



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POJEZDOVÝ MECHANISMUS MOSTOVÉHO JEŘÁBU

THE BRIDGE CRANE'S TRAVEL MECHANISM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Miroslav Žid

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Miroslav Žid
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2017/18

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

Pojzdový mechanismus mostového jeřábu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náhrada centrálního hnacího mechanismu jeřábového mostu klešťového jeřábu 63/12,5 t – 26,4 m mechanismy dislokovanými.

Technické parametry :

Nosnost jeřábu ... 63/12,5 t

Rozpětí jeřábu ... 26,4 m

Rychlost pojezdu ... 63 / 12,9 m/min

Průměr pojezdového kola ... 1000 mm

Max. tlak kol pojezdu jeřábu ... 456 kN

Min. tlak kol pojezdu jeřábu ... 186 kN

Celková hmotnost jeřábu ... 183600 kg

Cíle diplomové práce:

Funkční výpočet pojezdového ústrojí.

Funkční a pevnostní výpočet komponent pojezdu.

Pevnostní výpočet nového uložení mechanismu pojezdu.

Výkres sestavy pojezdového ústrojí.

Výkres sestavy uložení mechanismu pojezdu.

Výkresy komponentů pojezdu.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. Jeřáby. 2. přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1975.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je navrhnout náhradu centrálního pohonu pojezdu mostového jeřábu za pohony dislokované. Jedná se o klešťový jeřáb o nosnosti 63t, umístěný uvnitř haly. V práci je proveden funkční výpočet dvou druhů pohonu, k nim přiřazených druhů brzd a spojovacího členu. Následně je proveden pevnostní výpočet nového uložení zvoleného typu mechanismů a vybraných komponent. Celkem vede k výstupu, kterým je výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mostový jeřáb, pojezd jeřábu, mechanismus pojezdu, pohon, převodovka, brzda, frekvenční měnič, kardanový hřídel

ABSTRACT

The aim of this master thesis is to design replacing the central drive of the overhead crane with dislocated drives. It's a tong crane with the lifting capacity of 63 tons, located inside the hall. In the thesis is processed functional calculation of two types of drives, the associated types of brakes and the coupling element. Next there is a strength control of a new mechanism seat and a selected components. This whole leads to the output, which is the drawing documentation.

KEYWORDS

Overhead crane, traveling of a crane, traveling mechanism, drive, gearbox, brake, frequency inverter, cardan shaft

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽID, M. Pojezdový mechanismus mostového jeřábu. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 102 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Bc. Miroslav Žid

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat zejména zaměstnancům firmy Královo pole cranes, a.s., panu Ing. Jiřímu Nezbedovi a Ing. Zdeňku Henešovi za odborné konzultace. Dále doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za vedení mé diplomové práce a v neposlední řadě rodičům a přítelkyni za podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	14
1 Mostový jeřáb a jeho části	15
1.1 Rozdělení mostových jeřábů	15
1.2 Jeřábová kočka	17
1.3 Pojezdový mechanismus mostu jeřábu	20
1.4 Řízení pohonů	26
2 Specifikace provozu jeřábu	31
3 Stávající koncept pohonu	32
4 Výpočet mechanismů pojezdu mostu	33
4.1 Výkon pojezdového elektromotoru	33
4.2 Výpočet pro motor s kroužkovou kotvou	36
4.3 Výpočet pro motor s kotvou nakrátko	52
4.4 Porovnání výsledků	60
4.5 Volba koncepce	61
5 Volba frekvenčního měniče	62
6 Výpočet spojky	64
6.1 Úhel vychýlení a délka hřídele	65
6.2 Velikost hřídele dle DIN 15 450	68
6.3 Volba kardanového hřídele	69
6.4 Výpočet životnosti	70
6.5 Kritické otáčky	70
7 Kontrola pojezdových kol	71
7.1 Zatížení pojezdových kol	71
7.2 Výpočet pojezdových kol	71
8 Pevnostní výpočet	76
8.1 Pevnostní výpočet nového uložení mechanismu pojezdu	76
8.2 Výpočet unašeče na straně převodovky	87
8.3 Výpočet unašeče na straně pojezdového kola	89
Závěr	93
Seznam použitých zkratk a symbolů	96
Seznam příloh	102
Příloha 1	103

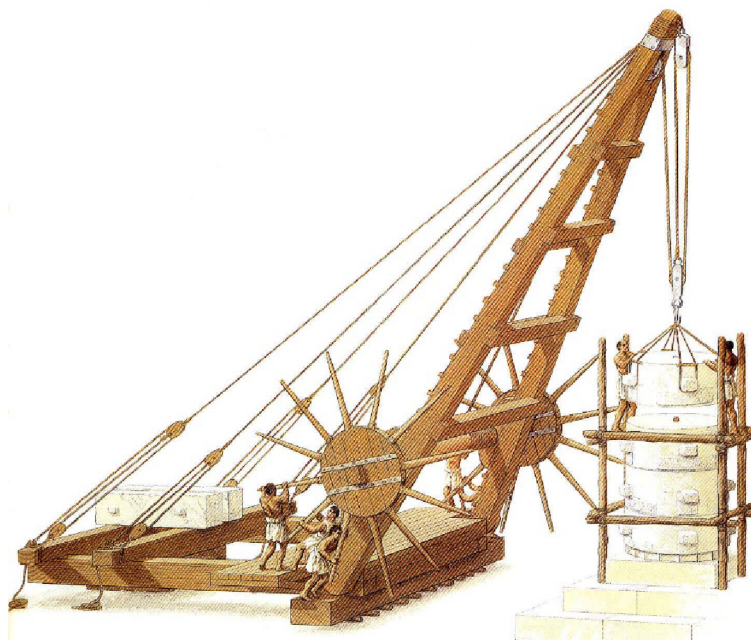
ÚVOD

Jeřáb je mechanické zdvihací zařízení, které je zpravidla vybaveno lanovým bubnem, lany a kladkostrojem a může být použito pro zvedání nejrůznějších typů břemen a k jejich horizontálnímu posunu. Používá jednoduché principy, které vytvoří mechanickou výhodu a tím umožní přesun břemen, jež jsou nad možnosti lidských sil. Běžně se používá v dopravním průmyslu, stavebnictví nebo hutnictví.

První jeřáby byly vynalezeny starověkými Řeky a byly poháněny lidskou nebo zvířecí silou. Tyto jeřáby se používaly pro výstavbu vysokých budov. V pozdním středověku byly představeny přístavní jeřáby, které umožňovaly nakládku a vykládku lodí a současně pomáhaly při jejich stavbě. Některé z nich byly vestavěny do kamenných věží, což zajišťovalo větší pevnost a stabilitu. Nejstarší typy jeřábů byly vyrobeny ze dřeva, které začalo být po příchodu průmyslové revoluce postupně nahrazováno litinou a ocelí.

Po mnoho století byl výkon stroje dodáván fyzickou námahou člověka nebo zvířete, přestože zdvihy ve vodních a větrných mlýnech mohly být poháněny pomocí přírodních zdrojů. První mechanický pohon byl zajištěn parními motory. První jeřáby s tímto parním pohonem byly zavedeny v 18. století a mnoho z nich zůstalo v provozu až do konce 20. století. Moderní jeřáby jsou poháněny spalovacími motory, elektromotory nebo hydraulickými systémy, které dokáží poskytnout mnohem větší možnosti zdvihu, než bylo možno v minulosti.

Jeřáby existují v několika provedeních, z nichž každý je přizpůsoben své specifické oblasti použití. Velikostně se pohybují od malých výložníkových dílenských jeřábů až po vysoké věžové jeřáby, používané pro stavbu mrakodrapů, a největší plovoucí jeřáby, používané pro stavbu ropných plošin.

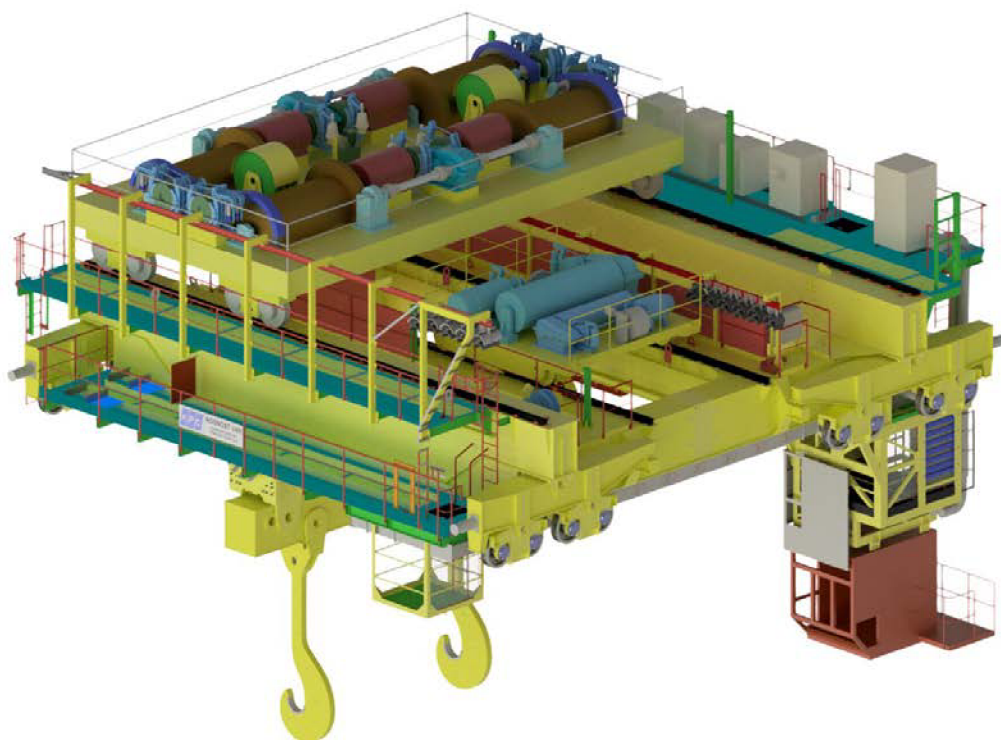


Obr. 1 – Jeřáb, použitý v starověkém řecku [17]

1 MOSTOVÝ JEŘÁB A JEHO ČÁSTI

Mostovými jeřáby nazýváme ty druhy jeřábů, u nichž tvoří nosnou konstrukci ocelový jeřábový most, který pojíždí po vyvýšené jeřábové dráze, která může být umístěna v hale nebo ve venkovních prostorech. Venkovní jeřáby se liší zejména jiným stupněm krytí elektrovýzbroje, a to hlavně vyšším stupněm odolnosti vůči vlhkosti. Vnitřní jeřáby naproti tomu potřebují určité krytí proti prašnosti. Zvláštním případem mohou být jeřáby určené pro práci ve výbušném prostředí. V takovýchto případech nesmí být dopuštěno, aby došlo k přeskočení jiskry (např. použitím speciálních bronzových nálitků u kol).

Na mostě nebo pod mostem pojíždí jeřábová kočka, vyjímečně podvozek s otočným výložníkem. Podélný pohyb břemena zajišťuje pojezd celého jeřábu a příčný pohyb zajišťuje pojezd jeřábové kočky. Pohyb břemena ve svislém směru zajišťuje zdvihový mechanismus, umístěný na jeřábové kočce. Mostové jeřáby dosahují vysokých nosností, řízeny jsou jeřábníkem, a to buď přímo z kabiny na jeřábu nebo dálkově z velína či pomocí radiového dálkového ovladače.



Obr. 2 – Lící jeřáb o nosnosti 240t

1.1 ROZDĚLENÍ MOSTOVÝCH JEŘÁBŮ

Dle konstrukce se jeřáby dělí na jednonosíkové, dvounosíkové či čtyřnosíkové. Jednotlivé hlavní nosníky jsou spojeny příčnicí, ve kterých jsou uložena pojezdová kola. Hlavní nosník může být dle nosnosti jeřábu vyroben z válcovaných hutních profilů (např. HEA) nebo jako skříňový nosník, svařený ze stojin a pásnic. Specifické provedení konstrukce mostu tvoří mosty příhradové.

Most je podstatnou stavební součástí jeřábu. Hlavní nosník přenáší do příčníků tíhu jeřábové kočky s břemenem. Dalšími součástmi jsou lávky, umístěné na konzolách hlavního nosníku, pojezdová dráha, elektroinstalace a kabina jeřábníka, případně obslužné koše. Základní požadavky, kladené na jeřábový most, jsou vysoká spolehlivost s co nejmenšími výrobními a provozními náklady. Most musí být dostatečně tuhý, aby nedocházelo k jeho přičení. Je namáhán ohybem ve svislé a vodorovné rovině, krutem a kromě toho i ohybem jako uzavřený rám. Z těchto namáhání převládá svislý ohyb, z jehož průběhu vychází i tvar a průřez hlavních nosníků. Vzhledem ke svým rozměrům bývají mosty kvůli přepravě děleny v příčnicích.

1.1.1 JEDNONOSNÍKOVÉ JEŘÁBY

Uplatňují se v lehkých až středních provozech. Most tvoří jeden hlavní nosník, který je připojený ke dvěma příčnicím a pohybuje se po něm vozík s kladkostrojem. Tyto jeřáby mohou být buď s ručním nebo elektrickým pohonem.

Ruční jednonosníkové mostové jeřáby s nosností do 1 000 kg nemívají mechanické pojezdové ústrojí. Pojezdu jeřábu je dosaženo tahem za lanko, uchycené na mostě. U nosností nad 1 000 kg mají jeřáby samostatný mechanický pohon pojezdu, zprostředkovaný tahem za ruční řetízky. Elektrické mostové jeřáby jednonosníkové mají většinou elektrický pohon u všech pohybů. Má-li však elektrický kladkostroj ruční pojiždění, má ruční pojezd i pohon mostu.



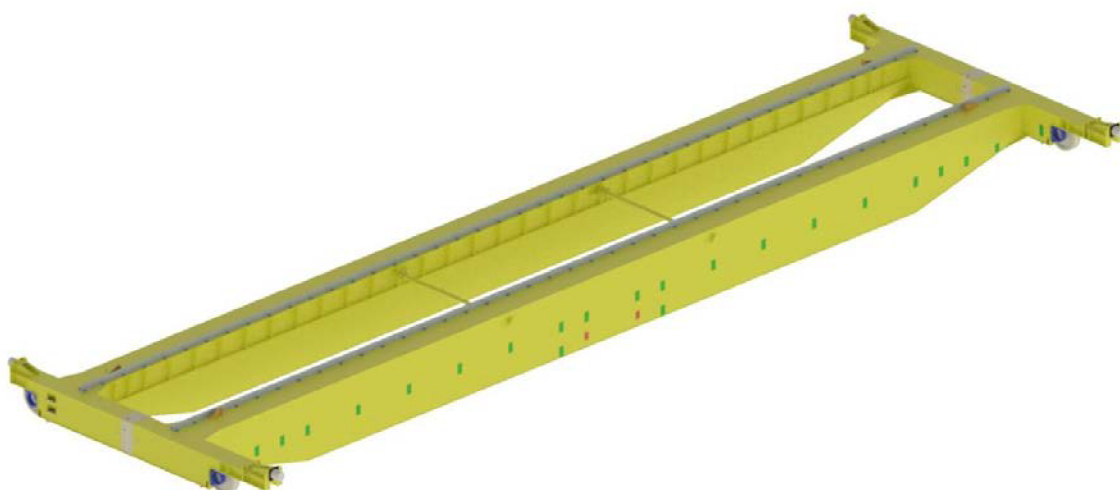
Obr. 3 – Most jednonosníkového podvěsného jeřábu z válcovaného profilu

1.1.2 DVOUNOSNÍKOVÉ JEŘÁBY

Tyto jeřáby tvoří dva hlavní nosníky, které jsou spojené příčnicí, v nichž jsou uložena pojezdová kola. Na hlavních nosnících jsou kolejnice, po kterých pojíždí jeřábová kočka. Tyto jeřáby mohou být opět ruční nebo elektrické.

Ruční dvounosníkové mostové jeřáby se používají zejména tam, kde není k dispozici elektrický proud. Jejich dvoukolejnicová kočka, pojíždějící po mostě, má většinou zavěšený nebo vestavěný kladkostroj. Elektrické dvounosníkové jeřáby mohou mít kočku kladkostrojovou nebo klasickou. Jeřáby s kladkostrojovou kočkou se používají zejména tam, kde není dostatečná výška pro jednonosníkový jeřáb nebo při větších rozpětích jeřábu. Zdvihací a pojezdová rychlost kočky i výška zdvihu je dána použitým kladkostrojem.

Dvounosníkové mostové jeřáby s normální kočkou jsou nejpoužívanějším typem jeřábů v montážních dílnách, skládkách, výrobních halách, apod. Jeřábový most má dva hlavní skříňové nosníky, které dobře zachycují i horizontální síly a vzdorují namáhání na krut. Na koncích příčnic jsou opracované kameny pro uložení rohových ložisek pojezdových kol, což umožňuje jejich snadnou výměnu. Výrobně jsou tyto mosty jednodušší než mosty příhradové a nevyžadují vysokého průřezného profilu.



Obr. 4 – Most dvounosníkového jeřábu o nosnosti 50t

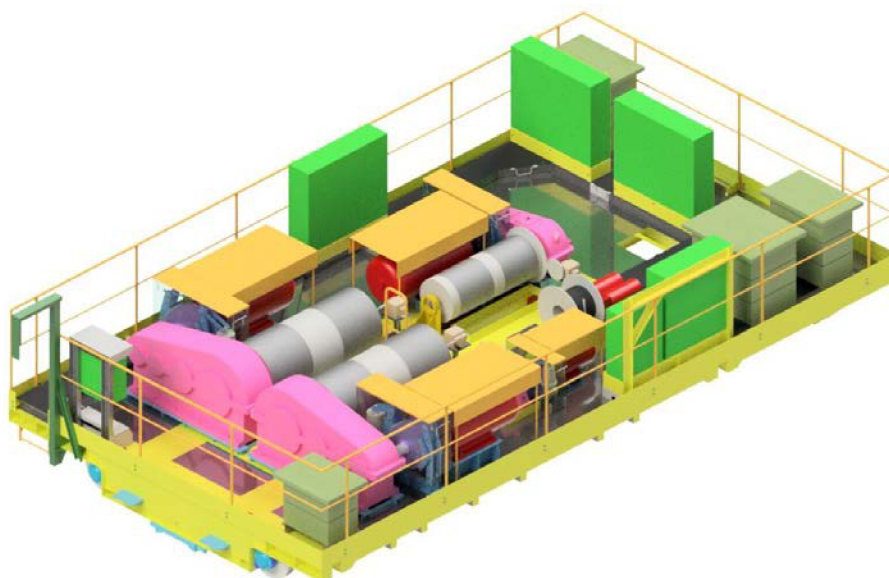
1.1.3 ČTYŘNOSNÍKOVÉ JEŘÁBY

Bývají většinou elektrické, méně často ruční. Konstrukci mostu tvoří dva hlavní nosníky (plnostěné nebo u větších rozpětí příhradové), dva nosníky lávkové (rovněž plnostěné nebo příhradové), lávka a příčné ztužení. Kočka pojíždí zpravidla nahoře po hlavních nosnících – lávky jsou pak v horních rovinách hlavních a lávkových nosníků. Výjimečně pojíždí kočka dole mezi hlavními nosníky po samostatné jízdni dráze – pak jsou lávky dole.

1.2 JEŘÁBOVÁ KOČKA

Kočku jeřábu tvoří, v případě mostového jeřábu jednonosníkového, kombinovaný kladkostroj s postrkovým nebo elektricky poháněným pojezdovým vozíkem. V případě nejvíce rozšířených dvounosníkových typů jeřábů, kdy po nosnících pojíždí normální kočka, lze tuto rozdělit na tři hlavní části. První z nich tvoří rám, který je základním nosným prvkem kočky. Do další skupiny lze zahrnout zdvihový mechanismus, jež obstarává zdvih a spouštění břemene. V poslední skupině je pojezdový mechanismus kočky, který obstarává horizontální pohyb břemene v příčném směru.

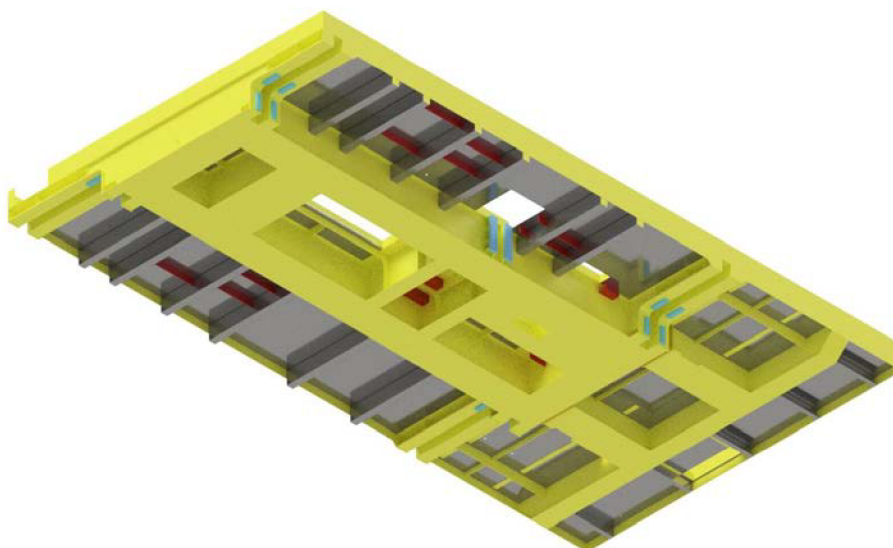
Dle použití jeřábu, a s tím spojených uchopovacích prostředků, se liší i konstrukce a uspořádání jeřábové kočky. V případě jeřábu s kladnicí a jednoduchým či dvojitým hákem je zdvihový mechanismus tvořen jedním či více lanovými bubny (případně i vyrovnávací kladkou), kde jejich počet ovlivňuje typ použité kladnice (množství kladek). U drapákových jeřábů závisí na typu použitého drapáku, kdy jednolanové drapáky mohou být zavěšeny přímo na hák normální kočky. Dvoulanové drapáky visí na lanech, které se navíjejí přímo na bubny kočky, takže kočka musí být opatřena zvláštním zdvihacím ústrojím (zavírací a přídržný zdvih). Magnetové jeřáby mají v podstatě normální kočku s hákem, jen přizpůsobenou pro provoz s břemenovým magnetem. Je tedy třeba, aby byl na kočce ještě kabelový buben pro přívod proudu k břemenovému magnetu a zpravidla také měnič střídavého proudu na stejnosměrný. Poslední kategorii mohou tvořit traverzové jeřáby, kdy kvůli nebezpečí kývání břemen při rozjezdu a zastavování tvoří lana často kuželový závěs. Lano je v tomto případě vedeno převáděcími kladkami v krajích rámu kočky šikmo k traverze.



Obr. 5 – Jeřábová kočka venkovního mostového jeřábu o nosnosti 12,5/12,5t

1.2.1 RÁM JEŘÁBOVÉ KOČKY

Rám jeřábové kočky je, podobně jako most jeřábu, tvořen hlavními podélnými nosníky, které jsou spojeny příčnicí, na jejichž koncích jsou uložena rohová ložiska s pojezdovými koly. K hlavním nosníkům jsou přivařeny konzoly, na kterých jsou umístěny podlahové plechy. Samotné rozmístění stojin hlavních nosníků, konzol a výztuh musí být umístěno vhodně vzhledem k poloze stoliček mechanismů zdvihu tak, aby došlo ke spolehlivému přenosu zatížení z těchto mechanismů skrze pojezdová kola dále na most jeřábu. Vzhledem ke své funkci je rám vystavován značnému zatížení a je třeba klást zvýšený důraz na důkladnou pevnostní kontrolu.



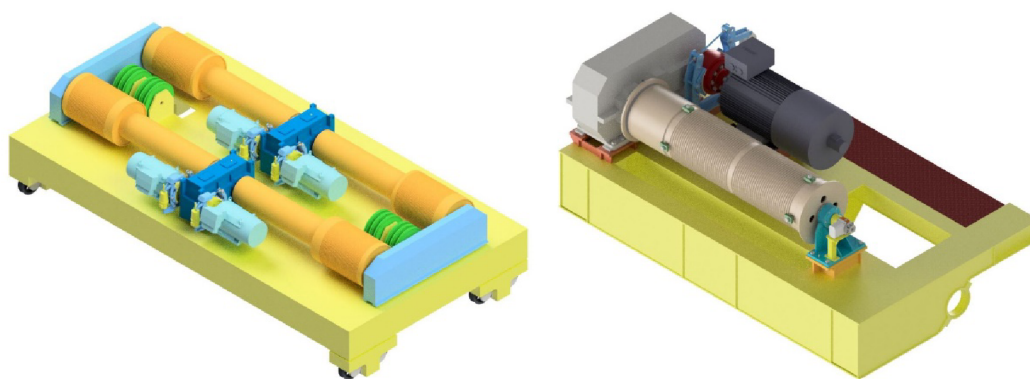
Obr. 6 – Rám jeřábové kočky o nosnosti 12,5/12,5t

1.2.2 MECHANISMUS ZDVIHU JEŘÁBOVÉ KOČKY

Zdvihový mechanismus se u vyšších nosností jeřábů skládá z hlavního a pomocného zdvihu. Tyto dva zdvihy jsou na sobě nezávislé. Dle zavedené konvence se při označování nosnosti jeřábů uvádí nejprve nosnost hlavního zdvihu a poté nosnost pomocného zdvihu (např. jeřáb 63/12,5t – nosnost hlavního zdvihu je 63t a nosnost pomocného zdvihu je 12,5t). Oba tyto zdvihy mají v kinematickém řetězci stejné prvky, liší se pouze nosností, příp. rychlostmi zdvihu.

