cSt)	110
Worked Penetration	240 to 260
Dropping Point (°C)	140 min
Oil Separation (%)	3
Copper Corrosion	Pass
Water Washout @ 38°C (%)	2
Operating Temperature Range (°C)	-20 to 110

Part No.s: KNN050, KNN500, KNN075, KNN003

(TDS K99 301015 Issue 3)



www.morrislubricants.co.uk

Příloha 5.: Produktový list Hostagrund Prim 3v1 základní i vrchní barva na kov

[zdroj: <https://www.bal.cz/produkt/pdf/MA3286/>]

HOSTAGRUND Prim 3v1 základní i vrchní barva na kov S2177

Multifunkční **základní i vrchní antikorozní polomatná barva na kov**. Jednovrstvá polomatná barva **spojující vlastnosti základního antikorozního nátěru, mezivrstvy a současné vrchní barvy**. Je určena k přímým nátěrům kovů ve venkovním i vnitřním prostředí.

Barva na kov je ideální pro nátěry ocelových materiálů, zoxidovaných a čerstvých pozinkovaných povrchů jako např. střechy, kovové konstrukce, stožáry, ploty, sloupce, vrata apod. Barvu na kov je možné použít i pro nátěr savých podkladů jako např. dřeva a dřevotřísky.

Teflon obsažený v barvě vytvoří na povrchu nátěru nesmáčivou vrstvu, která brání nečistotám, spadlým z ovzduší a vodě ulpět a působit na natřený povrch. Proto nátěr HOSTAGRUND 3v1 PRIM vykazuje dlouhou životnost, vynikající odolnost povětrnosti a dokonalou bariérovou ochranu. Je dostupný v široké škále odstínů a tónů, kdo preferují individuální odstín, je k dispozici jeho tónovací báze pro možnost realizace dalších 5 tisíc odstínů.

Barva není určena k nátěrům, které přicházejí do přímého styku s potravinami, krmivem a pitnou vodou a k nátěrům dětského nábytku a hraček.

Vlastnosti barvy na kov 3v1

- samozákladující
- multifunkční barva na kov 3v1
- dlouhodobá odolnost povětrnostním vlivům
- bariérová antikorozní ochrana
- obsahuje teflon
- pro vnitřní i venkovní použití
- dlouhá životnost
- na kov včetně čerstvého pozinku

Použití HOSTAGRUND Prim barvy na kov:

Jednovrstvá polomatná barva na kov spojující vlastnosti základního antikorozního nátěru, mezivrstvy a současné vrchní barvy. Je určena k přímým nátěrům rozmanitých kovů, včetně čerstvého pozinku, ve venkovním i vnitřním prostředí. Barva je ideální zejména pro nátěry střeš, kovových konstrukcí, stožárů, plotů, sloupů, vrat apod. Barvu je možné použít i pro nátěr savých podkladů jako dřeva nebo minerální povrchy.

Barva není určena k nátěrům, které přicházejí do přímého styku s potravinami, krmivem a pitnou vodou a k nátěrům dětského nábytku a hraček. Barva smí být používána na plochy přicházející do nepřímého styku s potravinami, krmivem a pitnou vodou.

Technické vlastnosti barvy na kov 3v1:

- **podklad** ocel, pozinkované ocelové povrchy, dřeva, dřevotřísky, minerální povrchy
- **prostředí** interiér a exteriér
- **použití** barva na střechy, kovové konstrukce, stožáry, ploty, sloupce, vrata, čerstvý pozink
- **vydatnost barvy na kov** 10 až 12 m²/l na jednu vrstvu
- **ředění** S 6001 (stříkání), S 6006 (štětec, váleček)
- zaschlý proti prachu do 1 hodiny
- proschlý do 24 hodin
- balení 0,6 l; 2,5 l; 4 l; 9 l

Příprava podkladu pro barvu na kov 3v1:

Podklad pro aplikaci musí být čistý, suchý, zbavený mastnot, volné rzi a prachu, mechanicky očištěný. Nejdříve ze všeho se musí povrch odmastit pomocí vhodného čistícího prostředku (např. [technický benzín P 6402](#), [aceton P 6401](#) nebo kde je to možné teplá tlaková voda s obsahem saponátu). Pro případné odstranění zbytků různých solí je nutné povrch následně opláchnout čistou vodou.