Kinematický řetězec zdvihu se skládá z motoru, převodovky, brzdy a lanového bubnu s bubnovým ložiskem. Pro celkovou kompletaci mechanismů jsou nezbytné spojky, které mohou zastávat funkci tlumení rázů nebo vyrovnávání drobných osových posunů, a pokud jsou opatřeny brzdovým věncem, tak slouží ke spojení s čelistovou dvoučinnou brzdou. Tyto brzdové spojky se umísťují mezi motor a převodovku, což umocňuje brzdny účinek použité brzdy. Na výstupu z převodovky je umístěn lanový buben, který je osazen spojkou bubnovou. Na volném konci lanového bubnu je umístěn čep, který prochází soudečkovým bubnovým ložiskem a na jeho konci je připojen koncový vypínač zdvihu.

Ke zdvihovému mechanismu patří i vyrovnávací či vodící kladky. Ty jsou připevněny na rámu kočky.

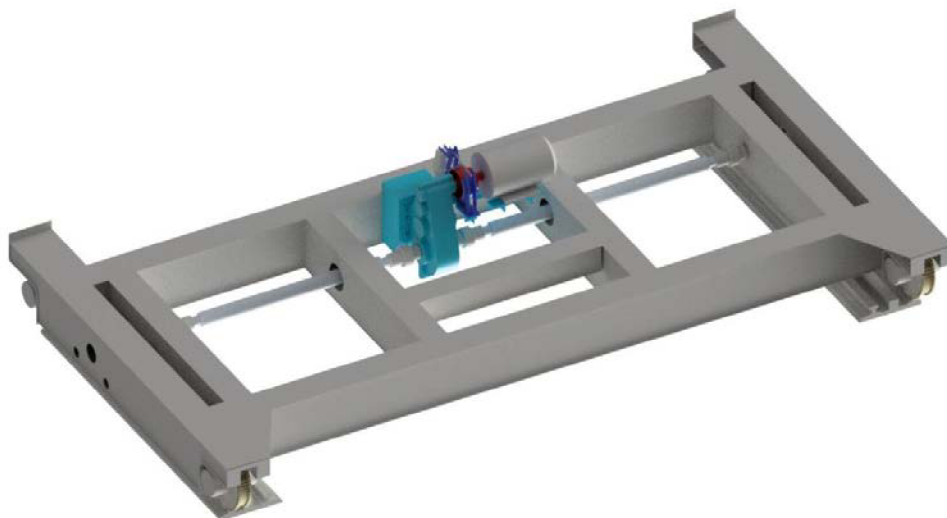


Obr. 7 – Porovnání mechanismů zdvihu 330t jeř. kočky (vlevo) a 20t jeř. kočky (vpravo)

1.2.3 POJEZDOVÝ MECHANISMUS JEŘÁBOVÉ KOČKY

Pojezdový mechanismus jeřábové kočky se skládá z hnacích pojezdových kol, motoru či motorů a redukční převodovky. Tak jako každý mechanismus, musí být i tento vybaven brzdou, která má za úkol zpomalení či úplné zastavení kočky. Mezi převodovku a pojezdové kolo se zpravidla umísťuje zubová spojka nebo kloubový hřídel. Ty mají za úkol kromě přenosu kroučícího momentu i vyrovnání nerovností pojezdové dráhy tak, aby síly vyvozené těmito nerovnostmi nebyly zachycovány převodovkou.

Mechanismus pojezdu může mít různá uspořádání. Například jeden centrální pohon, kdy je hřídel na výstupu z převodovky vedený do obou směrů. Tímto se zajistí stejnoměrné otáčky hnacích pojezdových kol a předejde se tak přičení. Další možností je, že má každé hnací pojezdové kolo na svém výstupním hřídeli připojen jeden motor. V tomto případě je nutno předejít přičení určitou formou řízení pohonů (např. pomocí frekvenčních měničů).



Obr. 8 – Pojezdový mechanismus jeřábové kočky s centrálním pohonem

1.3 POJEZDOVÝ MECHANISMUS MOSTU JEŘÁBU

Jeřáb spočívá na čtyřech či více pojezdových kolech, z nichž polovina až čtvrtina protilehlých kol obou větví jízdní dráhy je poháněna. Spočívá-li jeřáb na více než šesti kolech, např. osmi či více, vkládají se vždy dvě pojezdová kola do vahadel, na která se usazuje vlastní konstrukce jeřábu, aby bylo zatížení jednotlivých kol, a tím i jeřábové dráhy, staticky určité.

Hnací kola mohou být poháněna buď centrálně, čili jedním motorem umístěným zpravidla uprostřed mostu jeřábu, nebo má každé kolo jednotlivě samostatný motor. Z motoru na pojezdové kolo je moment převáděn přes redukční převodovku a spojku, stejně jako u pojezdového ústrojí jeřábové kočky. V současné době jsou známy tři způsoby pohonu mostu jeřábu:

CENTRÁLNÍ POHON S POMALOBĚŽNÝM PRŮBĚŽNÝM HŘÍDELEM

Jde o způsob, kdy je uprostřed mostu umístěn motor s převodovkou, která obsahuje veškeré ozubené převody, a průběžný hřídel tak může být přímo spojen s hnacími pojezdovými koly. Vzhledem k tomuto musí být hřídel dimenzován na přenos velkého krouťacího momentu, přičemž při přenosu větších výkonů a u větších rozpětí jeřábu roste jeho hmota. Kvůli tomu je tento způsob pohonu vhodný pro kočky nebo jeřáby menších nosností a rozpětí.

CENTRÁLNÍ POHON S PRŮBĚŽNÝM HŘÍDELEM O STŘEDNÍCH OTÁČKÁCH

Takto řešený způsob pohonu má většina starších mostových jeřábů. Motor a hlavní převodovka jsou zde opět umístěny uprostřed mostu. Tato převodovka má výstup na obě strany a zpomaluje průběžný hřídel jen na cca $150 - 220 \text{ min}^{-1}$. Před pojezdovými koly se nachází sekundární převodovky, které redukuje otáčky průběžného hřídele na požadované otáčky pojezdových kol. Výstupní hřídel z této převodovky je pak přes spojku spojen přímo s pojezdovými koly.

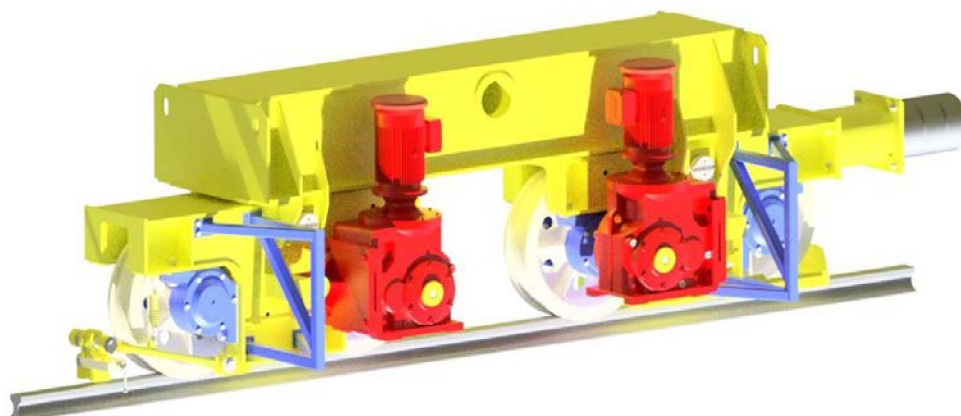
Díky nižším otáčkám průběžného hřídele může být tento uložen v kluzných ložiskách s tuhým mazáním. Nevýhodou tohoto systému jsou volné převody umístěné u pojezdových kol.

ROZDĚLENÝ VÍCEMOTOROVÝ POHON JEŘÁBU

Každá strana jeřábu je poháněna vlastním motorem s převodovkou a brzdou. Výstup z převodovky je přes speciální poddajné spojky spojen s hřídelem pojezdového kola. Druhou variantou je použití pojezdových sestav, které se skládají z převodových motorů letmo uložených na hřídeli pojezdového kola (viz obr. 9). Výhodou tohoto způsobu pohonu je, že odpadá použití průběžného hřídele (tj. velké hmoty, kterou je třeba rozpohybovat, i mnoha rotujících částí, které by mohly způsobit zranění). Na druhou stranu jsou však potřeba dva kusy každé z komponent (byť motor jen zhruba polovičního výkonu).

V případě dostatečně tuhého mostu jeřábu se u takto poháněných jeřábů v minulosti projevíly, z hlediska přičení, jejich dobré jízdní vlastnosti a to i přes to, že motory mezi sebou neměly žádné mechanické či elektrické vazby. Aby tomu však tak bylo, bylo nutno dodržet určité poměry mezi rozvorem a rozpětím jeřábů. V dnešní době jsou používány velmi přesné metody, které přičení eliminují i bez nutnosti omezení rozvoru jeřábu (dále viz kap. 1.4).

U těžkých hutních jeřábů je výhodné provést pohon čtyřmi nezávislými motory (pro každý roh mostu jeřábu jednu pojezdovou jednotku). V praxi se osvědčilo využít při rozjezdu všech čtyř motorů a po dosažení provozní rychlosti jeřáb pohánět jen dvěma předními motory (ve směru pohybu jeřábu) tak, aby byl jeřáb vždy tažen a nikoliv tlačěn.



Obr. 9 – Rozdělený pohon jeřábu

1.3.1 POHON JEŘÁBU

Nejrozšířenějším druhem pohonu jeřábů je elektrický pohon. Mezi jeho hlavní přednosti patří snadná regulovatelnost a možnost okamžitého vypínání a zapínání, díky čemuž odpadají ztrátové časy nutné k připravenosti a ztráty při běhu na prázdno. Mezi nevýhody by se dala zařadit závislost na zdroji elektrické energie a nutnost jejího přívodu (přes trolejové vedení). Elektrický pohon také umožňuje, mimo výše uvedené, plynulý přechod ze silové oblasti do oblastí brzdové. Tohoto jsou však schopny jen některé typy elektromotorů ve vhodné elektrovýzbroji, které umožní plynulé nastavení rekuperace elektrické energie bez přepínání hlavního obvodu.

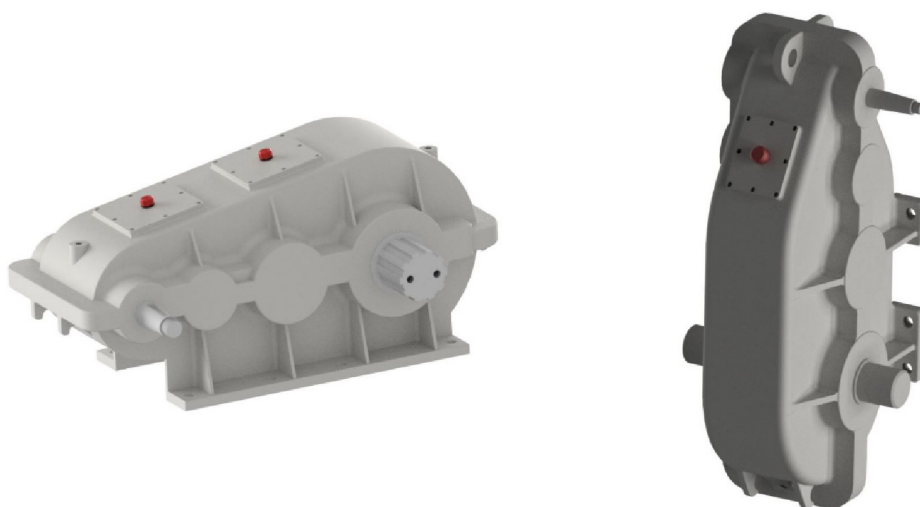
Pro elektrický pohon jeřábů platí oproti jiným elektrickým pohonům určitá specifika. Patří mezi ně například krátkodobý či přerušovaný chod, velký rozsah regulace rychlosti, elektrické brzdění, vibrace, ztížený přístup nebo práce v prašném prostředí.

Mezi nejpoužívanější druhy elektromotorů pro pohon jeřábů patří stejnosměrný sériový motor, trojfázový asynchronní motor s kroužkovou kotvou nebo asynchronní motor s kotvou nakrátko. Pro účely pojezdu musí být motor navržen s dostatečnou rezervou, aby nedocházelo k přehřívání, ztrátám výkonu nebo přetěžování motoru. Tato rezerva by však neměla být příliš velká, aby byl pojezd plynulý, dobře ovladatelný a nedocházelo k prokluzu pojezdových kol při pohybech bez břemene.

1.3.2 PŘEVODOVKA

Převodovky pojezdového ústrojí jsou tvořeny ozubenými koly, uloženými v samostatné převodové skříni. Dle druhu soukolí mohou být převodovky s čelním, kuželovým nebo šnekovým soukolím, popřípadě i převodovky se soukolím planetovým. Podle polohy dělicí roviny převodové skříně rozlišujeme svislé (obr. 10 – vpravo) nebo vodorovné převodovky (obr. 10 – vlevo). Vodorovné se používají pro zdvihová ústrojí, svislé zpravidla pro pojezdová ústrojí.

Pojezdové převodovky mají zpravidla převod do pomala, čili pomaloběžný výstupní hřídel. To je dáno tím, že pojezdová rychlost jeřábu je mnohem nižší než jsou otáčky elektromotorů a je třeba mnohonásobně zvýšit kroutící moment, jdoucí k pojezdovým kolům. Převodovky se v dnešní době vyrábějí až čtyřstupňové. Volné konce mohou mít v podstatě libovolné uspořádání vzájemných poloh. Skříň převodovky může být řešena jako odlitek z šedé litiny nebo svařenec z ocelových plechů, popřípadě jejich kombinace. Mazání se děje buď broděním v oleji, rozstříkáním nebo tlakovým mazáním (pomocí zubového čerpadla).



Obr. 10 – Převodová skříň s vodorovnou dělicí rovinou (vlevo) a svislou dělicí rovinou (vpravo)

PŘEVODOVÝ MOTOR

V dnešní době se dostává do stále větší obliby použití převodového motoru (obr. 11), což je homogenní a kompaktní jednotka, kterou tvoří převodovka a brzdový motor. Ten profituje zejména z prostorově velice kompaktního řešení.

I zde se využívá převodu do pomala a přenos výrazně většího kroutícího momentu, než by dokázal poskytnout samotný elektromotor. Dle potřebného směru silového toku převodovky jsou tři základní konstrukční provedení, a to převodovky s paralelními hřídeli, úhlové a planetové převodovky.



Obr. 11 – Převodový motor SEW s dutým hřídelem převodovky [9]

1.3.3 BRZDA

Brzdy se u pojezdu jeřábu používají pro zpomalení či zastavení mostu jeřábu, pohybujícího se po jeřábové dráze. Jsou pro tyto účely použity zejména kotoučové nebo čelistové brzdy. Z hlediska celkového rozložení a typu použitých mechanismů pojezdu může být brzda umístěna buď mezi motorem a převodovkou nebo může být integrovaná v pohonu (v případě motoru s kotvou nakrátko). Stejně jako v případě zdvihu platí, že brzda je stále v zabrzděném stavu a k jejímu odbrždění dochází jen při chodu pohonu.



Obr. 12 – Čelistová brzda D320 s automatickým kompenzátozem a destičkami Diafrikt

V horní části brzdy čelistových brzdy je systém táhel, pružin a pák, na kterých jsou uloženy brzdové čelisti s obložením z bezazbestového materiálu Ferodo či s brzdovými destičkami z kovokeramického třecího materiálu Diafrikt. K ovládní brzdy se používá elektrohydraulických odbržďovačů (ELHY). V případě nutnosti regulace brzdy, aby se dalo

vyrovnávat opotřebení brzdového obložení, se používá zkracování délky táhla, a to buď manuálně nebo pomocí automatického kompenzátoru opotřebení brzdového obložení (obr. 13).



Obr. 13 – Automatický kompenzátor opotřebení brzdového obložení

ELEKTROHYDRAULICKÝ ODBRŽĎOVAČ (ELHY)

K automatickému uvolňování brzd na jeřábech se v dnešní době používají především elektrohydraulické odbržďovače. Ty vytlačily v minulosti používané brzdové elektromagnety, jelikož ty vzhledem k jejich vlastnostem nevyhovovaly provozu (proudové rázy, časté poruchy, aj.).

Zdrojem tlaku v ELHY je rotační čerpadlo, poháněné trojfázovým elektromotorem, které je umístěné v pracovním válci pod pístem. Na píst může být dodatečně nasazeno regulační pružinové zařízení, díky čemuž lze dosáhnout obzvláště měkkého brždění. Lopatkové kolo rotačního čerpadla vyvíjí hydraulický tlak na spodní plochu pístu a tím i sílu, která se přenáší pomocí pístní tyče na pákové ústrojí brzdy.

1.3.4 SPOJKA

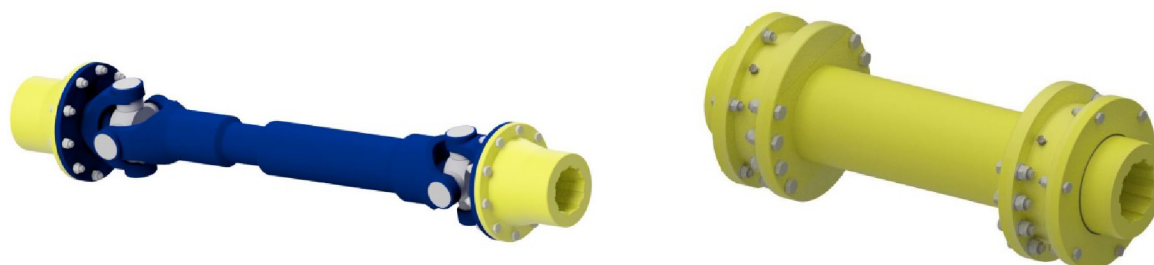
Spojka je součást kinematického řetězce. Slouží k přenosu točivého momentu od elektromotoru k ostatním mechanismům. V kin. řetězci mechanismu pojezdu jeřábu se v zásadě používá dvou typů spojek.

První z nich slouží k propojení elektromotoru s převodovkou (v případě, kdy není použit převodový motor) a používá se v tomto případě poddajných spojek. Nejpoužívanější jsou pružné čepové spojky (obr. 14 – vlevo) a zubové spojky (obr. 14 – vpravo), oba typy lze vyrobit s brzdovým kotoučem pro použití s mechanickou čelistovou brzdou. Pružné čepové spojky vyžadují poměrně přesnou montáž, čepy jsou uloženy pevně vždy na straně motoru a jsou na nich navlečeny gumové válečky, které tlumí rázy vznikající při rozběhu. Tato spojka také mimo jiné izoluje rotor motoru od ostatních částí jeřábu. Zubové spojky umožňují přenos velkých krouticích momentů i při menších úhlových či délkových nepřesnostech. Při jejich použití se snižuje nárok na přesné ustavení mechanismů při montáži a vyrovnávají za provozu vzniklé úchyly (pružnými deformacemi rámu) a tepelné dilatace. Přesné ustavení mechanismů má však podstatný vliv na celkovou životnost spojky.



Obr. 14 – Spojka s pružnými členy (vlevo) a zubová spojka (vpravo)

Druhý typ spojky slouží k propojení převodovky a pojezdového kola. Zde závisí na volbě typu pohonu jeřábu (viz úvod kap. 1.3). U centrálních pohonů jsou pro průběžný hřídel použity poddajné zubové spojky v jednoduchém provedení, které umožňují spojení i vzájemně osově přesazených hřídelů. U rozdělených pohonů, kde není potřeba překonání tak velké vzdálenosti mezi kolem a převodovkou se používají nejčastěji dvojitě zubové spojky (obr. 15 – vpravo) nebo kloubové spojky (obr. 15 – vlevo). Zvláště oblíbené je v poslední době použití kloubových spojek (kardanových hřídelů). Ty mohou spojovat osy různoběžných či mimoběžných hřídelů, případně osy hřídelů vzájemně se vůči sobě pohybujících (v rozsahu daném maximálním možným úhlem vychýlení). Tyto vychylky mohou být způsobeny například nepřesností při výrobě, pružností nosné konstrukce nebo funkčním požadavkem na možnost vzájemného pohybu spojených celků při činnosti. V případě použití teleskopické střední části je umožněno i vyrovnání axiálních odchylek (např. vlivem nepřesného ustavení jeřábové dráhy).



Obr. 15 – Kardanový hřídel s unašeči (vlevo), dvojitě zubová spojka trubková (vpravo)

1.3.5 POJEZDOVÁ KOLA

Pojezdová kola jsou hnací a hnaná, obvykle polovina pojezdových kol jeřábu jsou kola hnací. Vyrábí se nejčastěji z lité oceli, u menších ručních jeřábů z litiny. Odvalovací plocha kol je válcová a povrchově kalena či zušlechtěna. Kola mohou být uložena volně na čepech nebo být pevně spojena s hřídelem, otočně uloženým v ložiscích. Pojezdová kola pevně spojená s hřídelem umožňují snadnou výměnu kola i s rohovými ložisky při malém zdvižení mostu, a i správnou montáž tak, aby nedocházelo k přičení jeřábu. Vyžadují však skříňovou konstrukci mostu jeřábu. Pro jeřáby, pracující v těžkých pracovních podmínkách za vysokých rychlostí, se používají kola opatřena bandáží. Bandáž zvyšuje únosnost kola až o 25% oproti kolu z lité oceli.

Pojezdová kola jsou většinou opatřena nákolky, které jsou určeny k zachycování bočních sil, kolmých k jízdni dráze, a k vedení mostu po kolejnici. Mohou být buď s jedním nebo dvěma nákolky, či bez nákolku. Při pojezdu vzpříčeného jeřábu se kola s válcovou plochou a dvěma nákolky svými nákolky odírají o kolejnici. Se zřetelem na nepřesnost jeřábové dráhy je tedy třeba nechat mezi nákolky a kolejnicí dostatečnou boční vůli. Pojezdová kola bez nákolků se používají u těžkých hutních jeřábů, aby se zamezilo přičení. Proto jsou zde i nižší pojezdové odpory. Kola s jedním nákolkem se používají u podvěsných jeřábů, kde kolo pojíždí po spodní přírubě I-profilu (H-profilu).



Obr. 16 – Pojezdové kolo hnací (vlevo) a hnané (vpravo)

ELEKTRONICKÉ NÁKOLKY

Oblast využití naleznou u jeřábů s rozdělenými pohony a zejména pak u jeřábů s větším rozpětím mostu, menší tuhostí konstrukce nebo v případě jejich nesymetrického zatížení, kdy často dochází k přičení. Systém elektronických nákolků zabraňuje vzniku tohoto přičení a tím prodlužuje životnost pojezdových kol a kolejnic. Skládá se ze snímačů vzdálenosti, regulačního automatu a frekvenčního měniče.

Snímače jsou umístěny do všech čtyř rohů jeřábu a je jimi měřena vzdálenost od hlavy kolejnice. Regulační obvod tyto signály zpracuje a určí optimální trasu jízdy. Samotné otáčky pohonů pojezdů jsou pak řízeny frekvenčními měniči na základě výstupu z regulačního obvodu.

1.4 ŘÍZENÍ POHONŮ

Pohon pojezdových mechanismů musí být navržen tak, aby tažná síla při rozjezdu nebo brždění nepřesáhla mez adheze, a aby byl rozjezd i zastavování pohybem plynulým.

1.4.1 SYNCHRONNÍ CHOD MOTORŮ

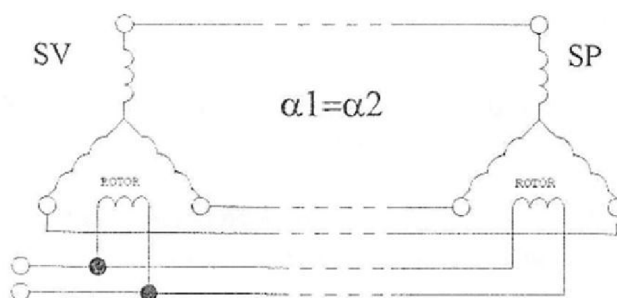
Jednou z negativních stránek provozu mostových jeřábů jsou problémy spojené s opotřebením pojezdových kol a s tím i jeřábové dráhy, což způsobuje přičení. Mezi hlavní důvody způsobující přičení se řadí zejména rozdílný průměr hnacích pojezdových kol, ne zcela přesné uložení pojezdových kol ve svislém či vodorovném směru, rozdílné otáčky pojezdových kol, nesprávná poloha jeřábové dráhy, rozdílný stav drsnosti hlav kolejnic nebo poloha kočky s břemenem v krajní poloze pojezdové dráhy kočky (při brždění dochází k „předjetí“ více zatížené strany pojezdu jeřábu oproti druhé straně).

Pro eliminaci tohoto je zvláště u dislokovaných pohonů pojezdu jeřábu s velkým rozpětím žádán synchronní chod jeho pojezdových elektromotorů. Tím se rozumí takový chod, kdy oba motory mají stejné otáčky a stejnou polohu rotoru vůči statoru.

ELEKTRICKÝ HŘÍDEL

Elektrický hřídel je zařízení pro synchronizaci otáček dvou elektromotorů. Tvoří jej dva trojfázové elektromotory se spojenými rotorovými vinutími a statory paralelně připojenými na trojfázovou síť.

Motory zde tedy pracují jako selsyny (princip jejich funkce znázorněn na obr. 17), což znamená, že pokud jsou rotory motorů natočeny souhlasně, neprotéká synchronním vedením žádný proud. Pootočí-li se rotorem selsynu SV, jsou napětí indukovaná ve vinutí statoru různá a začne jimi procházet proud. Ten vyvolá magnetický tok, díky čemuž se rotor selsynu SP natočí tak, aby synchronizačním vedením neprotékal žádný proud.



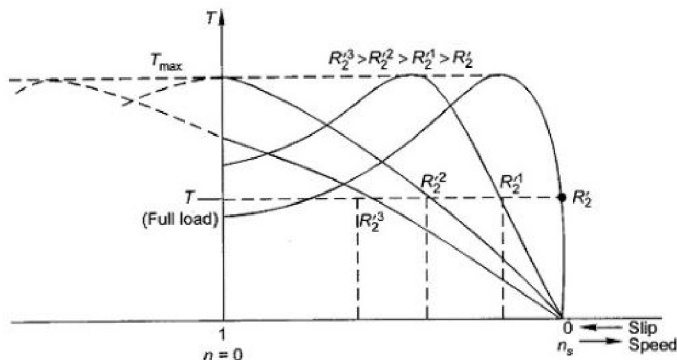
Obr. 17 – Schema zapojení el. hřídele [18]

1.4.2 SPOUŠTĚNÍ ASYNCHRONNÍCH MOTORŮ

Při spouštění asynchronních motorů vzniká vysoký záběrový proud, který je až 7x vyšší než je hodnota proudu nominálního. Díky tomu vznikají v síti velké proudové rázy i při relativně malém záběrovém momentu. Proto se používá přímé spouštění jen u motorů s malými výkony (přibližně do 4 kW).

ROTOROVÝ SPOUŠTĚČ

Rotorové spouštěče se používají u asynchronních motorů s kroužkovou kotvou. Kroužkové motory se spouští se zařazeným skluzovým odporem, který je zapojený v sérii s rotorovým odporem zapojeným na kroužcích. Během rozběhu se postupně zařazují jeho stupně, až se nakonec rotor motoru spojí nakrátko. Buď pomocí stykače, umístěného mimo asynchronní motor (pro motory s trvale přiloženými kartáči), nebo krátkospojovačem umístěným v rotoru, který tvoří jeden konstrukční celek s odklápěčem kartáčů. Tím je dosaženo celého skluzového odporu.



Obr. 18 – Momentová charakteristika kroužkového motoru s postupně zařazenými odpory [19]

PŘEPÍNAČ HVĚZDA - TROJÚHELNÍK

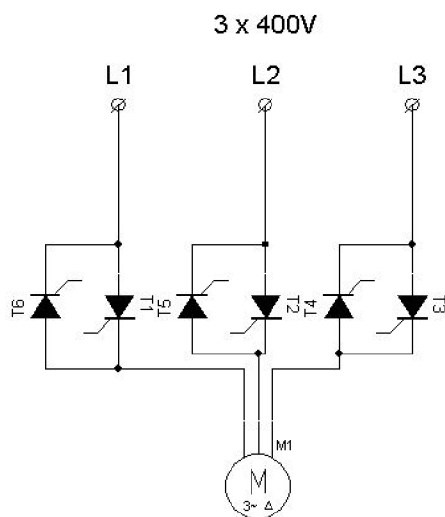
Motory s kotvou nakrátko se nejčastěji zapojují do konfigurace hvězda – trojúhelník (Y-D), která snižuje rozběhový proud. Statorové vinutí je při rozběhu zapojeno do hvězdy, po ukončení rozběhu je vinutí přepojeno do trojúhelníku. Pro jmenovité napětí cívky 400 V platí, že napětí cívky je při rozběhu zmenšeno na $1 / \sqrt{3} = 0,577$, což odpovídá 230 V. Záběrový proud motoru je omezen na 30 %, záběrový moment na 25 %. Po ukončení rozběhu je cívka přepnuta do trojúhelníku, což odpovídá 400 V. Při přepínání hvězda – trojúhelník nedochází ke změně rychlosti otáčení, mění se pouze skluz motoru.

Tuto metodu spouštění je možné použít jen pro lehké starty motorů. V případě těžkých startů je možné, že 25 % záběrného momentu nebude pro rozběh dostačující.

SOFTSTARTÉR

Softstartér je zařízení, které dočasně krátkodobě omezí kroutící moment a sníží zatížení u asynchronních motorů při jejich spouštění. Umožňuje měkké spuštění motoru, čímž se potlačuje namáhání mechanických částí motoru a zabraňuje výkyvům elektrického napětí v síti. Může být buď mechanický, který slouží obvykle pouze pro snížení kroutícího momentu, nebo elektronický, který navíc zabraňuje výkyvům napětí v síti a zvyšuje plynulé měkké spuštění motoru.

Regulace elektronickým softstartérem je napěťová. Má ve fázi zapojené dva anti-paralelně zapojené tyristory, které jsou řízeny řídicí deskou (dle obr. 19). Řídící deska postupně zvyšuje/snižuje nastavenou efektivní hodnotu napětí ve fázích po obsluhou nastavenou dobu. Napětí na svorkách motoru je během startu nízké, a tudíž i rozběhový proud a moment. Postupným zvyšováním/snižováním napětí dochází k postupnému zvýšení/snížení momentu na hřídeli motoru a zvýšení/snížení proudu motoru a jeho otáček.

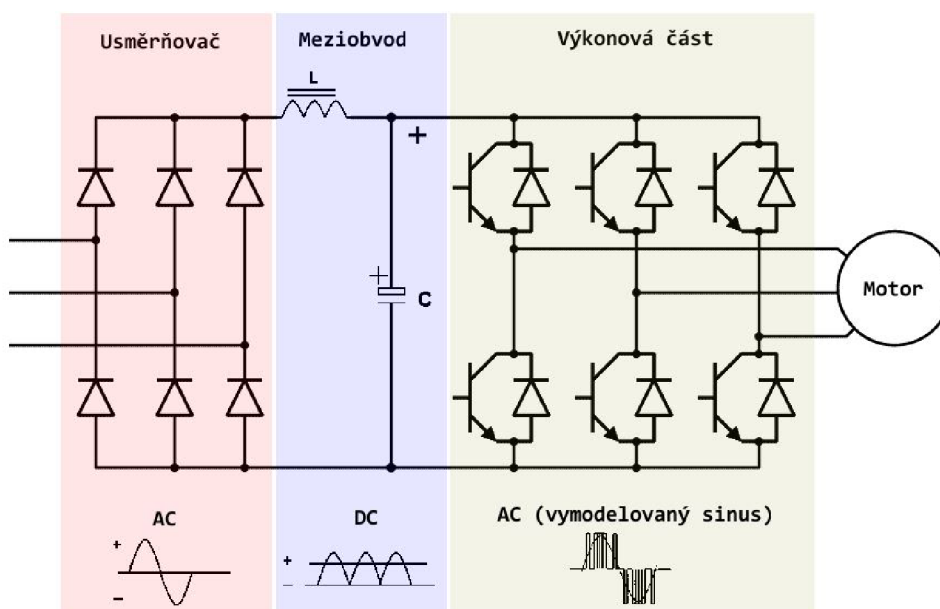


Obr. 19 – Princip funkce softstartéru [20]

FREKVENČNÍ MĚNIČ

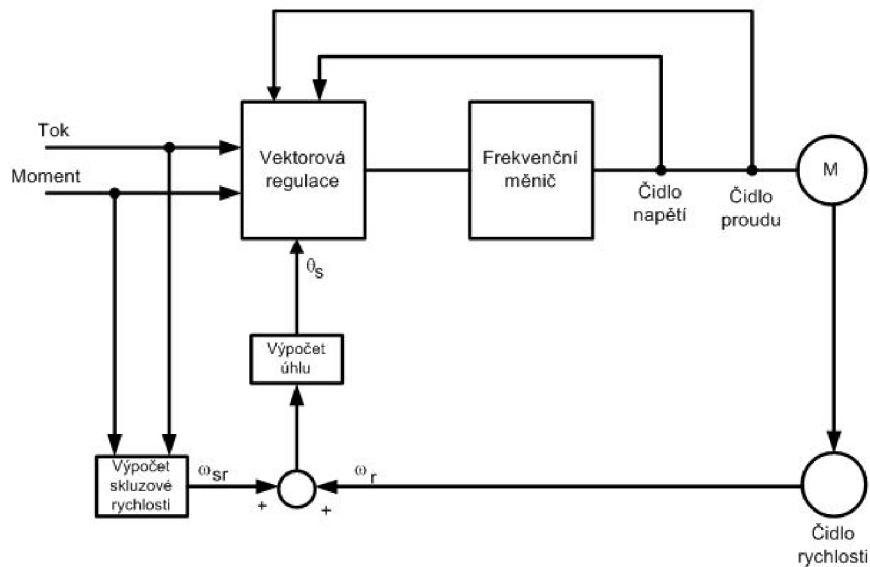
Zjednodušeně je to zařízení sloužící k řízení otáček asynchronních motorů. Motory s kotvou nakrátko mají výhodu v jednoduché konstrukci a nízké ceně, ale nevýhodu v poměrně složitém řízení otáček. Při použití i nejlevnějšího měniče lze vcelku efektivně měnit otáčky motoru, rychlost rozběhu a doběhu, směr otáčení, atd.

Měnič samotný se skládá ze tří hlavních částí – usměrňovače, meziobvodu a výkonové části (obr. 20). Usměrňovač nejprve přemění střídavý proud na stejnosměrný a poté ve výkonové části, skládající se z IGBT tranzistorů (bipolárních tranzistorů s izolovaným hradlem), se pomocí pulsně šířkové modulace modeluje signál, reprezentující třífázové sinusové napětí. Meziobvod se skládá z kondenzátorové baterie, v níž je uložena energie, která jde přes výkonovou část do motoru. Jelikož otáčky motoru přímo závisí na frekvenci, umožňuje měnič regulovat otáčky motoru pomocí změny výstupní frekvence. Rozběhový moment motoru je také výrazně omezen, a to na hodnotu 0,5-1 násobku proudu jmenovitého. V kombinaci s inkrementálním čidlem u motoru, které zajišťuje zpětnou vazbu o přesných otáčkách motoru, lze docílit maximálního momentu i při nulových otáčkách motoru.

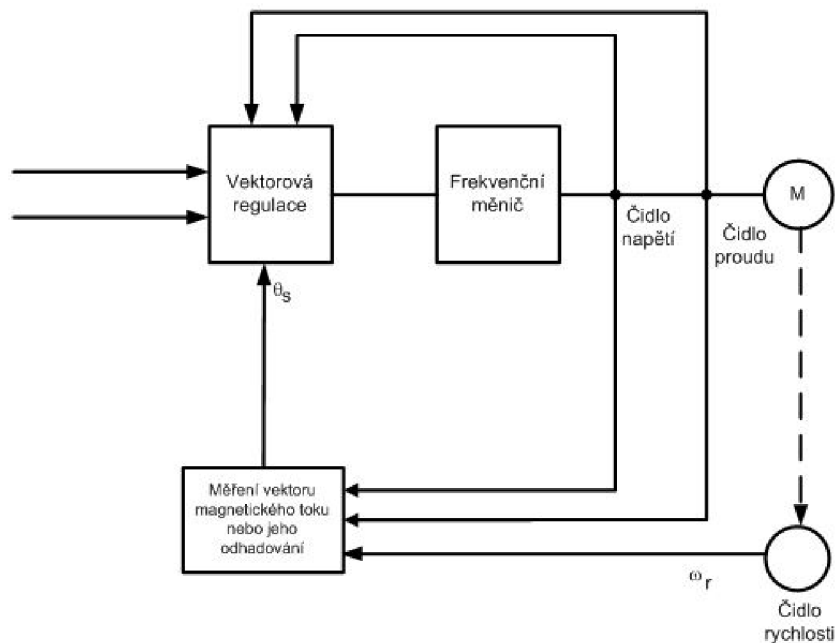


Obr. 20 – Blokové schéma frekvenčního měniče [21]

Využívá se zde zejména skalárního nebo vektorového řízení. Skalární řízení vychází z rovnic pro ustálený stav asynchronního stroje. Tento druh řízení neumožňuje řízení okamžité hodnoty momentu, což má za následek zhoršenou dynamiku regulace rychlosti. Pro svou jednoduchost bylo tohoto využíváno u starších pohonů a u levných pohonů s nízkými nároky na dynamiku pohonu. Vektorové řízení vychází z modelu popisujícího jak elektromagnetické, tak elektromechanické jevy ve stroji. Díky tomuto modelu lze efektivně řídit okamžité hodnoty toků a proudů ve stroji a rovněž i okamžitou hodnotu momentu stroje. U přímého vektorového řízení (obr. 21) není třeba použití inkrementálního čidla pro získání informací o poloze rotoru. V případě nepřímého řízení (obr. 22) se poloha rotoru získá integrací součinu skluzové rychlosti a rotorové rychlosti.



Obr. 21 – Blokové schéma přímého vektorového měniče [22]



Obr. 22 – Blokové schéma nepřímého vektorového řízení [23]

Nevýhodou měničů, kromě vyšší pořizovací ceny, je nutnost odstínění rušení. Toho se docílí pomocí zabudovaných nebo externích filtrů a tlumivek. U dlouhých vedení je nutné také použití stíněných kabelů jdoucích k motoru.

2 SPECIFIKACE PROVOZU JEŘÁBU

Požadovaná rychlost pojezdu mostu jeřábu:	1,05 m.s ⁻¹
Celková hmotnost jeřábu:	183 600 kg
Nosnost hlavního zdvihu jeřábu:	63 000 kg
Nosnost pomocného zdvihu jeřábu:	12 500 kg

V souladu s [3] je nutno provést klasifikaci mechanismu jeřábu, která vychází z počtu pracovních cyklů, jež mají být provedeny během očekávané životnosti jeřábu, a ze součinitele spektra zatížení jeřábu, které může představovat jmenovité zatížení.

Při určování skupiny, do které jeřáb patří musí být vzaty do úvahy dva faktory, a to třída využívání a stav zatěžování mechanismu jeřábu.

Třída využívání mechanismu je charakterizována uvažovaným celkovým využíváním v hodinách. Pro účel normy je uvažováno s tím, že mechanismus je využíván, pouze je-li zatížen. Pro zadaný jeřáb je předpokládáno nepravidelné intenzivní využívání s celkovou dobou využívání 12 500 h, což odpovídá třídě využívání **T₆**.

Stav zatěžování mechanismu udává, v jakém rozsahu je mechanismus vystaven maximálnímu nebo sníženému zatížení. Mechanismus zadaného jeřábu je vystaven maximálnímu zatížení častěji a obvykle na něj působí střední zatížení, což odpovídá stavu zatěžování **L₂**.

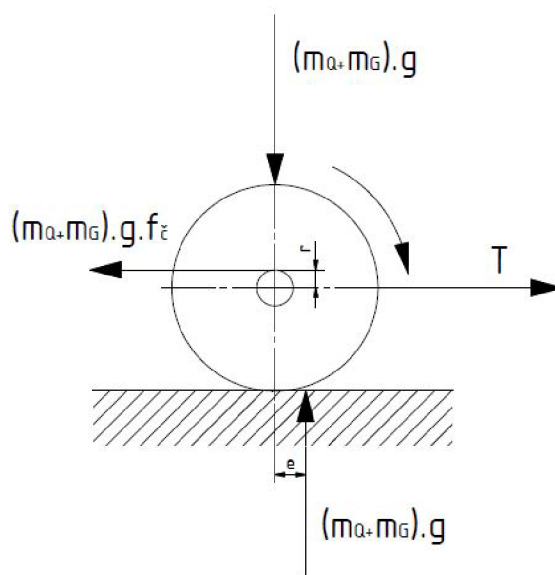
Skupinová klasifikace mechanismu dle[3], tabulky 6 odpovídá klasifikaci **M₆**.

4 VÝPOČET MECHANISMŮ POJEZDU MOSTU

Dle zadání je třeba provést náhradu stávajícího centrálního pohonu, popsaného v kap. 3, za pohon dislokovaný. Pro toto řešení je počítáno se dvěma koncepty. První koncept vychází z použití motoru s kroužkovou kotvou, druhý koncept vychází z použití motoru s kotvou nakrátko a s tím souvisejících komponent. V následujících podkapitolách je proveden výpočet potřebného výkonu motorů, funkční výpočet jednotlivých mechanismů a následně jejich kontrola pro oba dva koncepty.

4.1 VÝKON POJEZDOVÉHO ELEKTROMOTORU

Na základě stávající koncepce centrálního pohonu mostu jeřábu je dán počet a průměr D pojezdových kol a pojezdová rychlost v , dle kterých je vypočítán potřebný výkon nového pojezdového elektromotoru pojezdu mostu jeřábu.



Obr. 24 – Odpory kola při pojezdu

4.1.1 ODPOR PROTI POJÍŽDĚNÍ

Dáno: $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$r = 0,075 \text{ m}$$

$$R = 0,5 \text{ m}$$

$$e = 0,7 \text{ mm} = 0,0007 \text{ m} - \text{dle [1], str. 255}$$

$$f_{\xi} = 0,03 - \text{dle [1], str. 255}$$

$$w_r = g \cdot \frac{e + f_{\xi} \cdot r}{R} \quad (1)$$

$$w_r = 9,81 \cdot \frac{0,0007 + 0,03 \cdot 0,075}{0,5} = 0,05788 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$w_r = 0,05788 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1}$$

kde:

w_r	odpor proti pojíždění [$\text{N} \cdot \text{kg}^{-1}$]
g	tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
e	součinitel valivého odporu [m]
f_{ξ}	součinitel čepového tření [-]
r	poloměr čepu kola, u valivých ložisek otvoru kola [m]
R	poloměr pojezdového kola [m]

4.1.2 POTŘEBNÁ TAŽNÁ SÍLA

Dáno: $m_G = 183,6 \text{ t} = 183\,600 \text{ kg}$

$$m_Q = 63 \text{ t} = 63\,000 \text{ kg}$$

$$\kappa = 1,7 - \text{dle [1], tab. IV-5}$$

$$T = (m_G + m_Q) \cdot w_r \cdot \kappa \quad (2)$$

$$T = (183\,600 + 63\,000) \cdot 0,05788 \cdot 1,7 = 24\,264,45 \text{ N}$$

$$T = 24\,264,45 \text{ N}$$

kde:

T	tažná síla potřebná k překonání pasivních odporů [N]
m_G	hmotnost jeřábu [kg]
m_Q	hmotnost břemene [kg]
κ	součinitel zahrnující tření nákolků, nábojů, atd. [-]

4.1.3 ODPOR PROTI POJÍŽDĚNÍ, ZPŮSOBENÝ SKLONEM DRÁHY

Dáno: $\gamma = 0^\circ$

$$F_S = (m_G + m_Q) \cdot g \cdot \sin \gamma \quad (3)$$

$$F_S = (183\,600 + 63\,000) \cdot 9,81 \cdot \sin 0 = 0 \text{ N}$$

$$F_S = 0 \text{ N}$$

kde:

F_S	odpor proti pojíždění, způsobený sklonem dráhy [N]
γ	maximální sklon pojezdové dráhy (nosných lan) [$^\circ$]

4.1.4 ADHEZNÍ SÍLA JEŘÁBU

Pro stanovení doby rozjezdu je nutno brát v úvahu fakt, že ji nelze libovolně zkrátit, např. použitím motoru s vyšším rozběhovým momentem. Vždy je nutno zkontrolovat tíhu

jeřábu vzhledem k tažné síle motoru tak, aby při rozjezdu nedocházelo vlivem této síly k prokluzu hnacích kol po kolejnici. Stanovuje se proto adhezní síla, což je součet tlaků všech hnacích pojezdových kol.

$$\text{Dáno: } z = \frac{8}{2} = 4$$

$$K_{adh} = \frac{(m_G + m_Q) \cdot g}{z} \quad (4)$$

$$K_{adh} = \frac{(183\,600 + 63\,000) \cdot 9,81}{4} = 604\,786,5 \text{ N}$$

$$K_{adh} = 604\,786,5 \text{ N}$$

kde:

K_{adh} adhezní síla jeřábu [N]
 z poměr počtu všech kol k počtu poháněných kol [-]

4.1.5 NEJKRATŠÍ DOBA ROZBĚHU

Dáno: $\alpha = 1,2$ – dle [1], str 258

$f = 0,15$ – dle [1], str 258

$k_T = 1,3$ – dle [1], str. 258

$v = 63 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 1,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$t_{a \min} = \frac{\alpha \cdot (m_G + m_Q) \cdot v}{(K_{adh} \cdot f - k_T \cdot T)} \quad (5)$$

$$t_{a \min} = \frac{1,2 \cdot (183\,600 + 63\,000) \cdot 1,05}{(604\,786,5 \cdot 0,15 - 1,3 \cdot 24\,264,45)} = 5,25 \text{ s}$$

$$t_{a \min} = 5,25 \text{ s}$$

Je zvolen čas rozběhu $t_a = 5,3 \text{ s}$.

kde:

$t_{a \min}$ minimální doba rozjezdu [s]
 t_a doba rozjezdu [s]
 α součinitel zahrnující zrychlování rotujících hmot [-]
 f součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu [-]
 k_T bezpečnost vzhledem k tažné síle [-]
 v stávající rychlost pojezdu jeřábu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

4.1.6 VÝKON MOTORU

Vzhledem k pohybu jeřábu uvnitř haly je síla potřebná k překonání tlaku větru $F_1 = 0 \text{ N}$, a proto nebude ve výpočtu ani uvedena. Jeřábová dráha je považována za rovnou, a proto je síla potřebná pro překonání nakloněné roviny $F_s = 0 \text{ N}$. Lze ji tudíž z výpočtu také vynechat a motor tedy překonává pouze pasivní odpory.

Dáno: $\eta_c = 0,96$

$$P = \frac{T \cdot v}{\eta_c} \quad (6)$$

$$P = \frac{24\,264,45 \cdot 1,05}{0,96} = 26\,536,24 \text{ W}$$

$$P = 26\,536,24 \text{ W}$$

kde:

P výkon motoru z pasivních odporů [W]
 η_c celková účinnost ozubených převodů [-]

4.1.7 POŽADOVANÉ VÝSTUPNÍ OTÁČKY MOTORU

Dáno: $D = 1 \text{ m}$

$$n_2 = \frac{v}{\pi \cdot D} \quad (7)$$

$$n_2 = \frac{1,05}{\pi \cdot 1} = 0,33 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_2 = 0,33 \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

n_2 otáčky pojezdového kola [s^{-1}]
 D průměr pojezdového kola [m]

4.2 VÝPOČET PRO MOTOR S KROUŽKOVOU KOTVOU

K pohonu jeřábu zde slouží dva asynchronní kroužkové motory. Motor je osazen přírubou a je uchycen k převodovce s IEC adaptérem. Na druhém vstupu převodovky je nasazen brzdový buben pro brždění pojezdu pomocí čelist'ové brzdy. Výstupní hřídel je opatřen drážkováním pro připojení spojky.

4.2.1 VOLBA ELEKTROMOTORU

Na základě vypočítané hodnoty výkonu motoru P jsou zvoleny 2 trojfázové nízkonapěťové asynchronní hutní motory s kroužkovou kotvou výrobce SIEMENS, typu VP 180LK06 (viz obr. 25) s výkonem 17 kW (pro zatěžovatel 40%). Motory jsou řešeny jako přírubové, nebude

tedy nutné jejich usazování na samostatné stoličky – budou připojeny přímo na převodovce. Parametry motoru viz tab. 1.

Tab. 1 – Parametry motoru pojezdu [8]

Typ	VP 180LK06
Druh zatížení	S3
Výkon	17 000 W
Otáčky	16,17 $\cdot s^{-1}$
Jmenovitý moment	167 N.m
Hmotnost	330 kg
Přetížení motoru	3,1
Moment setrvačnosti motoru	0,29 $kg \cdot m^3$
Jmenovitý proud (380V)	50 A
Krytí	IP 44
Frekvence	50 Hz
Otvory v přírubě	4x $\Phi 19$



Obr. 25 – SIMEMENS VP 180LK06

4.2.2 VÝPOČET PŘEVODOVKY

POŽADOVANÝ PŘEVOD PŘEVODOVKY

Dáno: $n_1 = 16,17 \cdot s^{-1}$

$$i_N = \frac{n_1}{n_2} \quad (8)$$

$$i_N = \frac{16,17}{0,33} = 48,99$$

$$i_N = 48,99$$

kde:

i_N požadovaný převodový poměr převodovky [-]
 n_1 výstupní otáčky motoru [min^{-1}]

JMENOVITÝ VÝSTUPNÍ MOMENT PŘEVODOVKY

Dáno: $P_m = 17\,000 \text{ W}$

$$M_{K2} = \frac{P_m \cdot 0,159 \cdot \eta_c}{n_2} \quad (9)$$

$$M_{K2} = \frac{17\,000 \cdot 0,159 \cdot 0,96}{0,33} = 7\,863,27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{K2} = 7\,863,27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{K2} jmenovitý spouštěcí moment převodovky [N.m]
 P_m výkon kroužkového motoru [W]

SERVISNÍ SOUČINITEL SPECIFICKÝ PRO DANOU APLIKACI

Servisní součinitel specifický pro danou aplikaci $F_{s \min}$ zohledňuje typické chování pod zatížením s ohledem na poháněný stroj. Při volbě doporučených hodnot se bere v úvahu zejména oblast použití, typ poháněného stroje a počet hodin pod zatížením za den.