Hrubě a dobře přilnavě nečistoty je nutné odstranit ručně nebo mechanicky (broušením, škrábáním). Případnou volnou rez je možné odstranit též ručně nebo mechanicky (kovové kartáče, brusné kotouče).

Doporučovaná předúprava povrchu čerstvé pozinkovaných plechů před nátěrem:

Připraví se směs **10 l vody, 0,5 l čpavkové vody** (25 %n) a cca **50 ml smáčedla** (saponát). Tento roztok se aplikuje na upravovaný plech a po cca **10 min působení** se roztírá, např. hadrem z umělého rouna na násadě, až do vytvoření kovové šedé pěny. Následuje dokonalý oplach čistou vodou.

Barva se nanáší po dokonalém oschnutí plechu. Savé podklady je nutné nejprve napustit vhodným napouštědlem, které zajišťuje stejnou savost podkladu.

Dříve natřené povrchy je nutné očistit, odmastit a zbavit starých nepřilnavých nátěrů. Pro zajištění kompatibility nového nátěru se starým je doporučeno provést zkušební referenční nátěr na ploše 1 m². Je doporučeno dodržovat celý nátěrový systém dle katalogového listu výrobce.

Podmínky aplikace HOSTAGRUND Prim 3v1:

Nanášejte za stálého a suchého počasí, **minimální teplota vzduchu pro nanášení je 5°C**, teplota natíraného podkladu musí být **3°C nad rosným bodem**, přičemž teplota a relativní vlhkost vzduchu musí být měřeny v blízkosti natíraného podkladu. **Teplota podkladu nesmí být vyšší než 40°C**. Relativní vlhkost vzduchu **nesmí být vyšší než 75%**. Optimální teplota pro nanášení nátěrové hmoty je **18°C až 23°C** a relativní vlhkost vzduchu **40 - 70%**.

Nížejší teplota a vyšší relativní vlhkost při nanášení a zasychání a příliš silná vrstva nanášeného filmu výrazně zpomalují zasychání a protvrdnání nátěrového filmu. Nedokonalé suchý povrch může způsobit problémy s přilnavostí nátěrové hmoty k podkladu nebo s přilnavostí mezi jednotlivými vrstvami. Navíc může negativně ovlivnit celkový vzhled nátěrového filmu. Je velmi nevhodné provádět aplikaci barvy během horkého letního dne. Vysoká teplota ovzduší způsobuje rychlé zasychání povrchové vrstvy nátěrového filmu a následně možného „krabacení“ filmu. Zároveň se projeví i problémy v napojování jednotlivých tahů nanášené barvy. Na ucelené plochy používejte vždy materiál z jedné výrobní šarže. Při užití stejné výrobní šarže je zaručen stejný barevný odstín.

Příklad nátěrového postupu pro barvu na kov 3v1:

Barva se nanáší na předem připravený podklad. Před použitím se barva podle potřeby naředí ředidlem S 6006 (štětec, váleček), S 6001 (stříkání) a důkladně zamíchá. Aplikuje se ve **2 až 3 vrstvách** podle předpokládané náročnosti prostředí. Interval pro nanášení jednotlivých vrstev je **minimálně 8 hodin**. Doporučená tloušťka jedné suché vrstvy je **30 - 40 µm**. Odstíny **0912 hliník** a **0970 měď** lze aplikovat štětcem a válečkem pouze bez nároku na estetický vzhled.

Může se Vám hodit [zakrývací materiál](#), jako [papírová lepicí páska](#) či [zakrývací fólie](#), případně [brusné papíry](#). Nezapomeňte na [štětce](#) a [válečky](#).

EAN:

Obj. číslo: MA3286

Ředění barvy: Rozpouštědlem

Atest na dětské hračky: Ne

Stupeň lesku: Polomat

Prostředí: Vnitřní i venkovní

Výrobce: Skupina BARVY A LAKY

Značka: Hostagrund

Url produktu: <https://www.bal.cz/hostagrund-prim-3v1-zakladni-i-vrchni-barva-na-kov-s2177>