Pro jeřáby a zvedací zařízení je nutno volit hodnotu dle FEM 1.001, kdy pro (3÷10) h/den pod zatížením je $F_{s \min} = 1,9$. [9]

SOUČINITEL ŠPIČKOVÉHO ZATÍŽENÍ

Součinitel špičkového zatížení F_F zohledňuje přetížení převodovky a součástí přenášejících kroutící moment.

Pro špičkové zatížení ve spektru (41÷80) h/týden je $F_F = 1,5$. [9]

SOUČINITEL ROZBĚHU

Součinitel rozběhu F_{start} zohledňuje přetížení způsobené rozběhem. Uvedená hodnota je pouze orientační, skutečná závisí na aplikaci.

Pro měkký start je $F_{start} = 1,8$. [9]

MINIMÁLNÍ JMENOVITÝ VÝSTUPNÍ MOMENT PŘEVODOVKY

Dáno: $F_{s min} = 1,9$

$$M_{N2 min} = M_{K2} \cdot F_{s min} \quad (10)$$

$$M_{N2 min} = 7\,863,27 \cdot 1,9 = 14\,940,22 \text{ N.m}$$

$$M_{N2 min} = 14\,940,22 \text{ N.m}$$

kde:

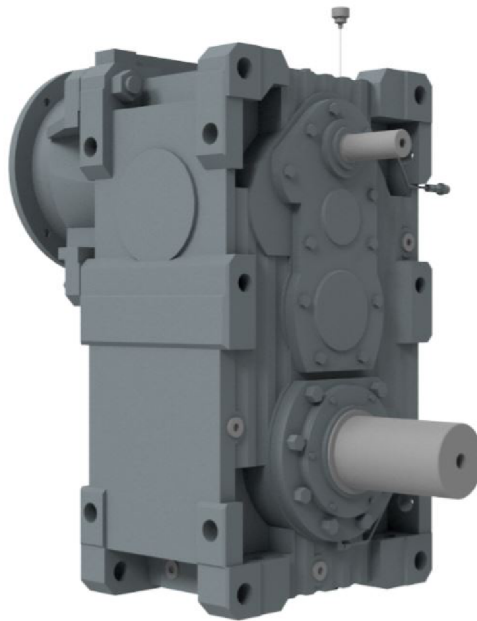
$M_{N2 min}$ minimální jmenovitý výstupní moment převodovky [N.m]
 $F_{s min}$ servisní součinitel, specifický pro danou aplikaci [-]

VOLBA PŘEVODOVKY

Z důvodu prostorových dispozic je použita čelní průmyslová převodovka s paralelními hřídeli. Konkrétní volba padla mezi převodovky firem SEW a Flender, kdy cenově příznivější je převodovka firmy SEW. Na základě zjištěné hodnoty minimálního jmenovitého výstupního momentu převodovky je zvolena čelní převodovka s nejbližším vyšším jmenovitým výstupním momentem SEW X3FS140/HU/B s paralelními hřídeli, určená pro vertikální montáž. Parametry převodovky viz tab. 2.

Tab. 2 – Parametry převodovky pojezdu [9]

Typ	X3FS140/HU/B
Výstupní otáčky	18,69 .min ⁻¹
Převodový poměr	51,63
Jmenovitý výstupní kroutící moment	22 000 N.m
Jmenovitý výkon	46 000 W
Výstupní kroutící moment	7 220 N.m
Pracovní poloha	M4 (vertikální)
Připojení motoru	Adaptér IEC / 200
Typ výstupního hřídele	Plný s perem $\Phi 120$ n6
Typ maziva	Syntetický olej CLP HC 320, cca 65 l
Krycí nátěr	RAL 7031 šedomodrá
Klasifikace FEM	L4 – T8 – M8



Obr. 26 – SEW X3FS140/HU/B [9]

4.2.3 VÝPOČET ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

Pro pohon je nejtěžším zatěžovacím stavem rozběh, kdy musí opakovaně překonávat všechny odpory a momenty setrvačných sil v dostatečně krátkém čase. Při návrhu mechanismů je proto nutno provést kontrolu, zda-li zvolený motor dokáže překonat pasivní odpor plně zatíženého jeřábu a posuvné i rotační hmotnosti za zvolený čas. To velkou měrou ovlivňuje mechanická účinnost a momenty setrvačnosti jednotlivých mechanismů.

VÝSTUPNÍ OTÁČKY

Dáno: $i_c = 51,63$

$$n_{2 \text{ skut}} = \frac{n_1}{i_c} \quad (11)$$

$$n_{2 \text{ skut}} = \frac{16,17}{51,63} = 0,31 \cdot s^{-1}$$

$$n_{2 \text{ skut}} = 0,31 \cdot s^{-1}$$

kde:

$$\begin{array}{ll} n_{2 \text{ skut}} & \text{výstupní otáčky převodovky [s}^{-1}\text{]} \\ i_c & \text{převodový poměr převodovky [-]} \end{array}$$

SKUTEČNÁ POJEZDOVÁ RYCHLOST

$$v_{skut} = n_{2 \text{ skut}} \cdot \pi \cdot D \quad (12)$$

$$v_{skut} = 0,31 \cdot \pi \cdot 1 = 0,98 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

$$v_{skut} = 0,98 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

kde:

v_{skut} skutečná pojížděcí rychlost [$m.s^{-1}$]

ZRYCHLENÍ PŘI ROZJEZDU

$$a_r = \frac{v_{skut}}{t_a} \quad (13)$$

$$a_r = \frac{0,98}{5,3} = 0,18 \text{ m.s}^{-1}$$

$$a_r = 0,18 \text{ m.s}^{-1}$$

kde:

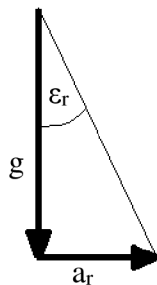
a_r zrychlení jeřábu při rozjezdu [$m.s^{-2}$]

$$a_r \leq 1 \text{ m.s}^{-2} \rightarrow 0,18 \text{ m.s}^{-2} < 1 \text{ m.s}^{-2}$$

Zrychlení jeřábu je menší než 1 m.s^{-1} . Pojezdová rychlost **vyhovuje** vůči zrychlení při rozjezdu.

ÚHEL VYCHÝLENÍ BŘEMENA PŘI ROZJEZDU

Úhel vychýlení břemena vlivem zrychlení při rozjezdu by standardně neměl překročit 6° , jelikož při větším vykývnutí by mohlo dojít ke kolizi lana s rámem kočky, což by mělo vliv na jeho opotřebení či poškození.



Obr. 27 – Zjištění úhlu vychýlení břemena

$$\varepsilon_r = \arctg\left(\frac{a_r}{g}\right) \quad (14)$$

$$\varepsilon_r = \arctg\left(\frac{0,18}{9,81}\right) = 1^\circ 4'$$

$$\varepsilon_r = 1^\circ 4'$$

kde:

ε_r úhel vychýlení břemena při rozjezdu [$^\circ$]

$$\varepsilon_r \leq 6^\circ \rightarrow 1^\circ 4' < 6^\circ$$

Úhel vychýlení břemena je menší než 6° . Zrychlení jeřábu **vyhovuje** vzhledem k meznímu vychýlení břemena.

MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ (PŘEPOČTEN NA 1 MOTOR)

$$M_T = \frac{(T + F_S) \cdot R}{i_C \cdot \eta_C \cdot 2} \quad (15)$$

$$M_T = \frac{(24\,264,45 + 0) \cdot 0,5}{51,63 \cdot 0,96 \cdot 2} = 122,39 \text{ N.m}$$

$$M_T = 122,39 \text{ N.m}$$

kde:

M_T moment pasivních odporů redukováných na osu motoru [N.m]

ZRYCHLUJÍCÍ SÍLA

$$F_{ZR} = \frac{(m_G + m_Q) \cdot v_{skut}}{t_a} \quad (16)$$

$$F_{ZR} = \frac{(183\,600 + 63\,000) \cdot 0,98}{5,3} = 45\,535,7 \text{ N}$$

$$F_{ZR} = 45\,535,7 \text{ N}$$

kde:

F_{ZR} zrychlující síla [N]

MOMENT PRO ZRYCHLENÍ POSUVNÝCH HMOTNOSTÍ (PŘEPOČTEN NA 1 MOTOR)

$$M_P = F_{ZR} \cdot \frac{R}{i_C \cdot \eta_C \cdot 2} \quad (17)$$

$$M_P = 45\,535,7 \cdot \frac{0,5}{51,63 \cdot 0,96 \cdot 2} = 229,99 \text{ N.m}$$

$$M_P = 229,99 \text{ N.m}$$

kde:

M_P moment pro zrychlení posuvných hmotností [N.m]

MOMENT PRO ZRYCHLENÍ ROTAČNÍCH HMOTNOSTÍ

Pro výpočet hnacích ústrojí je potřeba zrychlující momenty, působící na předlohových hřídelích, redukovat na hřídel motoru. Momenty setrvačnosti (kromě rotoru motoru) se pro zjednodušení vyjádří součinitelem β .

Dáno: $J_0 = 0,29 \text{ kg.m}^2$

$\beta = 1,5$ – dle [1], str. 253

$$M_{zr} = J_0 \cdot \beta \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{t_a} \quad (18)$$

$$M_{zr} = 0,29 \cdot 1,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,17}{5,3} = 8,34 \text{ N.m}$$

$$M_{zr} = 8,34 \text{ N.m}$$

kde:

J_0	moment setrvačnosti rotoru motoru [kg.m ²]
β	součinitel zahrnující ostatní hmoty [-]
M_{zr}	moment pro zrychlení rotačních hmotností [N.m]

MOMENT PRO ROZJEZD (PŘEPOČTEN NA 1 MOTOR)

$$M_C = M_T + M_{zr} + M_P \quad (19)$$

$$M_C = 122,39 + 8,34 + 229,99 = 360,72 \text{ N.m}$$

$$M_C = 360,72 \text{ N.m}$$

kde:

M_C	moment pro rozjezd [N.m]
-------	--------------------------

SPOUŠTĚCÍ MOMENT NA MOTORU

Spouštěcí moment na motoru vypočítán dle [8]. Určuje, jak velký moment dokáže motor krátkodobě vyvodit.

$$M_{SP} = 0,75 \cdot M_n \cdot \frac{M_{max}}{M_N} \quad (20)$$

$$M_{SP} = 0,75 \cdot 167 \cdot 3,1 = 388,28 \text{ N.m}$$

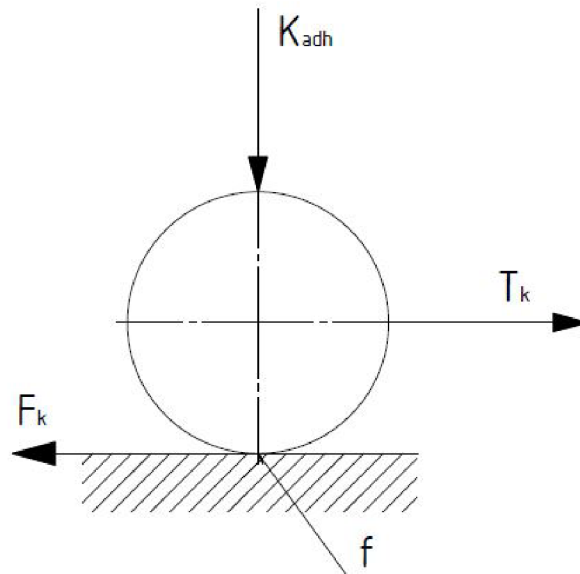
$$M_{SP} = 388,28 \text{ N.m}$$

kde:

M_{SP}	spouštěcí moment na motoru [N.m]
M_n	jmenovitý moment motoru [N.m]
$\frac{M_{max}}{M_n}$	přetížení motoru [-]

$$M_{SP} > M_C \rightarrow 388,28 \text{ N.m} > 360,72 \text{ N.m}$$

Spouštěcí moment na motoru převyšuje hodnotu rozběhového momentu, což zaručí požadované zrychlení s dostatečnou rezervou. Aby byl však tento moment spolehlivě přenesen bez prokluzu, musí být provedena kontrola prokluzu mezi pojezdovým kolem a kolejnicí.



Obr. 28 - Síly, ovlivňující prokluz kol

TAŽNÁ SÍLA OD POSUVNÝCH HMOT

$$F_{SP} = M_P \cdot \frac{i_c \cdot \eta_c}{R} \quad (21)$$

$$F_{SP} = 229,99 \cdot \frac{51,63 \cdot 0,96}{0,5} = 22\,798,82 \text{ N}$$

$$F_{SP} = 22\,798,82 \text{ N}$$

kde:

 F_{SP} tažná síla od posuvných hmot [N]
TAŽNÁ SÍLA OD ROTAČNÍCH HMOT

$$F_{SR} = M_{zr} \cdot \frac{i_c \cdot \eta_c}{R} \quad (22)$$

$$F_{SR} = 8,34 \cdot \frac{51,63 \cdot 0,96}{0,5} = 826,74 \text{ N}$$

$$F_{SR} = 826,74 \text{ N}$$

kde:

 F_{SR} tažná síla od rotačních hmot [N]
SUMA TAŽNÝCH SIL REDUKOVANÝCH NA KOLE

$$T_k = T + F_{SP} + F_{SR} \quad (23)$$

$$T_k = 24\,264,45 + 22\,798,82 + 826,74 = 47\,890,01 \text{ N}$$

$$T_k = 47\,890,01 \text{ N}$$

kde:

T_k suma tažných sil redukováných na kole [N]

KONTROLA ADHEZNÍ TÍHY JEŘÁBU

Je třeba provést srovnání adhezní síly s tažnými silami redukovánými na obvodu kola.

$$F_k = K_{adh} \cdot f \quad (24)$$

$$F_k = 604\,786,5 \cdot 0,15 = 90\,717,98 \text{ N}$$

$$F_k = 90\,717,98 \text{ N}$$

kde:

F_k adhezní síla mezi kolem a kolejnicí [N]

$$F_k \geq T_k \rightarrow 90\,717,98 \text{ N} > 47\,890,01 \text{ N}$$

Adhezní síla je větší než suma tažných sil. Při rozjezdu jeřábu nebude docházet k prokluzu mezi hnacími koly a kolejnicí a rozjezd bude plynulý. Motor **vyhovuje** vzhledem k prokluzu kol.

4.2.4 KONTROLA PŘEVODOVKY

Kontrola špičkového zatížení a odvodu tepla převodovky provedena dle [9].

SERVISNÍ SOUČINITEL

Dáno: $P_{N1} = 46\,000 \text{ W}$

$$f_{se} = \frac{P_{N1}}{P_m} \quad (25)$$

$$f_{se} = \frac{46\,000}{17\,000} = 2,7$$

$$f_{se} = 2,7$$

kde:

f_{se} servisní součinitel převodovky [-]
 P_{N1} jmenovitý výkon převodovky [W]

DOVOLENÝ ŠPIČKOVÝ VÝSTUPNÍ MOMENT

Dáno: $F_F = 1,5$

$$M_{N2} = 22\,000 \text{ N.m}$$

$$M_{K2\,dov} = \frac{2 \cdot M_{N2}}{F_F} \quad (26)$$

$$M_{K2\ dov} = \frac{2 \cdot 22\ 000}{1,5} = 29\ 333,33\ N.m$$

$$M_{K2\ dov} = 29\ 333,33\ N.m$$

kde:

$M_{K2\ dov}$	dovolený špičkový výstupní moment [N.m]
F_F	součinitel špičkového zatížení [-]
M_{N2}	jmenovitý výstupní moment převodovky [N.m]

ŠPIČKOVÝ VÝSTUPNÍ MOMENT

Dáno: $F_{start} = 1,8$

$$M_{K2\ max} = \frac{P_m \cdot 0,159 \cdot \eta_c}{n_{2\ skut}} \cdot F_{start} \quad (27)$$

$$M_{K2\ max} = \frac{17\ 000 \cdot 0,159 \cdot 0,96}{0,31} \cdot 1,8 = 15\ 067,05\ N.m$$

$$M_{K2\ max} = 15\ 067,05\ N.m$$

kde:

$M_{K2\ max}$	špičkový výstupní moment [N.m]
F_{start}	součinitel rozběhu [-]

$$M_{K2\ max} \leq M_{K2\ dov} \rightarrow 15\ 067,05\ N.m < 29\ 333,33\ N.m$$

Špičkový výstupní moment převodovky je nižší než je její dovolený špičkový výstupní moment. Převodovka **vyhovuje** vůči špičkovému zatížení na výstupu.

TEPLOTNÍ SOUČINITEĽ

Teplotní součinitel f_T závisí na typu mazání, možnostech chlazení a okolní teplotě.

Pro typ převodové skříně X.F140 v pozici M4 je mazání provedeno olejovou lázní a převodovka je v provedení bez dodatečného chlazení. Pro tuto kombinaci a okolní teplotu 50°C je $f_T = 0,48$. [9]

TEPELNÝ VÝKON PŘEVODOVKY

Tepelný výkon převodovky je výkon, který dokáže převodovka nepřetržitě přenášet bez dosažení specifické teploty oleje. Závisí především na okolní teplotě, cirkulaci vzduchu a vystavení slunečnímu světlu, nadmořské výšce, vedení tepla k podkladu, velikosti převodové skříně, druhu externího chlazení, typu mazání nebo délce jednoho cyklu.

Dáno: $P_{TH} = 70\ kW = 70\ 000\ W$

$$f_1 = 1 - \text{dle [9], pro umístění do 999 m.n.m.}$$

$$f_T = 0,48$$

$$P_T = P_{TH} \cdot f_1 \cdot f_T \quad (28)$$

$$P_T = 70\,000 \cdot 1 \cdot 0,48 = 33\,600 \text{ W}$$

$$P_T = 33\,600 \text{ W}$$

kde:

P_T	tepelný výkon převodovky [W]
P_{TH}	jmenovitý tepelný výkon převodovky [W]
f_1	součinitel zohledňující nadmořskou výšku [-]
f_T	teplotní součinitel [-]

$$P_T \geq P_m \rightarrow 33\,600 \text{ W} > 17\,000 \text{ W}$$

Tepelný výkon převodovky je větší než je výkon motoru. Převodovka **vyhovuje** vůči odvodu tepla.

SPOUŠTĚCÍ MOMENT NA PŘEVODOVCE

Spouštěcí moment na převodovce je v tomto případě počítán ze spouštěcího momentu na motoru M_{SP} , namísto momentu pro rozjezd M_C . To je z důvodu možného nedodržení předepsaného času rozjezdu jeřábníkem. Maximální možný moment dodaný motorem (tedy ten, který má jeřábník k dispozici) je moment spouštěcí, proto je vůči němu kontrolována i převodovka.

$$M_{SP2} = M_C \cdot i_C \quad (29)$$

$$M_{SP2} = 388,28 \cdot 51,63 = 20\,046,9 \text{ N.m}$$

$$M_{SP2} = 20\,046,9 \text{ N.m}$$

kde:

M_{SP2}	spouštěcí moment na převodovce [N.m]
-----------	--------------------------------------

$$M_{N2} > M_{SP2} \rightarrow 22\,000 \text{ N.m} > 20\,046,9 \text{ N.m}$$

Spouštěcí moment na výstupu z převodovky, zjištěný vůči spouštěcímu momentu motoru, je nižší než jmenovitý výstupní moment převodovky. Převodovka **vyhovuje** vůči spouštěcímu momentu.

4.2.5 VÝPOČET BRZDY

Brzdící doba t_b musí ležet mezi hodnotami minimální doby zastavení jeřábu t_{\min} , kdy by mohlo dojít ke klouzání pojezdových kol, a maximální dobou zastavení jeřábu t_{\max} , při níž by jeřáb zastavoval bez brždění.

V praxi je však třeba volit hodnotu takovou, aby jeřáb nezastavoval příliš prudce ani příliš pomalu. V případě příliš prudkého zabrždění by mohlo nastat, i když by nenastal smyk kol, že dojde k rozhoupání břemene, či v určitých případech i k vykolejení jeřábu. V případě příliš pomalého zastavení by jeřábník nemusel správně odhadnout vzdálenost dojezdu, čímž ztrácí pracovní čas. [1]

Dle [1], str. 274, platí pro brždění čtvrtiny všech kol uložených ve valivých ložiscích:

$$\alpha \cdot F_{ZP} = K_{adh} \cdot f_s + \frac{3}{4} \cdot T \quad (30)$$

MINIMÁLNÍ DOBA ZASTAVENÍ JEŘÁBU

Dáno: $f_s = 0,13$ – dle [1], str. 273

$p = 0,005$ – dle [1], str. 273

$$t_{min} = \frac{4 \cdot \alpha \cdot v_{skut}}{g \cdot (f_s + 3 \cdot p)} \quad (31)$$

$$t_{min} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 0,98}{9,81 \cdot (0,13 + 3 \cdot 0,005)} = 3,31 \text{ s}$$

$$t_{min} = 3,31 \text{ s}$$

kde:

t_{min}	minimální doba zastavení jeřábu [s]
f_s	součinitel tření kol smýkajících se po kolejnici [-]
p	měrný odpor pojezdových kol [-]

MINIMÁLNÍ DRÁHA PRO ZASTAVENÍ JEŘÁBU

$$s_{min} = \frac{v_{skut} \cdot t_{min}}{2} \quad (32)$$

$$s_{min} = \frac{0,98 \cdot 3,31}{2} = 1,62 \text{ m}$$

$$s_{min} = 1,62 \text{ m}$$

kde:

s_{min}	minimální dráha pro zastavení jeřábu [m]
-----------	--

Jeřáb lze nejrychleji zastavit na dráze odpovídající 1,62 m (slouží pro orientační umístění koncového vypínače pojezdu mostu jeřábu).

MAXIMÁLNÍ DOBA ZASTAVENÍ

Je určena za předpokladu, že jsou setrvačné síly pohybujících se hmot spotřebovány pasivními odpory.

$$t_{max} = \frac{(m_G + m_Q) \cdot v_{skut} \cdot \frac{R}{i_c} \cdot \eta_c + \beta \cdot 2 \cdot J_0 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1}{T \cdot \left(\frac{R}{i_c} \cdot \eta_c\right)} \quad (33)$$

$$t_{max} = \frac{(186\,300 + 63\,000) \cdot 0,98 \cdot \frac{0,5}{51,63} \cdot 0,96 + 1,5 \cdot 2 \cdot 0,29 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 16,17}{24\,264,45 \cdot \left(\frac{0,5}{51,63} \cdot 0,96\right)} = 10,67 \text{ s}$$

$$t_{max} = 10,67 \text{ s}$$

kde:

t_{max} maximální doba zastavení jeřábu [s]

$$t_{min} < t_b < t_{max} \rightarrow 3,31 \text{ s} < t_b < 10,67 \text{ s}$$

Je zvolena doba brždění 5 s.

KONTROLA ZPOMALENÍ POJEZDU JEŘÁBU

Dáno: $t_b = 5 \text{ s}$

$$a_b = \frac{v_{skut}}{t_b} \tag{34}$$

$$a_b = \frac{0,98}{5} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_b = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

a_b zpomalení pojezdu jeřábu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 t_b doba brždění jeřábu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

$$a_b \leq 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \rightarrow 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Zpomalení jeřábu je menší než $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pojezdová rychlost v kombinaci se zvolenou dobou brždění **vyhovuje** vůči zpomalení při brždění.

MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ PŘI BRŽDĚNÍ JEŘÁBU (PŘEPOČTEN NA 1 MOTOR)

$$M_{tb} = T \cdot \frac{R \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c} \tag{35}$$

$$M_{tb} = 24\,264,45 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,96}{2 \cdot 51,63} = 112,79 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{tb} = 112,79 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{tb} moment pasivních odporů při brždění jeřábu [N.m]

ZPOMALUJÍCÍ SÍLA

$$F_{ZP} = \frac{(m_Q + m_G) \cdot v_{skut}}{t_b} \quad (36)$$

$$F_{ZP} = \frac{(186\,3000 + 63\,000) \cdot 0,98}{5} = 48\,862,8 \text{ N}$$

$$F_{ZP} = 48\,862,8 \text{ N}$$

kde:

F_{ZP} síla na zpomalení hmot posuvných [N]

MOMENT NA ZPOMALENÍ HMOT POSUVNÝCH (PŘEPOČÍTÁN NA 1 MOTOR)

$$M_{zpb} = F_{ZP} \cdot \frac{R \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c} \quad (37)$$

$$M_{zpb} = 48\,862,8 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,96}{2 \cdot 51,63} = 227,14 \text{ N.m}$$

$$M_{zpb} = 227,14 \text{ N.m}$$

kde:

M_{zpb} moment na zpomalení hmot posuvných [N.m]

MOMENT NA ZPOMALENÍ HMOT ROTUJÍCÍCH

$$M_{zrb} = 2 \cdot \beta \cdot J_0 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{t_b} \quad (38)$$

$$M_{zrb} = 2 \cdot 1,5 \cdot 0,29 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,17}{5} = 17,68 \text{ N.m}$$

$$M_{zrb} = 17,68 \text{ N.m}$$

kde:

M_{zrb} moment na zpomalení hmot rotujících [N.m]

BRZDÍCÍ MOMENT BRZDY

$$M_b = M_{zpb} + M_{zrb} - M_{tb} \quad (39)$$

$$M_b = 227,14 + 17,68 - 112,79 = 132,03 \text{ N.m}$$

$$M_b = 132,03 \text{ N.m}$$

kde:

M_b brzdící moment brzdy [N.m]

VOLBA BRZDY

Na základě požadovaného brzdícího momentu brzdy M_b je zvolena bubnová čelist'ová brzda D 250/100, jejímž výrobcem je firma Královo pole cranes, a je použita v kombinaci s elektrohydraulickým odbržd'ovačem firmy EM Brno, typ EP 50/50 P32. Pro brzdové obložení jsou použity pásy z bezazbestového materiálu Ferodo. Technické parametry brzdy jsou v tab. 3 a odbržd'ovače v tab. 4.

Tab. 3 – Parametry čelist'ové brzdy

Výrobce	Královo pole cranes, a.s.
Typ	D250/100
Maximální kroutící moment	160 N.m
Hmotnost brzdy (vč. ELHY)	33 kg (+2,5kg olej)

Tab. 4 – Parametry elektrohydraulického odbržd'ovače [13]

Výrobce	EM Brno
Typ	EP 50/50 P32
Příkon	0,2 kW
Tažná síla pružiny	(309 ÷ 235) N
Vratná síla pružiny	370 ± 40 N
Zdvih	50 mm



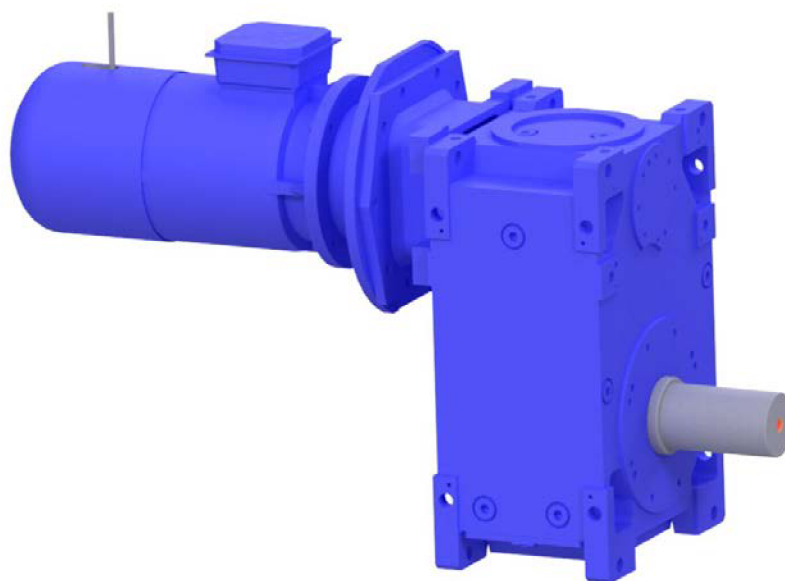
Obr. 29 – Bubnová brzda D250/100

4.3 VÝPOČET PRO MOTOR S KOTVOU NAKRÁTKO

Na základě požadovaného výkonu z kap. 4.1.6 a výstupních otáček z kap. 4.1.7 byly porovnávány motory s převodovkami firm SEW a NORD. Z důvodu příznivější ceny je zvolena plochá převodovka NORD SK6307V spolu s asynchronním motorem 160 L/4 s integrovanou brzdou. Tato kombinace funguje jako převodový motor, avšak oproti převodovému motoru má lepší možnosti ustavení na plošině jeřábu. Motor má rotor s kotvou nakrátko, což díky jeho jednoduché konstrukci umožňuje použít vestavěnou brzdu, zde i s možností ručního odbrždění. Motor také disponuje tepelnou ochranou a pružnou spojkou Rotex 42. Pro nutnost použití v kombinaci s frekvenčním měničem je motor osazen inkrementálním čidlem a v případě využití frekvenčního měniče pro mikropojezd i externím ventilátorem. Díky integrované brzdě zde odpadá nutnost potřeby čelistových brzd a jejich přesného ustavování na konzole vůči brzdovému bubnu. Parametry motoru s převodovkou viz tab. 5.

Tab. 5 – Parametry motoru a převodovky NORD [10], [11]

Výrobce	NORD
Typ	SK 6307V IEC160-160L/4 BRE100 HL SR TF
Výkon	15 kW
Otáčky motoru	1 460 .min ⁻¹
Výstupní otáčky	19 .min ⁻¹
Přev. poměr	78,85
Provozní faktor	2,6
Výstupní moment	7 736 N.m
Pracovní poloha převodovky	M4
Krytí motoru	IP 55
Frekvence	50 Hz
Výstupní hřídel	Plná s dvěma pery, pootočenými o 120°
Tepelná ochrana motoru	PTC termistor, 3x155°C
Brzdový moment	100 N.m
Napětí brzdy	400VAC-180VDC
Typ maziva	Syntetický olej CLP PG 220, cca 39 l
Krycí nátěr	RAL 7031 šedomodrá



Obr. 30 – NORD SK6307V v kombinaci s motorem 160 L/4 [10], [11]

4.3.1 JMENOVITÝ KROUTÍCÍ MOMENT MOTORU

Dáno: $P_m' = 15 \text{ kW} = 15\,000 \text{ W}$

$$n_1' = 1460 \cdot \text{min}^{-1} = 24,33 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$M_n' = \frac{P_m'}{2 \cdot \pi \cdot n_1'} \quad (40)$$

$$M_n' = \frac{15\,000}{2 \cdot \pi \cdot 24,33} = 98,12 \text{ N.m}$$

$$M_n' = 98,12 \text{ N.m}$$

kde:

M_n'	jmenovitý kroučící moment (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]
P_m'	jmenovitý výkon (pro motor s kotvou nakrátko) [W]
n_1'	vstupní otáčky (pro motor s kotvou nakrátko) [s^{-1}]

4.3.2 SKUTEČNÁ POJEZDOVÁ RYCHLOST

Dáno: $n_2' = 19 \cdot \text{min}^{-1} = 0,32 \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_{skut}' = n_2' \cdot \pi \cdot D$$

$$v_{skut}' = 0,32 \cdot \pi \cdot 1 = 1,01 \text{ m.s}^{-1}$$

$$v_{skut}' = 1,01 \text{ m.s}^{-1}$$

kde:

$$\begin{array}{ll} v_{skut}' & \text{skutečná pojezdová rychlost (pro motor s kotvou nakrátko) [m.s}^{-1}\text{]} \\ n_2' & \text{výstupní otáčky (pro motor s kotvou nakrátko) [.s}^{-1}\text{]} \end{array}$$

4.3.3 ZRYCHLENÍ PŘI ROZJEZDU

$$a_r' = \frac{v_{skut}'}{t_a}$$

$$a_r' = \frac{1,01}{5,3} = 0,19 \text{ m.s}^{-2}$$

$$a_r' = 0,19 \text{ m.s}^{-2}$$

kde:

$$a_r' \quad \text{zrychlení jeřábu při rozjezdu (pro motor s kotvou nakrátko) [m.s}^{-2}\text{]}$$

$$a_r' \leq 1 \text{ m.s}^{-2} \rightarrow 0,19 \text{ m.s}^{-2} < 1 \text{ m.s}^{-2}$$

Zrychlení jeřábu je menší než 1 m.s^{-2} . Pojezdová rychlost **vyhovuje** vůči zrychlení při rozjezdu.

4.3.4 ÚHEL VYCHÝLENÍ BŘEMENA PŘI ROZJEZDU

$$\varepsilon_r' = \arctg\left(\frac{a_r'}{g}\right)$$

$$\varepsilon_r' = \arctg\left(\frac{0,19}{9,81}\right) = 1^{\circ}6'$$

$$\varepsilon_r' = 1^{\circ}6'$$

kde:

$$\varepsilon_r' \quad \text{úhel vychýlení břemena při rozjezdu [}^{\circ}\text{]}$$

$$\varepsilon_r' \leq 6^{\circ} \rightarrow 1^{\circ}6' < 6^{\circ}$$

Úhel vychýlení břemena je menší, než 6° . Lano nebude narážet do konstrukce kočky a pojezdová rychlost tedy **vyhovuje** vzhledem k vychýlení břemene.

4.3.5 VÝPOČET ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

Výpočet probíhá obdobně jako v kapitole 4.2.

MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ, REDUKOVANÝ NA OSU MOTORU (NA 1 MOTOR)

Dáno: $i_c' = 78,85$

$$M_T' = \frac{(T + F_S) \cdot R}{i_c' \cdot \eta_c \cdot 2}$$

$$M_T' = \frac{(24\,264,45 + 0) \cdot 0,5}{78,85 \cdot 0,96 \cdot 2} = 80,14 \text{ N.m}$$

$$M_T' = 80,14 \text{ N.m}$$

kde:

M_T' moment pasivních odporů (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]

i_C' převodový poměr (pro motor s kotvou nakrátko) [-]

ZRYCHLUJÍCÍ SÍLA

$$F_{ZR}' = \frac{(m_G + m_Q) \cdot v_{skut}'}{t_a}$$

$$F_{ZR}' = \frac{(186\,300 + 63\,000) \cdot 1,01}{5,3} = 47\,508,11 \text{ N}$$

$$F_{ZR}' = 47\,508,11 \text{ N}$$

kde:

F_{ZR}' zrychlující síla (pro motor s kotvou nakrátko) [N]

MOMENT PRO ZRYCHLENÍ POSUVNÝCH HMOTNOSTÍ (NA 1 MOTOR)

$$M_P' = F_{ZR}' \cdot \frac{R}{2 \cdot i_C' \cdot \eta_C}$$

$$M_P' = 47\,508,11 \cdot \frac{0,5}{2 \cdot 78,85 \cdot 0,96} = 156,9 \text{ N.m}$$

$$M_P' = 156,9 \text{ N.m}$$

kde:

M_P' moment pro zrychlení posuvných hmot (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]

MOMENT PRO ZRYCHLENÍ ROTAČNÍCH HMOTNOSTÍ

Dáno: $J_0' = 0,067 \text{ kg.m}^2$ – dle [11]

$$M_{ZR}' = 2 \cdot \beta \cdot J_0' \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1'}{t_a}$$

$$M_{ZR}' = 2 \cdot 1,5 \cdot 0,067 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 24,33}{5,3} = 5,79 \text{ N.m}$$

$$M_{ZR}' = 5,79 \text{ N.m}$$

kde:

M_{ZR}' moment pro zrychlení rotačních hmotností (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]

J_0' moment setrvačnosti (pro motor s kotvou nakrátko) [kg.m²]

ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU

$$M_c' = M_T' + M_P' + M_{ZR}'$$

$$M_c' = 80,14 + 156,9 + 5,79 = 242,83 \text{ N.m}$$

$$M_c' = 242,83 \text{ N.m}$$

kde:

$$M_c' \quad \text{rozběhový moment (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]}$$

SPOUŠTĚCÍ MOMENT MOTORU

Dáno: $\kappa_p = 2,9$ – dle [11]

$$M_{SP}' = M_n' \cdot \kappa_p \quad (41)$$

$$M_{SP}' = 98,12 \cdot 2,9 = 284,55 \text{ N.m}$$

$$M_{SP}' = 284,55 \text{ N.m}$$

kde:

$$M_{SP}' \quad \text{spouštěcí moment (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]}$$

$$\kappa_p \quad \text{součinitel středního spouštěcího momentu (pro motor s kotvou nakrátko) [-]}$$

$$M_{SP}' \geq M_c' \rightarrow 284,55 \text{ N.m} > 242,83 \text{ N.m}$$

Spouštěcí moment motoru je větší, než jeho rozběhový moment. Motor při rozběhu zvládne překonat pasivní odpory a setrvačné momenty posuvných a rotujících hmot. Aby byl však tento moment spolehlivě přenesen bez prokluzu, musí být provedena kontrola prokluzu mezi pojezdovým kolem a kolejnicí.

TAŽNÁ SÍLA OD POSUVNÝCH HMOT

$$F_{SP}' = M_P' \cdot \frac{i_c' \cdot \eta_c}{R}$$

$$F_{SP}' = 156,9 \cdot \frac{78,85 \cdot 0,96}{0,5} = 23\,753,4 \text{ N}$$

$$F_{SP}' = 23\,753,4 \text{ N}$$

kde:

$$F_{SP}' \quad \text{tažná síla od posuvných hmot (pro motor s kotvou nakrátko) [N]}$$

TAŽNÁ SÍLA OD ROTAČNÍCH HMOT

$$F_{SR}' = M_{Zr}' \cdot \frac{i_c' \cdot \eta_c}{R}$$

$$F_{SR}' = 5,79 \cdot \frac{78,85 \cdot 0,96}{0,5} = 876,56 \text{ N}$$

$$F_{SR}' = 876,56 \text{ N}$$

kde:

$$F_{SR}' \quad \text{tažná síla od rotačních hmot (pro motor s kotvou nakrátko) [N]}$$

SUMA TAŽNÝCH SIL REDUKOVANÝCH NA KOLE

$$T_k' = T + F_{SP}' + F_{SR}'$$

$$T_k' = 24\,264,45 + 23\,753,4 + 876,56 = 48\,894,41 \text{ N}$$

$$T_k' = 48\,894,41 \text{ N}$$

kde:

$$T_k' \quad \text{suma tažných sil redukovanych na kole (pro motor s kotvou nakrátko) [N]}$$

$$F_k \geq T_k' \rightarrow 90\,717,98 \text{ N} > 47\,890,01 \text{ N}$$

Adhezní síla je větší než suma tažných sil. Při rozjezdu jeřábu nebude docházet k prokluzu mezi hnacími koly a kolejnicí a rozjezd bude plynulý.

SPOUŠTĚCÍ MOMENT NA VÝSTUPU Z PŘEVODOVKY

Při použití motoru s kotvou nakrátko bude rozjezd motoru řízen frekvenčním měničem. Není tedy nutno, oproti motoru s kroužkovou kotvou, počítat spouštěcí moment na výstupu z převodovky ze spouštěcího momentu motoru. Výpočet spouštěcího momentu na výstupu z převodovky je proveden z rozběhového momentu motoru, který vychází z předepsaného času rozjezdu.

$$\text{Dáno: } M_{N2}' = 20\,000 \text{ N.m}$$

$$M_{SP2}' = M_c' \cdot i_c' \quad (42)$$

$$M_{SP2}' = 242,83 \cdot 78,85 = 19\,147,15 \text{ N.m}$$

$$M_{SP2}' = 19\,147,15 \text{ N.m}$$

kde:

$$\begin{array}{ll} M_{SP2}' & \text{výstupní spouštěcí moment převodovky (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]} \\ M_{N2}' & \text{jmenovitý výstupní moment převodovky (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]} \end{array}$$

$$M_{SP2}' \leq M_{N2}' \rightarrow 19\,147,15 \text{ N.m} < 20\,000 \text{ N.m}$$

Spouštěcí moment na výstupu z převodovky je nižší než jmenovitý výstupní moment převodovky. Převodovka **vyhovuje** vůči maximálnímu spouštěcímu momentu.

4.3.6 BRZDĚNÍ PŘI POJÍŽDĚNÍ

MINIMÁLNÍ DOBA ZASTAVENÍ JEŘÁBU

$$t_{min}' = \frac{4 \cdot \alpha \cdot v_{skut}'}{g \cdot (f_s + 3 \cdot p)}$$

$$t_{min}' = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 1,01}{9,81 \cdot (0,13 + 3 \cdot 0,005)} = 3,41 \text{ s}$$

$$t_{min}' = 3,41 \text{ s}$$

kde:

t_{min}' minimální doba zastavení jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko) [s]

MINIMÁLNÍ DRÁHA PRO ZASTAVENÍ JEŘÁBU

$$s_{min}' = \frac{v_{skut}' \cdot t_{min}'}{2}$$

$$s_{min}' = \frac{1,01 \cdot 3,41}{2} = 1,72 \text{ m}$$

$$s_{min}' = 1,72 \text{ m}$$

kde:

s_{min}' minimální dráha pro zastavení jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko) [m]

Jeřáb lze nejrychleji zastavit na dráze odpovídající 1,72 m.

MAXIMÁLNÍ DOBA ZASTAVENÍ

$$t_{max}' = \frac{(m_G + m_Q) \cdot v_{skut}' \cdot \frac{R}{i_c} \cdot \eta_c + \beta \cdot 2 \cdot J_0' \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1'}{T \cdot \left(\frac{R}{i_c} \cdot \eta_c \right)}$$

$$t_{max}' = \frac{(186\,300 + 63\,000) \cdot 1,01 \cdot \frac{0,5}{78,85} \cdot 0,96 + 1,5 \cdot 2 \cdot 0,03 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 24,33}{24\,264,45 \cdot \left(\frac{0,5}{78,85} \cdot 0,96 \right)} = 10,47 \text{ s}$$

$$t_{max}' = 10,47 \text{ s}$$

kde:

t_{max}' maximální doba zastavení jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko) [s]

$$t_{min}' < t_b' < t_{max}' \rightarrow 3,41 < t_b < 10,47$$

Je zvolena doba brzdění 5 s.

KONTROLA ZPOMALENÍ POJEZDU JEŘÁBU

Dáno: $t_b' = 5 \text{ s}$

$$a_b' = \frac{v_{skut}'}{t_b'}$$

$$a_b' = \frac{1,01}{5} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_b' = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

a_b' zpomalení pojezdu jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko) [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 t_b' doba brždění (pro motor s kotvou nakrátko) [s]

$$a_b' \leq 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \rightarrow 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Zpomalení jeřábu je menší než $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Pojezdová rychlost **vyhovuje** vůči zpomalení při brždění.

MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ PŘI BRŽDĚNÍ JEŘÁBU (PŘEPOČTEN NA 1 MOTOR)

$$M_{tb}' = T \cdot \frac{R \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c'}$$

$$M_{tb}' = 24\,264,45 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,96}{2 \cdot 78,85} = 73,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{tb}' = 73,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{tb}' moment pasivních odporů při brždění jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]

ZPOMALUJÍCÍ SÍLA

$$F_{ZP}' = \frac{(m_Q + m_G) \cdot v_{skut}'}{t_b'}$$

$$F_{ZP}' = \frac{(186\,3000 + 63\,000) \cdot 1,01}{5} = 50\,358,6 \text{ N}$$

$$F_{ZP}' = 50\,358,6 \text{ N}$$

kde:

F_{ZP}' síla na zpomalení hmot posuvných (pro motor s kotvou nakrátko) [N]

MOMENT NA ZPOMALENÍ HMOT POSUVNÝCH (PŘEPOČÍTÁN NA 1 MOTOR)

$$M_{zpb}' = F_{zpb}' \cdot \frac{R \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c'}$$

$$M_{zpb}' = 50\,358,6 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,96}{2 \cdot 78,85} = 153,28 \text{ N.m}$$

$$M_{zpb}' = 153,28 \text{ N.m}$$

kde:

M_{zp}' moment na zpomalení hmot posuvných (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]

MOMENT NA ZPOMALENÍ HMOT ROTUJÍCÍCH

$$M_{zrb}' = 2 \cdot \beta \cdot J_0' \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1'}{t_b'}$$

$$M_{zrb}' = 2 \cdot 1,5 \cdot 0,067 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 24,33}{5} = 6,15 \text{ N.m}$$

$$M_{zrb}' = 6,15 \text{ N.m}$$

kde:

M_{zrb}' moment na zpomalení hmot rotujících (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]

BRZDÍCÍ MOMENT BRZDY

$$M_b' = M_{zpb}' + M_{zrb}' - M_{tb}'$$

$$M_b' = 153,28 + 6,15 - 73,86 = 85,57 \text{ N.m}$$

$$M_b' = 85,57 \text{ N.m}$$

kde:

M_b' brzdící moment brzdy (pro motor s kotvou nakrátko) [N.m]

Celkový brzdící moment integrované brzdy musí být větší než vypočítaná hodnota brzdícího momentu. Součástí předvoleného převodového motoru je brzda s brzdícím momentem 100 N.m. Jelikož je potřebný brzdící moment nižší než brzdící moment brzdy, brzda **vyhovuje**.

4.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Výsledky jednotlivých dílčích výpočtů pro koncepci s motorem s kroužkovou kotvou a s motorem s kotvou nakrátko jsou uvedeny v tab. 6. V závorkách jsou pak uvedeny procentuální rozdíly oproti referenčním hodnotám. V případě výstupních otáček a pojezdové rychlosti jsou jako referenční brány hodnoty stávajících otáček pojezdového kola a pojezdové rychlosti. V případě výkonu je referenční hodnota vypočítaný potřebný výkon motoru P , u spouštěcího momentu je to vůči momentu pro rozjezd a u brzdného momentu vůči požadovanému brzdícímu momentu brzdy. Barevně jsou pak znázorněny vhodnější hodnoty na základě porovnání procentuálních hodnot.

Tab. 6 – Porovnání jednotlivých parametrů zvolených komponent

		Motor s kroužkovou kotvou	Motor s kotvou nakrátko
Výkon	[W]	17 000 (+28%)	15 000 (+13%)
Spouštěcí moment	[N.m]	388,28 (+7%)	284,55 (+17%)
Výstupní otáčky	[.s ⁻¹]	0,31 (-6%)	0,32 (-4%)
Skutečná poj. rychlost	[m.s ⁻¹]	0,98 (-6%)	1,01 (-4%)
Převodový poměr	[-]	51,63	78,85
Výstupní moment	[N.m]	7 220	7 736
Brzdňý moment	[N.m]	160 (+21%)	100 (+21%)

Z výše uvedené tabulky je zřejmé, že tyto koncepce se o mnoho neliší. Zhruba o třetinu vyšší spouštěcí moment u motoru s kroužkovou kotvou je způsoben použitím motoru s větším výkonem a převodovkou s menším převodovým poměrem. Otáčky poj. kol a skutečná poj. rychlost vychází u obou koncepcí menší, než jsou hodnoty stávající, avšak pro oba případy stále v toleranci. Brzdňý moment vychází s procentuálně shodným rozdílem u obou koncepcí, avšak u motoru s kroužkovou kotvou je použita brzda s vyšším brzdňým momentem.

4.5 VOLBA KONCEPCE

Pro motor s kotvou nakrátko je pro plynulejší rozjezd a brždění nutno použít frekvenční měnič. Ten by zajistil i rychlost mikropojezdu. Součástí motoru v tomto případě by muselo být inkrementální čidlo, které odesílá informaci o aktuální poloze rotoru, a externí ventilátor, který chladí motor při použití mikropojezdu, kdy by ventilátor, umístěný na rotoru, nezvládal motor chladit.

Pro motor s kroužkovou kotvou je pro plynulejší rozjezd použito rotorových spouštěčů. Plynulé brždění zajišťuje čelistová brzda s hydraulickým odbrzdovačem. Tento koncept však neumožňuje mikropojezd – je zde absence pomocného motoru, jako ve stávajícím pohonu. U tohoto řešení by instalací pomocných motorů, zajišťujících mikropojezd, enormě vzrosla složitost ustavení a množství jednotlivých komponent (a s tím související vyšší pořizovací náklady). Druhou možností by bylo použití dvoustupňového motoru, což by opět znamenalo daleko vyšší pořizovací náklady.

Z cenového hlediska vychází lépe použití brzdového motoru s kotvou nakrátko, z důvodu jeho jednodušší konstrukce, a odpadá zde nutnost použití čelistové brzdy. Vyžaduje to však investici do frekvenčního měniče a jeho klimatizovaného prostoru. Po zhodnocení všech parametrů a ostatních kritérií je jako pohon zvolen **BRZDOVÝ MOTOR S KOTVOU NAKRÁTKO V KOMBINACI S PRŮMYSLOVOU PŘEVODOVKOU.**

5 VOLBA FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Pro dosažení plynulého rozjezdu a brždění či mikropojezdové rychlosti pro přesné najíždění je pro motory s kotvou nakrátko o vyšších výkonech nejvhodnější, v souladu s kap. 1.4.2, použít frekvenční měnič. Pro pohon pojezdu jeřábu s dělenými pohony a středně velkým rozpětím je z praxe odporována jako nejlepší varianta použití jednoho frekvenčního měniče pro oba pohony.

Frekvenční měniče mají oproti elektromotorům řádově nižší přetížitelnost, proto je nutné volit frekvenční měnič o vyšším výkonu, než je výkon motoru. Pro řízení asynchronních elektromotorů NORD 160 L/4 je zvolen frekvenční měnič Emotron VFX48-058 (technické parametry viz tab. 7), který má pro těžké zatížení dostupný výkon 22 kW – o dvě třídy vyšší výkon oproti elektromotoru. Těžké zatížení znamená přetížitelnost 150% po dobu jedné minuty a to každých 10 minut.

Tab. 7 – Parametry frekvenčního měniče VFX48-058 [12]

Typ	VFX48-058
Výkon	22 kW (při 400 V)
Jmenovitý proud	46 A
Maximální výstupní proud	68 A
Krytí	IP20
Rozměry	(536x176x267) mm
Hmotnost	17 kg



Obr. 31 – Frekvenční měnič Emotron VFX [24]

Tento frekvenční měnič je charakteristický svým robustním a kompaktním provedením. Má integrovanou DC tlumivku, která redukuje vyšší harmonické a napěťové špičky, díky čemuž šetří vinutí motoru. Standartně obsahují také EMC filtr kategorie C3, sloužící k odrušení zařízení a regulaci otáček ventilátorů chlazení, čímž prodlužují životnost měničů. K frekvenčnímu měniči je dodána CRIO karta pro řízení jeřábů a jeřábový interface CI, sloužící ke galvanickému oddělení vstupů/výstupů jeřábové CRIO karty. CRIO karta podporuje 4-stupňové, potenciometrové či analogové zadávání otáček a připojení vstupů zpomalovacího a koncového vypínače. Obsahuje 2 reléové výstupy, využitě pro ovládání mechanické brzdy a hlídání deviace pohonu (rozdíl mezi skutečnými a žádanými otáčkami).

Pro zajištění plynulého brždění je frekvenční měnič propojen s brzdovým rezistorem GINO, typu BEG13212-8R0. Tento rezistor je složen z plechových segmentů tvaru meandru. Jednotlivé segmenty jsou lisovány nebo vyřezávány laserem, antikorozně legovány a na delších stranách vyztuženy. Odporníkové kompaktní bloky jsou montovány do skříně z pozinkovaného perforovaného plechu, jejíž součástí je i připojovací svorkovnice. Větší plocha segmentů umožňuje velmi dobré odvádění tepla a rezistory této typové řady jsou tak vhodné pro vyšší výkony.

6 VÝPOČET SPOJKY

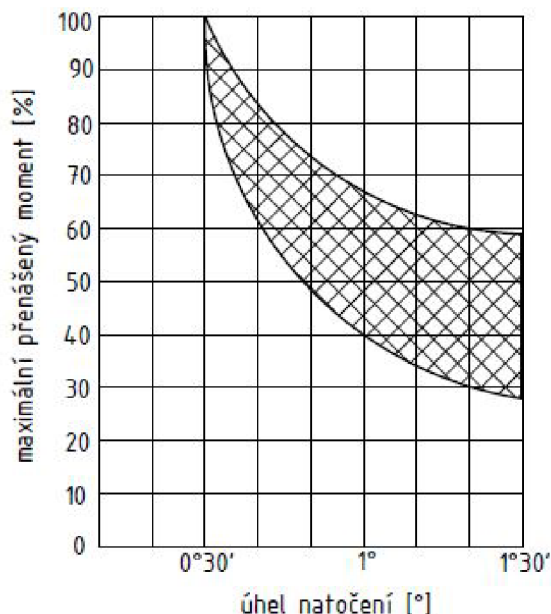
Z kapitoly 1.3.4 vychází možnosti použití dvojité zubové spojky nebo kardanového hřídele. V tab. 8 je uvedeno porovnání vlastností těchto dvou spojek.

Tab. 8 – Porovnání kardanového hřídele se zubovou spojkou

	Kardanový hřídel	Zubová spojka
Axiální korekce prodloužení	ANO	MINIMÁLNÍ
Úhel vychýlení	15° (i více)	max 0,5°
Jednoduchá montáž/demontáž	ANO	NE
Požadavek na přesné ustavení hnacího a hnaného hřídele	NE	ANO
Údržba / mazání	Menší požadavky na údržbu / menší množství mazacích látek	Nutná průběžná kontrola ozubení a celistvosti spojky / větší množství mazacích látek

Kromě výše uvedeného lze i životnost kardanového hřídele, při dodržení předepsaných podmínek údržby, vyjádřit oproti zubovým spojkám koeficientem cca 2.5 - 3, ve stejných podmínkách provozu.

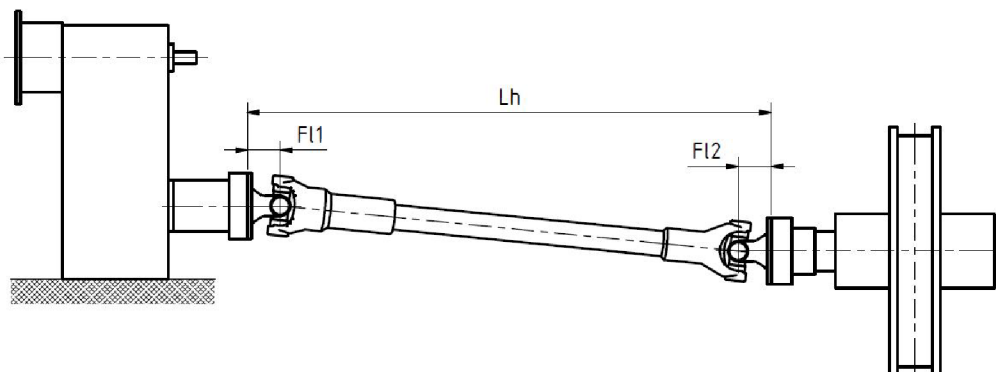
Důležitým kritériem při volbě spojovacího členu je maximální možný úhel vychýlení. U zubových spojek je tento úhel značně omezen. Je to dáno tím, že už při malém vychýlení je přenášený moment rozložen na jednotlivé zuby nerovnoměrně. Při vychýlení větším než 0,5° dochází k rapidnímu poklesu maximálního možného přenášeného momentu. Například při vychýlení o 1° je moment redukován o 60% (viz graf 1).



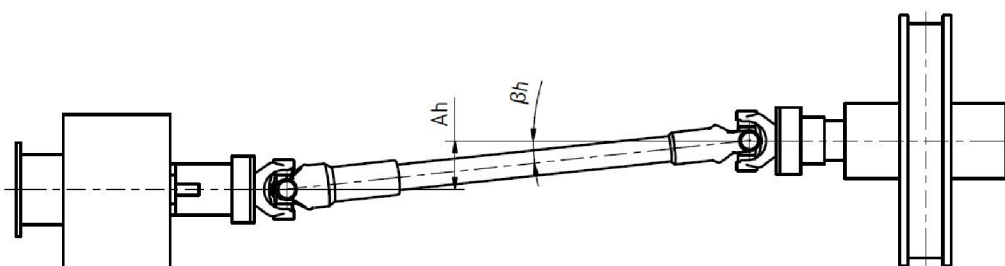
Graf 1 - Závislost úhlu vychýlení na přenášeném momentu zubové spojky [15]

Z důvodů výše uvedených je pro danou aplikaci zvolen **KARDANOVÝ HŘÍDEL**.

6.1 ÚHEL VYCHÝLENÍ A DÉLKA HŘÍDELE



Obr. 32 – Poloha kardanového hřídele v zabudovaném stavu



Obr. 33 – Vychýlení os v horizontální rovině

Dáno: $F_{L1} = 0,125 \text{ m}$

$F_{L2} = 0,125 \text{ m}$

$L_h = 2,3 \text{ m}$

$A_h = 0 \text{ m}$

$$\beta_h = \tan^{-1} \left(\frac{A_h}{L_h - F_{L1} - F_{L2}} \right) \quad (43)$$

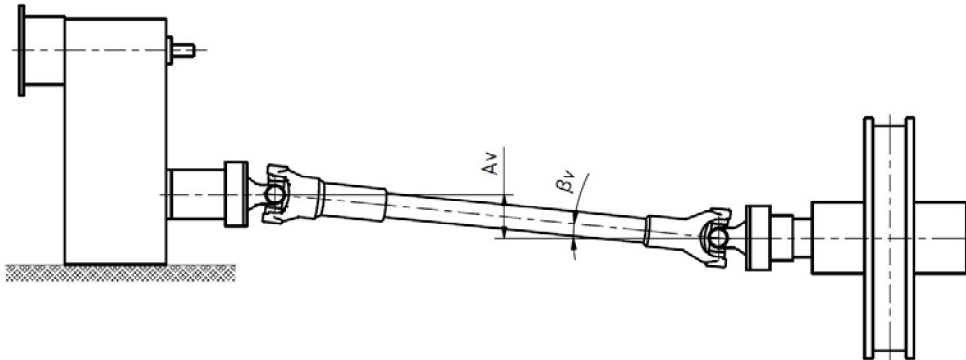
$$\beta_h = \tan^{-1} \left(\frac{0}{2,3 - 0,125 - 0,125} \right) = 0^\circ 0'$$

$$\beta_h = 0^\circ 0'$$

kde:

β_h vychýlení v horizontální rovině [°]
 A_h rozdíl polohy os v horizontální rovině [m]

L_h celková vzdálenost mezi převodovkou a poj. kolem [m]
 F_{L1} délka příruby ze strany převodovky [m]
 F_{L2} délka příruby ze strany poj. kola [m]



Obr. 34 – Vychýlení os ve vertikální rovině

Dáno: $A_v = 0,091 \text{ mm}$

$$\beta_v = \tan^{-1} \left(\frac{A_v}{L_h - F_{L1} - F_{L2}} \right) \quad (44)$$

$$\beta_v = \tan^{-1} \left(\frac{0,091}{2,3 - 0,125 - 0,125} \right) = 2^\circ 32'$$

$$\beta_v = 2^\circ 32'$$

kde:

β_v vychýlení ve vertikální rovině [°]
 A_v rozdíl polohy os ve vertikální rovině [m]

$$L_{ck} = \sqrt{A_h^2 + \left[\sqrt{A_v^2 + (L_h - F_{L1} - F_{L2})^2} \right]^2} \quad (45)$$

$$L_{ck} = \sqrt{0^2 + \left[\sqrt{0,091^2 + (2,3 - 0,125 - 0,125)^2} \right]^2} = 2,06 \text{ m}$$

$$L_{ck} = 2,06 \text{ m}$$

kde:

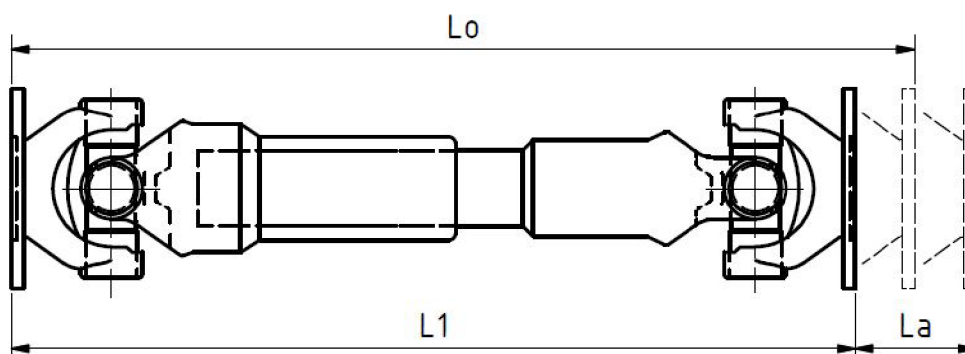
L_{ck} potřebná celková délka kardanového hřídele [m]

$$L_o = L_c + F_{L1} + F_{L2} \quad (46)$$

$$L_o = 2,06 + 0,125 + 0,125 = 2,3 \text{ m}$$

$$L_o = 2,31 \text{ m}$$

kde:

 L_o provozní délka kardanového hřídele [m]

Obr. 35 - Znázornění kompenzace délky kardanového hřídele

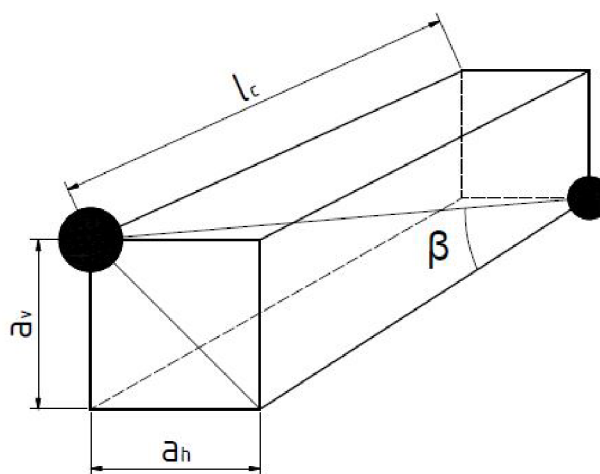
Dáno: $L_a = 0,1 \text{ m}$

$$L_1 = L_{ck} + F_{L1} + F_{L2} - \frac{L_a}{2} \quad (47)$$

$$L_1 = 2,06 + 0,125 + 0,125 - \frac{0,1}{2} = 2,26 \text{ m}$$

$$L_1 = 2,26 \text{ m}$$

kde:

 L_1 jmenovitá délka kardanového hřídele [m] L_a kompenzace délky [m]Obr. 36 – Znázornění výpočtu úhlu β v prostoru

$$\beta_k = \sin^{-1} \left(\frac{\sqrt{A_v^2 + A_h^2}}{L_{ck}} \right) \quad (48)$$

$$\beta_k = \sin^{-1} \left(\frac{\sqrt{0,091^2 + 0^2}}{2,06} \right) = 2^\circ 32'$$

$$\beta_k = 2^\circ 32'$$

kde:

β_k celkový úhel vychýlení [°]

6.2 VELIKOST HŘÍDELE DLE DIN 15 450

Pro volbu kardanového hřídele je nutno zjistit koeficient velikosti kloubového hřídele c . Koeficient vychází ze součinu koeficientů materiálu, pojezdové rychlosti a provozní doby, uvedených v [4].

Dáno: $c_1 = 1$ – dle [4], tab. 2

$c_2 = 1,06$ – dle [4], tab. 3a

$c_3 = 1$ – dle [4], tab. 4

$$c = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \quad (49)$$

$$c = 1 \cdot 1,06 \cdot 1 = 1,06$$

$$c = 1,06$$

kde:

c koeficient velikosti kloubového hřídele
 c_1 koeficient materiálu
 c_2 koeficient pojezdové rychlosti
 c_3 koeficient provozní doby

Dle [5] – tab. 2 je na základě zjištěného koeficientu velikosti kloubového hřídele c , typu a velikosti jeřábové kolejnice a průměru pojezdového kola D přiřazen konkrétní kardanový hřídel.

Pro $c = 1,06$, jeřábovou kolejnici JKL 120 a $D = 1\,000\text{ mm}$ odpovídá kardanový hřídel velikosti **390**, jenž má dle [6] – tab. 1 minimální přípustný torzní moment $M_{Tzul} = 88\,000\text{ N.m}$.

V [5] je uveden výpočet torzního momentu vycházejícího z přilnavosti mezi pojezdovým kolem a kolejnicí – nejvyšší možný přenášený moment (při větším momentu kola začínají prokluzovat po kolejnici).

Dáno: $\mu = 0,25$ – dle [5]

$$R_0 = 560\,000\text{ N} \text{ – dle [5], tab. 2}$$

$$M_{TA} = \mu \cdot R_0 \cdot \frac{D \cdot 10^3}{2\,000} \quad (50)$$

$$M_{TA} = 0,25 \cdot 560\,000 \cdot \frac{1 \cdot 10^3}{2\,000} = 70\,000\text{ N.m}$$

$$M_{TA} = 70\,000\text{ N.m}$$

kde:

M_{TA} adhezně-torzní moment kardanového hřídele [N.m]

μ koeficient tření [-]

R_0 síla působící na kolo [N]

$M_{T\,zul}$ přípustný torzní moment [N.m]

$$M_{TA} \leq M_{T\,zul} \rightarrow 70\,000\text{ N.m} < 88\,000\text{ N.m}$$

Kardanový hřídel velikosti 390 **vyhovuje** vzhledem k přípustnému torznímu momentu.

6.3 VOLBA KARDANOVÉHO HŘÍDELE

Pro vypočítanou jmenovitou délku kardanu $L_1 = 2,26\text{ m}$ a adhezně-torzní moment $M_{TA} = 70\,000\text{ N.m}$ byly kontrolovány kardanové hřídele firem Niara, ML-Tuning a GKN. Z důvodu nejpříznivější ceny je zvolen kardanový hřídel firmy ML-tuning, řady 90, s přírubovými unašeči dle DIN 15 452 (technické parametry kardanového hřídele viz tab. 9).

Tab. 9 – Technické parametry kardanového hřídele [14]

Řada	90
Maximální úhel vychýlení	20°
Referenční kroutící moment	85 000 N.m
Limitní kroutící moment	120 000 N.m
Trvale se střídající kroutící moment	45 000 N.m



Obr. 37 – Kardanový hřídel ML-Tuning, řady 90 [14]

6.4 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI

Dáno: $L_c = 0,0128$ – dle [14]

$$f_I = 2 \text{ – dle [14]}$$

$$M_2 = 7\,736 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$L_t = \frac{L_c \cdot 10^{10}}{n_2' \cdot \beta_k \cdot f_t \cdot \left(\frac{M_2}{1\,000}\right)^{\frac{10}{3}}} \quad (51)$$

$$L_t = \frac{0,0128 \cdot 10^{10}}{0,32 \cdot 2,85 \cdot 2 \cdot \left(\frac{7\,736}{1\,000}\right)^{\frac{10}{3}}} = 76\,641,43 \text{ h}$$

$$L_t = 76\,641,43 \text{ h}$$

kde:

L_t	životnost zvoleného kardanu [h]
L_c	součinitel ložiska pro pojezdy jeřábů [-]
f_I	součinitel nárazu pro malé rázy [-]

6.5 KRITICKÉ OTÁČKY

Výpočet kritických otáček probíhá dle [16].

$$n_{krit} = 20,33 \cdot \frac{1}{L_1^2} \cdot \sqrt{D_k^2 + d_k^2} \quad (52)$$

$$n_{krit} = 20,33 \cdot \frac{1}{2,26^2} \cdot \sqrt{0,168^2 + 0,148^2} = 0,89 \cdot s^{-1}$$

$$n_{krit} = 0,89 \cdot s^{-1}$$

kde:

n_{krit}	kritické otáčky kardanového hřídele [s^{-1}]
l_0	délka kardanu v zabudovaném stavu [m]
D_k	vnější průměr hřídele kardanu [m]
d_k	vnitřní průměr hřídele kardanu [m]

$$n_2' \leq (0,6 \div 0,7) \cdot n_{krit} \rightarrow 0,32 \cdot s^{-1} < (0,53 \div 0,62) \cdot s^{-1}$$

Dle [16] by měly být provozní otáčky aspoň o (30-40) % nižší než otáčky kritické. Kardanový hřídel **vyhovuje** vzhledem ke kritickým otáčkám.

7 KONTROLA POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola zůstávají na mostovém jeřábu stávající, vzhledem k nové koncepci pojezdového ústrojí je provedena jen jejich kontrola. Výpočet je proveden na únavu materiálu v dotykových plochách, projevující se tvořením jamek v místech dotyku.

7.1 ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola jsou namáhána od břemene a vlastní tíhy mostu jeřábu, včetně jeřábové kočky a všech komponent. Rozložení hmotnosti jeřábu se předpokládá rovnoměrné na všechna kola jeřábu.

7.1.1 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA KOLA JEŘÁBU

$$F_j = (m_Q + m_G) \cdot g \quad (53)$$

$$F_j = (183\,600 + 63\,000) \cdot 9,81 = 24,19 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$F_j = 24,19 \cdot 10^5 \text{ N}$$

kde:

$$F_j \quad \text{celkové zatížení jeřábu [N]}$$

7.1.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA 1 KOLO JEŘÁBU

Celkový počet kol jeřábu je 8.

$$F_{1j \max} = \frac{F_j}{8} \quad (54)$$

$$F_{1j \max} = \frac{24,19 \cdot 10^5}{8} = 3,02 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$F_{1j \max} = 3,02 \cdot 10^5 \text{ N}$$

kde:

$$F_{1j \max} \quad \text{celkové zatížení jednoho kola jeřábu [N]}$$

7.2 VÝPOČET POJEZDOVÝCH KOL

Stávající pojezdová kola jsou opatřena dvěma nákolky, jsou vyrobena z lité oceli ČSN 42 2661.1, mají průměr $D = 1$ m a jsou uložena v rohových ložiscích. Jeřábová dráha je tvořena kolejnicí JKL 120 (parametry viz tab. 10).

Výpočet se v dnešní době provádí dle [2], str. 75, vzhledem k maximální únosnosti kol K_{max} , který vychází z Hertzova vztahu pro maximální napětí ve styku roviny s válcovou plochou, jež vzniká ve styku kola s rovinou kolejnice, a vzhledem k maximálnímu kontaktnímu tlaku p_{max} mezi kolem a kolejnicí.

Tab. 10 – Parametry jeřábkové kolejnice JKL 120 [7]

G [kg.m ⁻¹]	136	
F [cm ²]	172,7	
J_x [cm ⁴]	5180	
W_x [cm ³]	677,9	
J_y [cm ⁴]	2492,5	
W_y [cm ³]	249,2	

kde:

- G hmotnost kolejnice [kg.m⁻¹]
 F plocha průřezu kolejnice [cm²]
 J_x moment setrvačnosti kolejnice k ose ohybu x [cm⁴]
 W_x průřezový modul kolejnice k ose ohybu x [cm³]
 J_y moment setrvačnosti kolejnice k ose ohybu y [cm⁴]
 W_y průřezový modul kolejnice k ose ohybu y [cm³]

7.2.1 SOUČINITEL POČTU OTÁČEK

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{0,56}{n_2'}} \quad (55)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{0,56}{0,32}} = 1,22$$

$$f_n = 1,21$$

kde:

- f_n součinitel počtu otáček [-]

7.2.2 SOUČINITEL TRVANLIVOSTI

V kap. 2 je uvedena třída využívání T₆, což odpovídá celkové době využívání 12 500 h.

Dáno: $Y = 12\,500$ h

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} \quad (56)$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{12\,500}{500}} = 2,92$$

$$f_h = 2,92$$

kde:

f_h součinitel trvanlivosti [-]
 Y požadovaná trvanlivost kol [h]

7.2.3 MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOST POJEZDOVÉHO KOLA

Dáno: $k = 9 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ – dle [2], Tab. 8-9

$$b = 0,12 \text{ m}$$

$$K_{max} = \frac{k}{f_h} \cdot b \cdot D \cdot f_n \quad (57)$$

$$K_{max} = \frac{9 \cdot 10^6}{2,92} \cdot 0,12 \cdot 1 \cdot 1,21 = 4,48 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$K_{max} = 4,48 \cdot 10^5 \text{ N}$$

kde:

K_{max} maximální únosnost pojezdového kola [N]
 k součinitel závislý na materiálu a druhu provozu [Pa]
 b šířka kolejnice [m]

$$K_{max} \geq F_{1j \max} \rightarrow 4,48 \cdot 10^5 \text{ N} > 3,02 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Síla, působící na jedno kolo jeřábu, je menší, než je jeho maximální únosnost. Kolo **vyhovuje** vzhledem k maximální únosnosti.

7.2.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO KONTAKTNÍHO TLAKU

V praxi se nestává, že by jeřáb pracoval stále s maximálním břemenem. Navíc se často mění poloha kočky na mostu jeřábu, a tím i poloha zatížení od břemene. Kola tedy nejsou stále zatížena maximální silou $F_{1j \max}$ a jejich skutečná trvanlivost bude větší než při stálém zatížení maximální silou $F_{1j \max}$. Pro zjištění skutečné trvanlivosti je třeba znát ekvivalentní zatížení kola F_{1j}^{e} , které lze přibližně spočítat z teorie valivých uložení.

MINIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ KOLA

$$F_{1j \min} = \frac{m_Q \cdot g}{8} \quad (58)$$

$$F_{1j \min} = \frac{183\,600 \cdot 9,81}{8} = 2,25 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$F_{1j \min} = 2,25 \cdot 10^5 \text{ N}$$

kde:

$F_{1j \min}$ minimální zatížení jednoho kola jeřábu [N]

EKVIVALENTNÍ STÁLÉ ZATÍŽENÍ KOLA

$$F_{1j}^{\prime} = \frac{F_{1j \min} + 2 \cdot F_{1j \max}}{3} \quad (59)$$

$$F_{1j}^{\prime} = \frac{2,25 \cdot 10^5 + 2 \cdot 3,02 \cdot 10^5}{3} = 2,76 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$F_{1j}^{\prime} = 2,76 \cdot 10^5 \text{ N}$$

kde:

F_{1j}^{\prime} ekvivalentní stálé zatížení jednoho kola jeřábu [N]

MAXIMÁLNÍ KONTAKTNÍ TLAK

Maximální kontaktní tlak v místě dotyku p_{max} musí být menší nebo roven dovolenému kontaktnímu tlaku p_d , jehož hodnoty stanovil Niemann z tvrdosti materiálu kola podle Brinella. Zde musíme rozlišovat dva případy – přímkový nebo bodový styk. [2]

Vzhledem k tomu, že kolejnice JKL 120 má plochou hlavu, jedná se zde o přímkový styk.

Z teorie kontaktních tlaků byl odvozen vztah pro maximální kontaktní tlak p_{max} , při němž již začíná předčasné opotřebení kola. [2]

$$p_{max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{F_{1j}^{\prime}}{b \cdot R}} \quad (60)$$

$$p_{max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{2,76 \cdot 10^5}{0,12 \cdot 0,5}} = 411\,794,12 \text{ kPa} = 411,79 \text{ MPa}$$

$$p_{max} = 411,79 \text{ MPa}$$

kde:

p_{max} maximální kontaktní tlak kola [MPa]

DOVOLENÝ KONTAKTNÍ TLAK

Je stanoven tak, aby životnost, vyjádřená počtem styků odvalovaných ploch, byla minimálně $2 \cdot 10^7$.

Dáno: $HB = 1\,800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ – dle [2], str. 78

$$p_{dov} = 0,31 \cdot HB \quad (61)$$

$$p_{dov} = 0,31 \cdot 1800 = 558 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 558 \text{ MPa}$$

kde:

p_{dov}	dovolený kontaktní tlak kola [MPa]
HB	tvrdost kola [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]

$$p_{max} \leq p_{dov} \rightarrow 411,79 \text{ MPa} < 558 \text{ MPa}$$

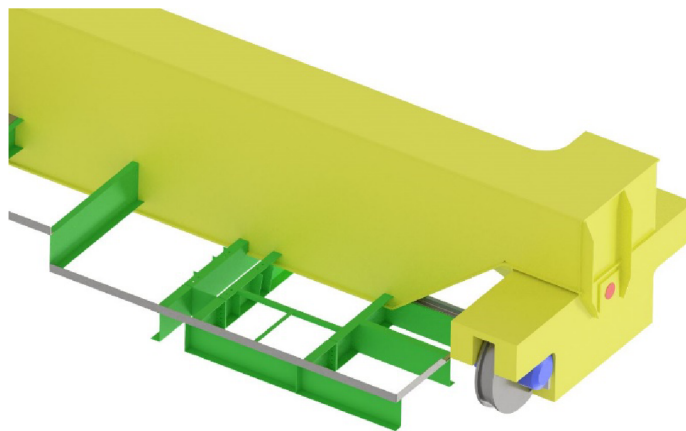
Podmínka maximálního kontaktního tlaku je splněna. Pojezdové kolo v kombinaci s novým pohonem **vyhovuje**.

8 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Dle zadání je požadováno provést pevnostní výpočet nového uložení mechanismu pojezdu jeřábu a pevnostní výpočet vybraných komponent pojezdu jeřábu. V tomto případě budou kontrolovány unašeče kardanového hřídele. Přes tvarový styk v náboji unašeče (rovnoboké drážkování či perový spoj) je v kinematickém řetězci pohonu pojezdu jeřábu přenášen kroutící moment. Je tedy naprosto nezbytné, aby tvarový styk v náboji unašeče i tělo unašeče samotného dokázaly tento moment bezpečně přenést.

8.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET NOVÉHO ULOŽENÍ MECHANISMU POJEZDU

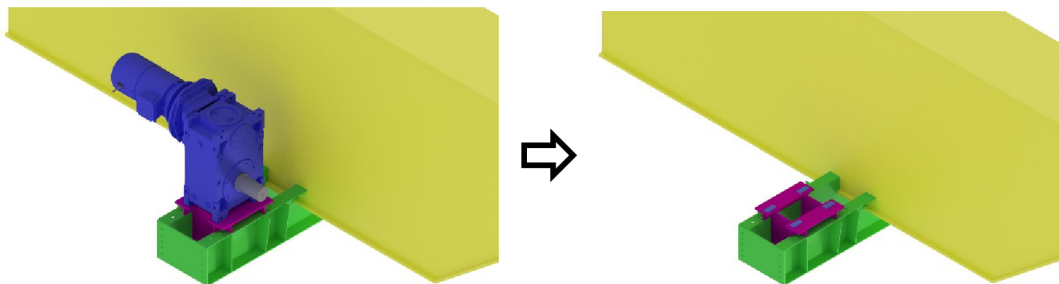
Nové uložení mechanismu pojezdu vychází ze stávajícího rozmístění konzol na hlavním nosníku jeřábu (viz obr. 38). Konzoly jsou tvořeny ohnutými plechy do „U“ profilů, které jsou přivařeny ke stojině hlavního nosníku v místech rozmístění výztuh uvnitř nosníku.



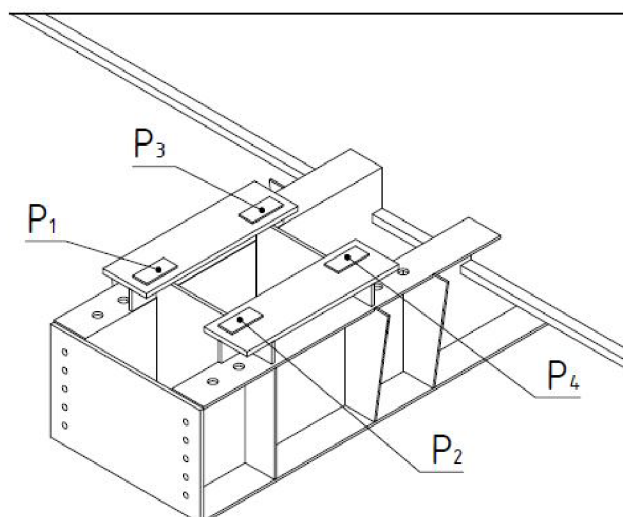
Obr. 38 – Stávající rozmístění konzol hlavního nosníku na mostu jeřábu

Nová převodová skříň, s motorem připojeným přes IEC přírubu, je uložena ve vertikální poloze. Pohon je brzděn frekvenčním měničem, jako stavěcí brzda je použita brzda integrovaná v elektromotoru. Díky tomuto řešení odpadá nutnost ustavování brzdy a motoru na konzoly jeřábu. Je tedy třeba navrhnout uložení jen pro převodovou skříň – uložení patkové. Pro umístění stoličky převodové skříně jsou využity konzoly se zažebrováním, na kterých byla umístěna sekundární převodovka centrálního pohonu.

8.1.1 STANOVENÍ REAKČNÍCH SIL

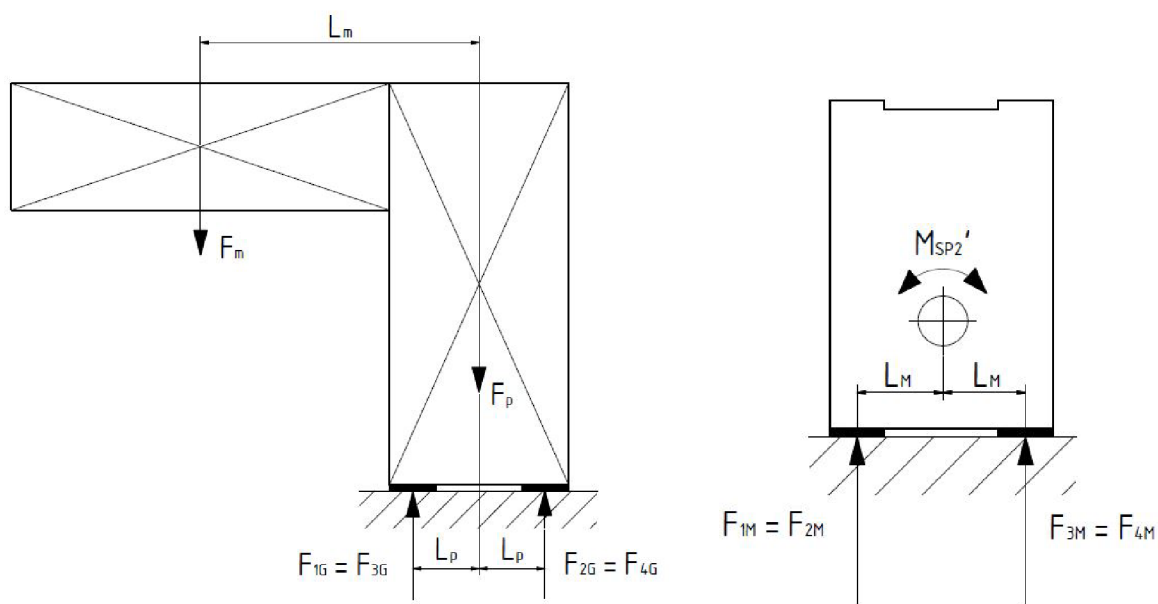


Obr. 39 – Nahrazení tělesa převodové skříně patkami



Obr. 40 – Označení jednotlivých patek

Pro výpočet je model nosníku zjednodušen jen na nosné konzoly a část hlavního nosníku, na které závisí deformace konzol. Vzhledem k tomu, že převodová skříň a motor nejsou předmětem pevnostní kontroly, je jejich těleso nahrazeno patkami (viz obr. 39 a obr. 40) o velikosti stykových ploch mezi převodovou skříní a její stoličkou. Do těchto patek jsou umístěny náhrady sil. Pro zjištění těchto ekvivalentních sil je nutno nejprve vypočítat reakční síly v patkách, vznikajících z váhy převodové skříně a motoru a z přenášeného momentu.



Obr. 41 – Stanovení reakčních sil z váhy mechanismů (vlevo) a z přenášeného momentu (vpravo)

Na obr. 41 je znázorněno stanovení reakčních sil z hmotnosti použitých mechanismů. Jelikož není známa přesná poloha těžiště mechanismů, je jejich hmotnost vztažena ke středu jejich objemu (který je také zjednodušen na elementární tělesa).

VÝPOČET REAKČNÍCH SIL OD HMOTNOSTÍ MECHANISMŮ

Dáno: $m_m = 93 \text{ kg}$ – dle [10]

$$F_m = m_m \cdot g \quad (62)$$

$$F_m = 93 \cdot 9,81 = 912,33 \text{ N}$$

$$F_m = 912,33 \text{ N}$$

kde:

$$\begin{array}{ll} F_m & \text{tíhová síla vyvolaná vahou motoru [N]} \\ m_m & \text{hmotnost motoru [kg]} \end{array}$$

Dáno: $m_p = 515 \text{ kg}$ – dle [11]

$$F_p = m_p \cdot g \quad (63)$$

$$F_p = 515 \cdot 9,81 = 5\,052,15 \text{ N}$$

$$F_p = 5\,052,15 \text{ N}$$

kde:

$$\begin{array}{ll} F_p & \text{tíhová síla vyvolaná vahou převodovky [N]} \\ m_p & \text{hmotnost převodovky [kg]} \end{array}$$

Motor a převodovka jsou považovány za souměrné vzhledem k vertikální rovině procházející středem motoru a převodovky. Díky tomuto jsou dvojice sil F_{1G} a F_{3G} (v bodech P_1 a P_3), stejně jako F_{2G} a F_{4G} (v bodech P_2 a P_4), stejné.

Dáno: $L_m = 1,06 \text{ m}$

$$L_p = 0,15 \text{ m}$$

$$F_m + F_p = (F_{1G} + F_{3G}) + (F_{2G} + F_{4G}) \quad (64)$$

$$\rightarrow (F_{1G} + F_{3G}) = F_m + F_p - (F_{2G} + F_{4G})$$

$$F_m \cdot L_m + (F_{2G} + F_{4G}) \cdot L_p - (F_{1G} + F_{3G}) \cdot L_p = 0 \quad (65)$$

$$F_m \cdot L_m + (F_{2G} + F_{4G}) \cdot L_p - (F_m + F_p - (F_{2G} + F_{4G})) \cdot L_p = 0$$

$$F_m \cdot L_m + (F_{2G} + F_{4G}) \cdot L_p - F_m \cdot L_p - F_p \cdot L_p + (F_{2G} + F_{4G}) \cdot L_p = 0$$

$$(F_{2G} + F_{4G}) = \frac{F_m \cdot L_p + F_p \cdot L_p - F_m \cdot L_m}{2 \cdot L_p}$$

$$(F_{2G} + F_{4G}) = \frac{912,33 \cdot 0,15 + 5\,052,15 \cdot 0,15 - 912,33 \cdot 1,06}{2 \cdot 0,15} = -241,33 \text{ N}$$

$$(F_{1G} + F_{3G}) = 912,33 + 5052,15 - (-241,33) = 6\,205,81 \text{ N}$$

$$F_{2G} = F_{4G} = \frac{(F_{2G} + F_{4G})}{2} = \frac{-241,33}{2} = -120,66 \text{ N}$$

$$F_{1G} = F_{3G} = \frac{(F_{1G} + F_{3G})}{2} = \frac{6\,205,81}{2} = 3\,102,91 \text{ N}$$

kde:

F_{1G}	reakční síla od tíhy mechanismů v bodě P_1 [N]
F_{2G}	reakční síla od tíhy mechanismů v bodě P_2 [N]
F_{3G}	reakční síla od tíhy mechanismů v bodě P_3 [N]
F_{4G}	reakční síla od tíhy mechanismů v bodě P_4 [N]
L_m	vzdálenost těžiště motoru od těžiště převodovky [m]
L_p	vzdálenost těžiště převodovky od os patek [m]

VÝPOČET REAKČNÍCH SIL OD SPOUŠTĚCÍHO MOMENTU

Jelikož jsou motor a převodovka považovány za souměrné vzhledem k vertikální rovině procházející středem motoru a převodovky (viz obr. 41 – vlevo), jsou stejné i dvojice sil F_{1M} a F_{2M} (v bodech P_1 a P_2), stejně jako F_{3M} a F_{4M} (v bodech P_3 a P_4). Tyto síly jsou vyvolány spouštěcím momentem na výstupu z převodovky M_{SP2}' . Jelikož moment je přenášen na oba směry, je výpočet proveden pro směr TAM a pro směr ZPĚT (viz obr. 41 – vpravo).

Dáno: $L_M = 0,184 \text{ m}$

Výpočet pro směr TAM:

$$(F_{1M} + F_{2M}) + (F_{3M} + F_{4M}) = 0 \quad (66)$$

$$\rightarrow (F_{1M} + F_{2M}) = -(F_{3M} + F_{4M})$$

$$M_{SP2}' - (F_{1M} + F_{2M}) \cdot L_M + (F_{3M} + F_{4M}) \cdot L_M = 0 \quad (67)$$

$$M_{SP2}' - (-(F_{3M} + F_{4M})) \cdot L_M + (F_{3M} + F_{4M}) \cdot L_M = 0$$

$$(F_{3M} + F_{4M}) = -\frac{M_{SP2}'}{2 \cdot L_M}$$

$$(F_{3M} + F_{4M}) = -\frac{19\,147,15}{2 \cdot 0,184} = -52\,030,3 \text{ N}$$

$$(F_{1M} + F_{2M}) = -(-52\,030,3) = 52\,030,3 \text{ N}$$

$$F_{1M} = F_{2M} = \frac{(F_{1M} + F_{2M})}{2} = \frac{52\,030,3}{2} = 26\,015,15 \text{ N}$$

$$F_{3M} = F_{4M} = \frac{(F_{3M} + F_{4M})}{2} = \frac{-52\,030,3}{2} = -26\,015,15 \text{ N}$$

Výpočet pro směr ZPĚT:

$$(F_{1M}' + F_{2M}') + (F_{3M}' + F_{4M}') = 0 \quad (68)$$

$$\rightarrow (F_{1M}' + F_{2M}') = -(F_{3M}' + F_{4M}')$$

$$M_{SP2}' + (F_{1M}' + F_{2M}') \cdot L_M - (F_{3M}' + F_{4M}') \cdot L_M = 0 \quad (69)$$

$$M_{SP2}' + (-(F_{3M}' + F_{4M}')) \cdot L_M - (F_{3M}' + F_{4M}') \cdot L_M = 0$$

$$(F_{3M}' + F_{4M}') = \frac{M_{SP2}'}{2 \cdot L_M}$$

$$(F_{3M}' + F_{4M}') = \frac{19\,147,15}{2 \cdot 0,184} = 52\,030,3 \text{ N}$$

$$(F_{1M}' + F_{2M}') = -(52\,030,3) = -52\,030,3 \text{ N}$$

$$F_{1M}' = F_{2M}' = \frac{(F_{1M}' + F_{2M}')}{2} = \frac{-52\,030,3}{2} = -26\,015,15 \text{ N}$$

$$F_{3M}' = F_{4M}' = \frac{(F_{3M}' + F_{4M}')}{2} = \frac{52\,030,3}{2} = 26\,015,15 \text{ N}$$

kde:

F_{1M}	reakční síla z přenášeného momentu v bodě P_1 (směr TAM) [N]
F_{2M}	reakční síla z přenášeného momentu v bodě P_2 (směr TAM) [N]
F_{3M}	reakční síla z přenášeného momentu v bodě P_3 (směr TAM) [N]
F_{4M}	reakční síla z přenášeného momentu v bodě P_4 (směr TAM) [N]
F_{1M}'	reakční síla z přenášeného momentu v bodě P_1 (směr ZPĚT) [N]
F_{2M}'	reakční síla z přenášeného momentu v bodě P_2 (směr ZPĚT) [N]
F_{3M}'	reakční síla z přenášeného momentu v bodě P_3 (směr ZPĚT) [N]
F_{4M}'	reakční síla z přenášeného momentu v bodě P_4 (směr ZPĚT) [N]
L_M	vzdálenost os patek od osy rotace [m]

Reakční síly v jednotlivých patkách P_1, P_2, P_3, P_4 jsou rovny součtu dílčích reakčních sil v těchto bodech. Náhradní síly od zatížení mechanismy jsou rovny hodnotě tohoto součtu reakčních sil.

Výpočet pro směr TAM:

$$F_1 = F_{1G} + F_{1M} \quad (70)$$

$$F_1 = 3\,102,91 + 26\,015,15 = 29\,118,06 \text{ N}$$

$$F_1 = 29\,118,06 \text{ N}$$

kde:

$$F_1 \quad \text{náhradní síla v bodě } P_1 \text{ (pro směr TAM) [N]}$$

$$F_2 = F_{2G} + F_{2M} \quad (71)$$

$$F_2 = (-120,66) + 26\,015,15 = 25\,894,49 \text{ N}$$

$$F_2 = 25\,894,49 \text{ N}$$

kde:

$$F_2 \quad \text{náhradní síla v bodě } P_2 \text{ (pro směr TAM) [N]}$$

$$F_3 = F_{3G} + F_{3M} \quad (72)$$

$$F_3 = 3\,102,91 + (-26\,015,15) = -22\,912,24 \text{ N}$$

$$F_3 = -22\,912,24 \text{ N}$$

kde:

$$F_3 \quad \text{náhradní síla v bodě } P_3 \text{ (pro směr TAM) [N]}$$

$$F_4 = F_{4G} + F_{4M} \quad (73)$$

$$F_4 = (-120,66) + (-26\,015,15) = -26\,135,81 \text{ N}$$

$$F_4 = -26\,135,81 \text{ N}$$

kde:

$$F_4 \quad \text{náhradní síla v bodě } P_4 \text{ (pro směr TAM) [N]}$$

Výpočet pro směr ZPĚT:

$$F_1' = F_{1G} + F_{1M}' \quad (74)$$

$$F_1' = 3\,102,91 + (-26\,015,15) = -22\,912,24 \text{ N}$$

$$F_1' = -22\,912,34 \text{ N}$$

kde:

$$F_1' \quad \text{náhradní síla v bodě } P_1 \text{ (pro směr ZPĚT) [N]}$$

$$F_2' = F_{2G} + F_{2M}' \quad (75)$$

$$F_2' = (-120,66) + (-26\,015,15) = -26\,135,81 \text{ N}$$

$$F_2' = -26\,135,81 \text{ N}$$

kde:

F_2' náhradní síla v bodě P_2 (pro směr ZPĚT) [N]

$$F_3' = F_{3G} + F_{3M}' \quad (76)$$

$$F_3' = 3\,102,91 + 26\,015,15 = 29\,118,06 \text{ N}$$

$$F_3' = 29\,118,06 \text{ N}$$

kde:

F_3' náhradní síla v bodě P_3 (pro směr ZPĚT) [N]

$$F_4' = F_{4G} + F_{4M}' \quad (77)$$

$$F_4' = (-120,66) + 26\,015,15 = 25\,894,49 \text{ N}$$

$$F_4' = 25\,894,49 \text{ N}$$

kde:

F_4' náhradní síla v bodě P_4 (pro směr ZPĚT) [N]

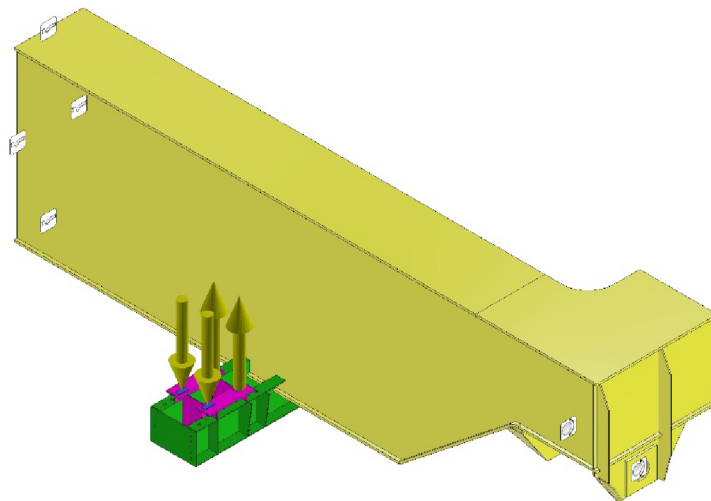
Vypočítané náhradní síly pro jednotlivé patky P_1, P_2, P_3, P_4 pro směr TAM i ZPĚT jsou shrnuty v tab. 11.

Tab. 11 – Náhradní síly v patkách

	Náhradní síla	
	Směr TAM	Směr ZPĚT
Patka P_1	29 118,06 N	-22 912,34 N
Patka P_2	25 894,49 N	-26 135,81 N
Patka P_3	-22 912,34 N	29 118,06 N
Patka P_4	-26 135,81 N	25 894,49 N

8.1.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET NOVÉHO ULOŽENÍ

Jak je zmíněno výše, pro pevnostní výpočet nového uložení je hlavní nosník zkrácen jen na část, která podléhá deformaci. V místě řezu hlavního nosníku jsou umístěny pevné vazby, které simulují vetknutí. V otvorech pro čep, na kterém je uloženo vahadlo s pojezdovými koly, jsou definovány rotační vazby. Znázornění umístění jednotlivých vazeb viz obr. 42 – síly na obrázku pro směr TAM. Jako maximální přípustné napětí je brána mez kluzu použité oceli.



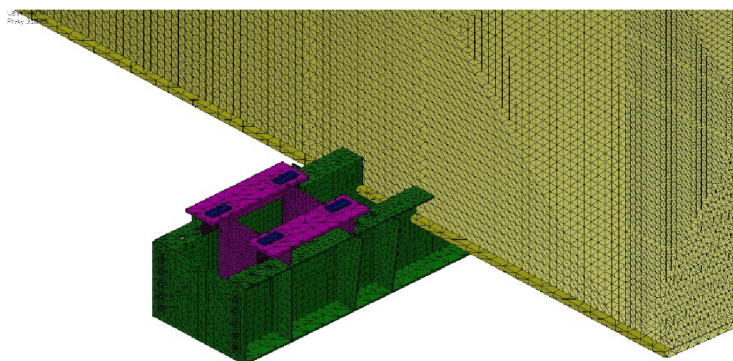
Obr. 42 – Definice vazeb a stanovení náhradních sil v patkách

Tab. 12 – Materiály použité na konstrukci

	Materiál dle ČSN EN 10025-2	Mez kluzu oceli *
Plechý hlavního nosníku (žlutě)	S355J2+N	355 MPa
Konzoly hlavního nosníku (zeleně)	S355J2+N	355 MPa
Plechý nového uložení (fialově)	S235JR	235 MPa

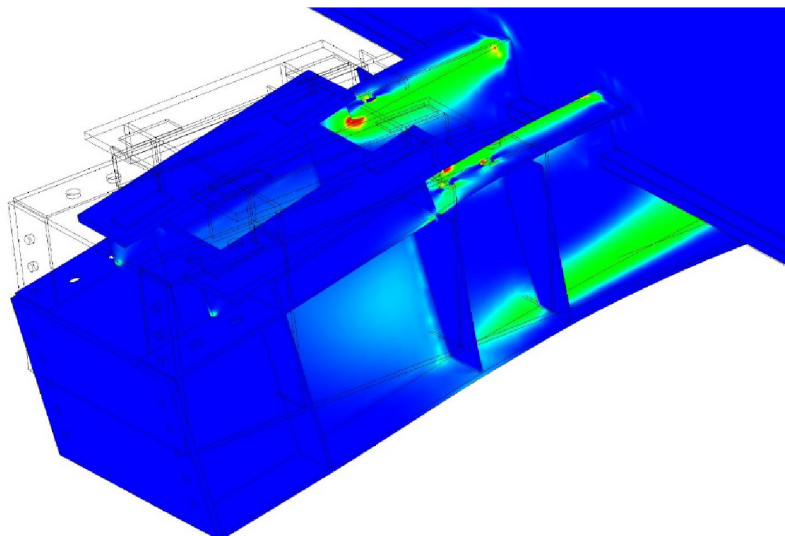
* uvedené hodnoty meze kluzu platí pro tloušťky plechů ≤ 16 mm

Síťování modelu je provedeno tak, aby průměrná velikost prvku byla rovna 0,1 násobku délky ohraničujícího kvádru a minimální velikost prvku byla rovna 0,2 násobku průměrné velikosti. Definovaná velikost prvků je pro tento výpočet dostačující.



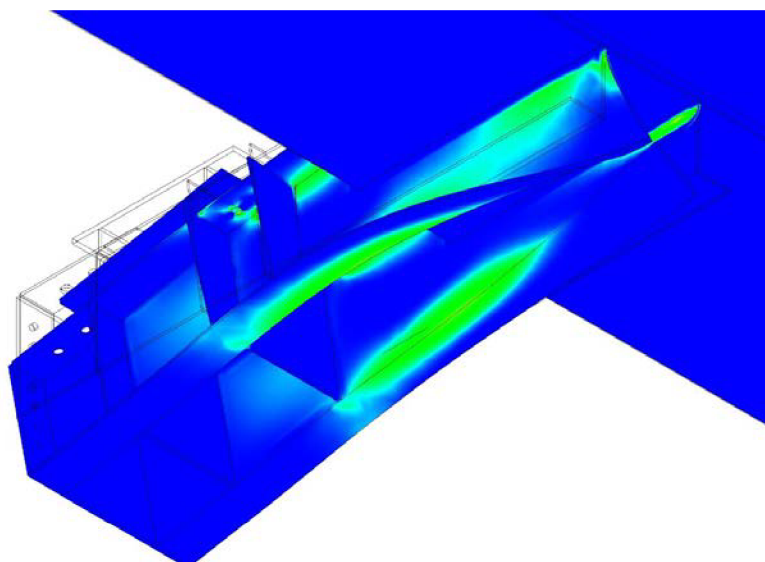
Obr. 43 – Znázornění sítě prvků výpočtového modelu

VÝPOČET PRO SMĚR OTÁČENÍ TAM



Obr. 44 – Průběh napětí von Mises pro směr TAM

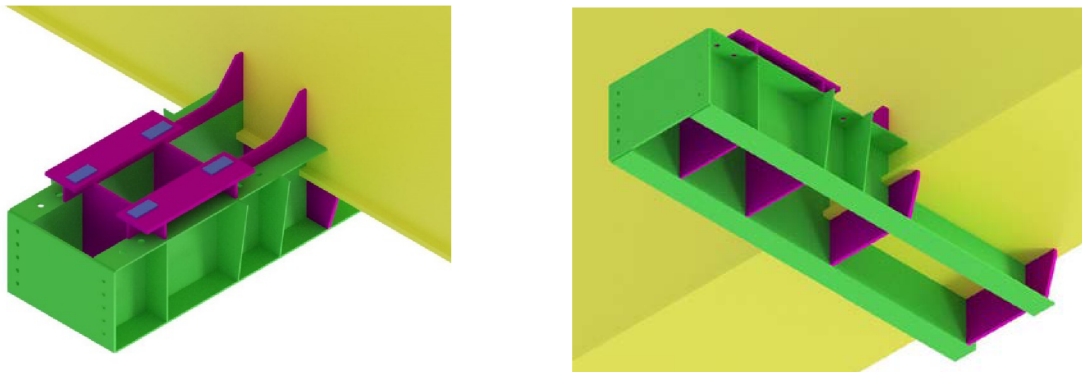
Z obr. 44 je maximální napětí dle teorie von Mises-Hencky rovno 178 Mpa. Tato špička napětí se nachází v místech, kde končí stojina stoličky a navazuje dále na konzolu. Z obrázku je patrné, že v místech, kde se nachází stolička, nedochází k velkému ohybu konzol. Zlom v ohybu nastává právě za stojinou stoličky, kdy je už ohyb konzol znatelný. Tento stav je mimo jiné způsoben tím, že konzoly jsou tvořeny ohýbanými plechy menších tlouštěk – nejsou dostatečně tuhé. Na obr. 45 je znázorněna deformace konzol u spodní pásnice. Vzhledem k tomuto je vhodné provést vyztužení těchto konzol z důvodu prodloužení životnosti celého uložení.



Obr. 45 – Deformace konzol vlivem zatížení – pohled zespodu

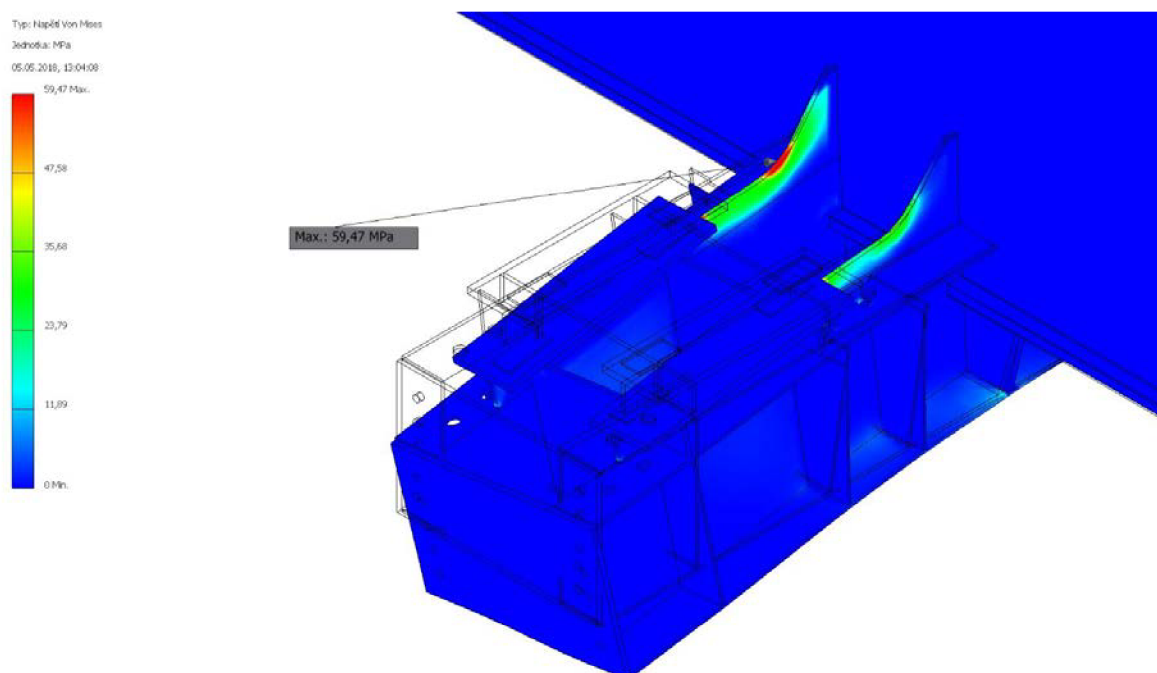
PŘEPRACOVÁNÍ ULOŽENÍ A VYZTUŽENÍ KONZOL

Mezi stávající konzoly jsou vloženy výztuhy, které jsou přivařeny ke spodní pásnici hlavního nosníku v místech stojin hlavního nosníku. Pro odstranění špiček na konzolách jsou stojiny stoličky protaženy až ke stojině hlavního nosníku a jsou k ní přivařeny.



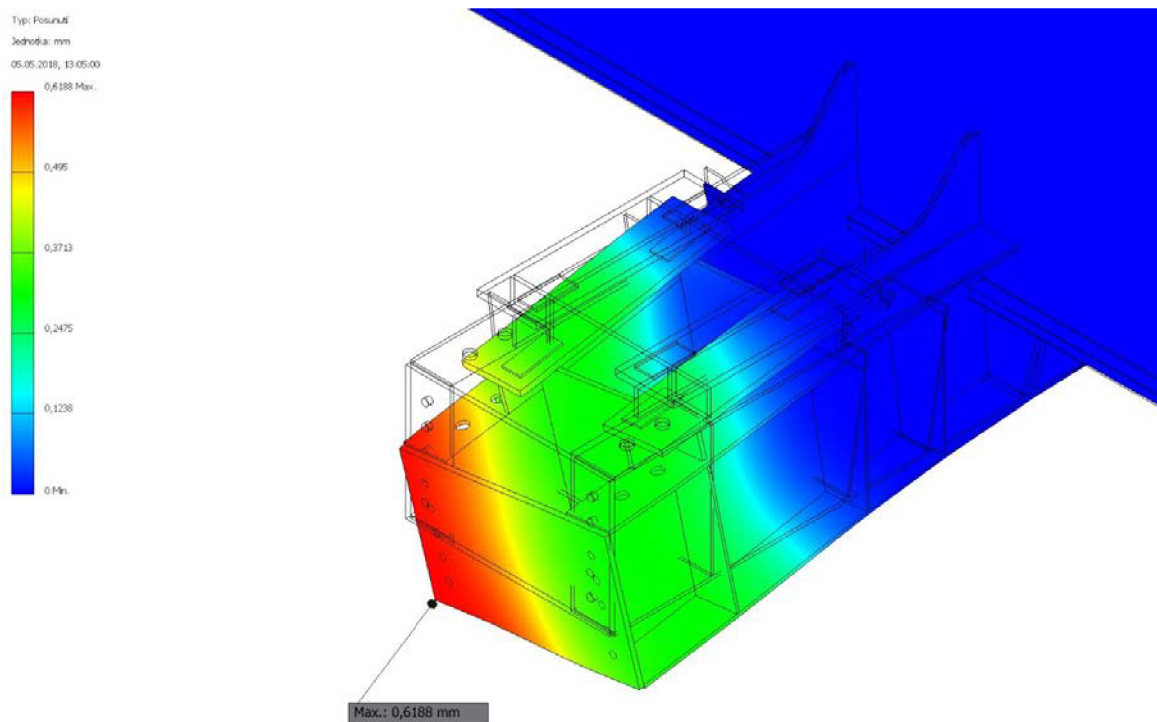
Obr. 46 – Vyztužení konzol a přepracování stoličky

PŘEPOČET PRO SMĚR TAM



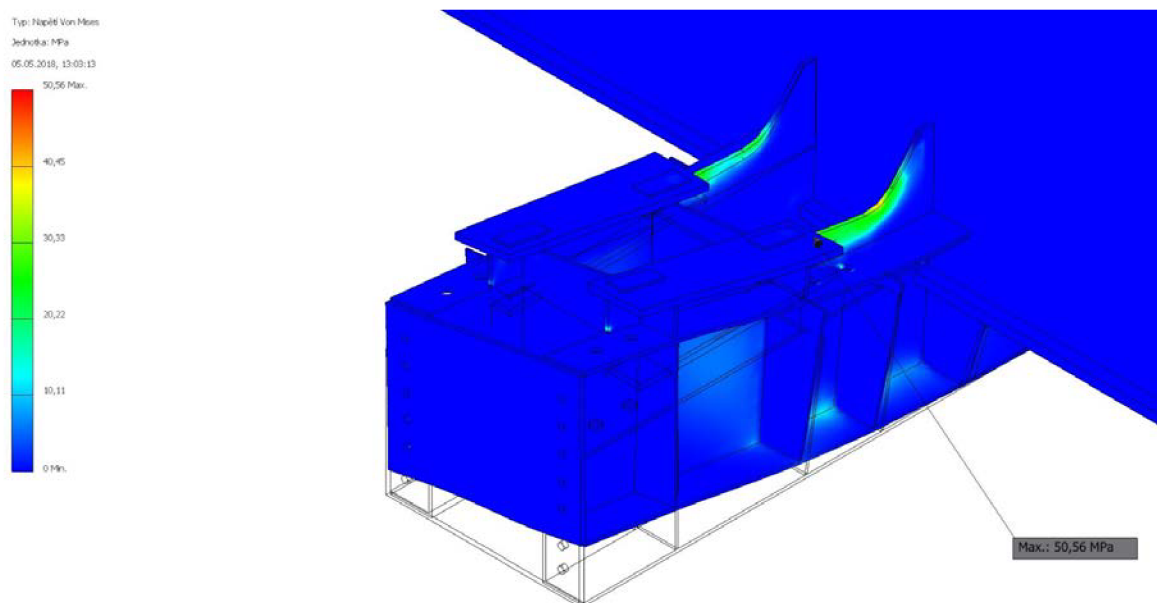
Obr. 47 – Průběh napětí von Mises pro směr TAM

Při přepracování uložení a vyztužení konzol jsou výsledky znatelně příznivější. Největší napětí se nyní nachází v radiusu prodloužení stojiny stoličky a to na straně, kde působí větší síla. Tato špička by mohla v budoucnu znamenat koncentraci napětí a následné šíření trhliny skrze stojinu. Je zde však jen velmi malé napětí 59,47 Mpa, což odpovídá bezpečnosti vůči mezi kluzu 3,95. Maximální hodnota posunutí je dle obr. 48 rovna 0,6188 mm, což je hodnota zanedbatelná.



Obr. 48 – Změna polohy vlivem zatížení pro směr TAM

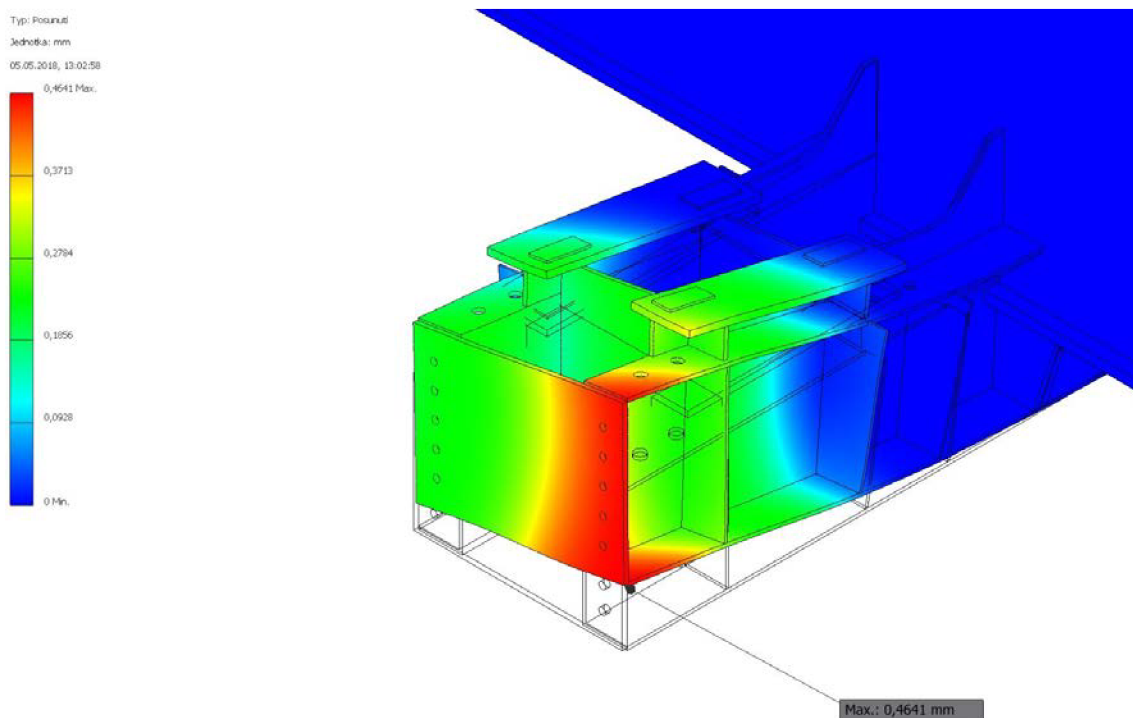
VÝPOČET PRO SMĚR ZPĚT



Obr. 49 – Průběh napětí von Mises pro směr ZPĚT

Pro směr otáčení ZPĚT vychází nejvyšší napětí v místě styku stojiny a pásnice stoličky. Dochází zde k tlaku spodní hrany pásnice o horní plochu stojiny vlivem ohybu konzoly směrem nahoru. Maximální napětí zde dosahuje dle obr. 49 hodnoty 50,56 MPa, což odpovídá

bezpečnosti vůči mezi kluzu 5,04. Posunutí pro tento směr otáčení dosahuje v místech největšího ohybu dle obr. 50 maximální hodnoty 0,641 mm.



Obr. 50 – Změna polohy vlivem zatížení pro směr ZPĚT

Vzhledem k vysoké bezpečnosti vůči mezi kluzu není potřeba provádět kontrolu únavové pevnosti nového uložení dle ČSN EN 13001-3-1+A1.

8.2 VÝPOČET UNAŠEČE NA STRANĚ PŘEVODOVKY

Převodovka má na svém výstupu umístěna dvě pera, pootočená o 120°. Výstup z převodovky je dimenzován na maximální moment 20 000 N.m, musí tedy být na tento moment dimenzován i perový spoj, a proto jej není třeba kontrolovat. Kontrola probíhá jen na tělo unašeče samotného. Do drážek v unašeči jsou definovány plochy o velikosti stykové plochy pera v hřídeli. Na ty jsou umístěny silové náhrady přenášeného momentu.

Síla je přepočítána na střední kružnici, tzn. do poloviny výšky pera v náboji.

Dáno: $D_{S1} = 0,128 \text{ m}$

$$F_{D1} = \frac{M_{SP2}'}{D_{S1}} \quad (78)$$

$$F_{D1} = \frac{19\,147,15}{0,128} = 149\,587,11 \text{ N}$$

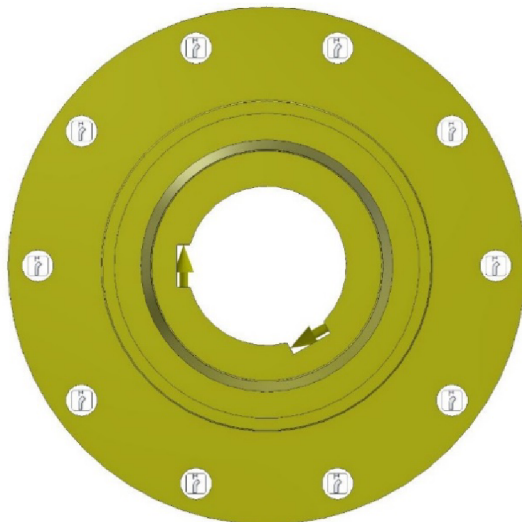
$$F_{D1} = 149\,587,11 \text{ N}$$

kde:

F_{D1} síla působící na jednu perovou drážku [N]

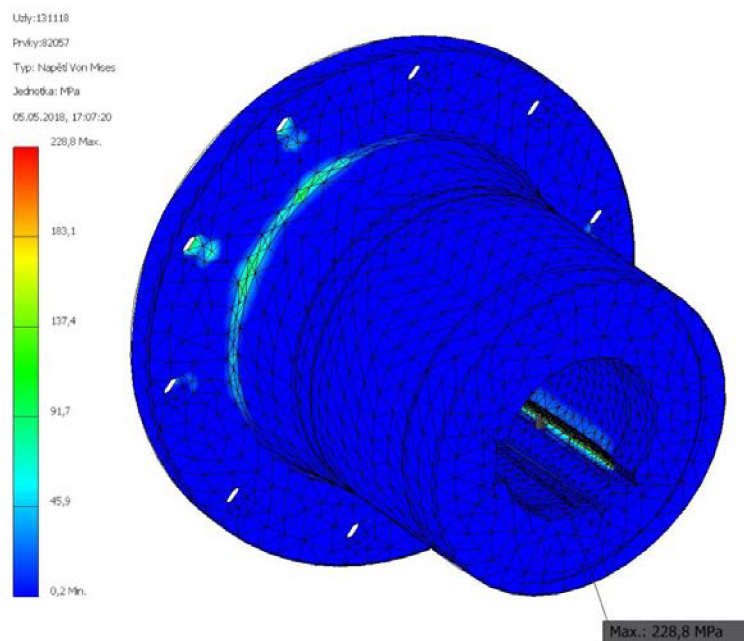
D_{S1} střední průměr [m]

Síla F_{D1} je umístěna do každé z drážek na plochu odpovídající velikosti stykové plochy pera. Pevné vazby jsou umístěny v otvorech pro šrouby (viz obr. 51). Unašeč je vyroben z materiálu C60, který má minimální hodnotu meze kluzu 310 MPa.

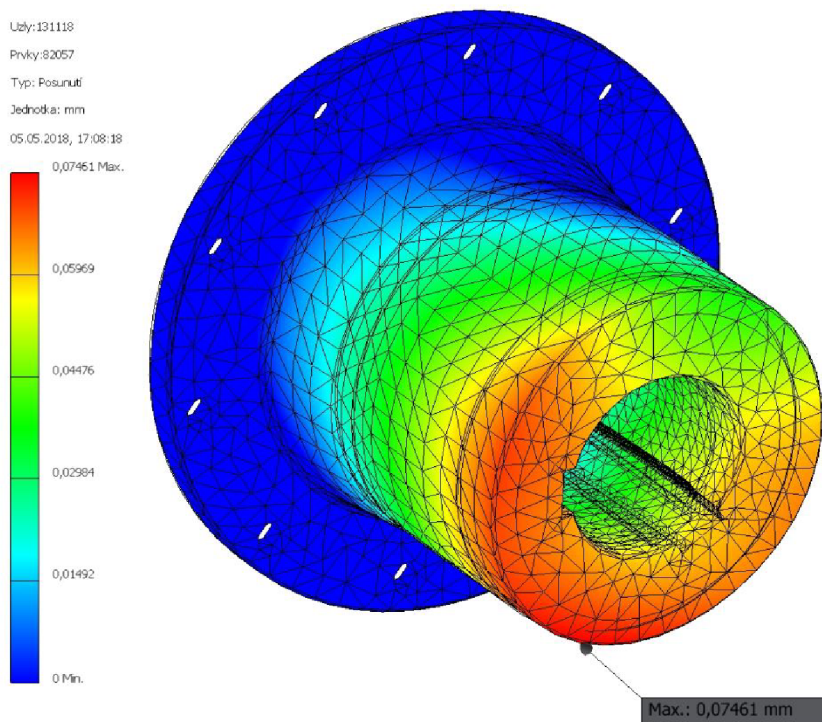


Obr. 51 – Definice vazeb a sil pro unašeč na straně převodovky

Průměrná velikost prvků v síti unašeče je definována jako 0,05 násobek délky ohraničujícího kvádrů prvku. Minimální velikost prvku se rovná 0,1 násobku jeho průměrné velikosti. Dle obr. 52 jsou špičková napětí v místech paty drážky. Maximální napětí von Mises zde dosahuje hodnoty 228,8 MPa, což odpovídá bezpečnosti 1,35. Toto napětí však bude eliminováno tvarovým kontaktem s perem a ve skutečnosti tedy bude toto napětí nižší. Hodnota posunutí unašeče je dle obr. 53 maximálně 0,07461 mm.



Obr. 52 – Průběh napětí von Mises unašeče na straně převodovky



Obr. 53 – Změna polohy unašeče na straně převodovky

8.3 VÝPOČET UNAŠEČE NA STRANĚ POJEZDOVÉHO KOLA

Výstup hřídele pojezdového kola je opatřen drážkováním velikosti 132x145x10 (značení dle ISO 14) a šířce drážky 20 mm. Toto drážkování je třeba zkontrolovat z hlediska otláčení, kdy tlak na bocích drážek nesmí překročit povolenou hodnotu. Kontrola drážkování je provedena analyticky, samotné tělo unašeče je kontrolováno dle MKP.

TLAK NA BOCÍCH DRÁŽEK

Dáno: $D_{S2} = 0,1385 \text{ m}$

$$l_d = 0,163 \text{ m}$$

$$h = 0,0057 \text{ m}$$

$$K_D = 0,75 \text{ – dle [25]}$$

$$i_U = 10$$

$$p_{da} = 50 \text{ MPa – dle [25]}$$

$$p_D = \frac{F_D}{S_D} = \frac{2 \cdot M_{SP2}'}{D_{S2} \cdot l_d \cdot h \cdot K_D \cdot i_U} \quad (79)$$

$$p_D = \frac{2 \cdot 19\,147,15}{0,1385 \cdot 0,163 \cdot 0,0057 \cdot 0,75 \cdot 10} = 39\,678\,992,69 \text{ Pa}$$

$$p_D = 39\,678\,992,69 \text{ Pa} = 39,68 \text{ MPa}$$

kde:

p_D	tlak na bocích drážek unašeče [MPa]
l_D	osová délka dotyku mezi boky drážek hřídele a náboje za provozu [m]
D_{S2}	střední průměr drážkového profilu [m]
K_D	korekční součinitel pro rovnoboké drážkování [-]
i_U	počet drážek [-]
h	skutečná opěrná výška drážky [m]
p_{ad}	dovolený tlak na bocích drážek pro střídavé napětí [MPa]

$$p_D \leq p_{ad} \rightarrow 39,68 \text{ MPa} < 50 \text{ MPa}$$

Tlak na bocích drážek je nižší než dovolený. Drážkování **vyhovuje** vzhledem k otláčení.

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA DRÁŽKU

Do jednotlivých drážek jsou umístěny síly, které slouží jako náhrada přenášeného momentu.

$$F_{D2} = \frac{2 \cdot M_{SP2}'}{D_{S2} \cdot i_U} \quad (80)$$

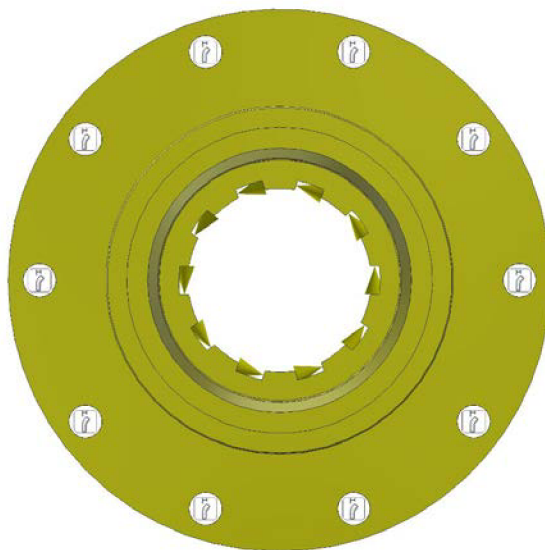
$$F_{D2} = \frac{2 \cdot 19\,147,15}{0,1385 \cdot 10} = 27\,649,31 \text{ N}$$

$$F_{D2} = 27\,649,31 \text{ N}$$

kde:

F_{D2}	síla působící na jednu drážku [N]
----------	-----------------------------------

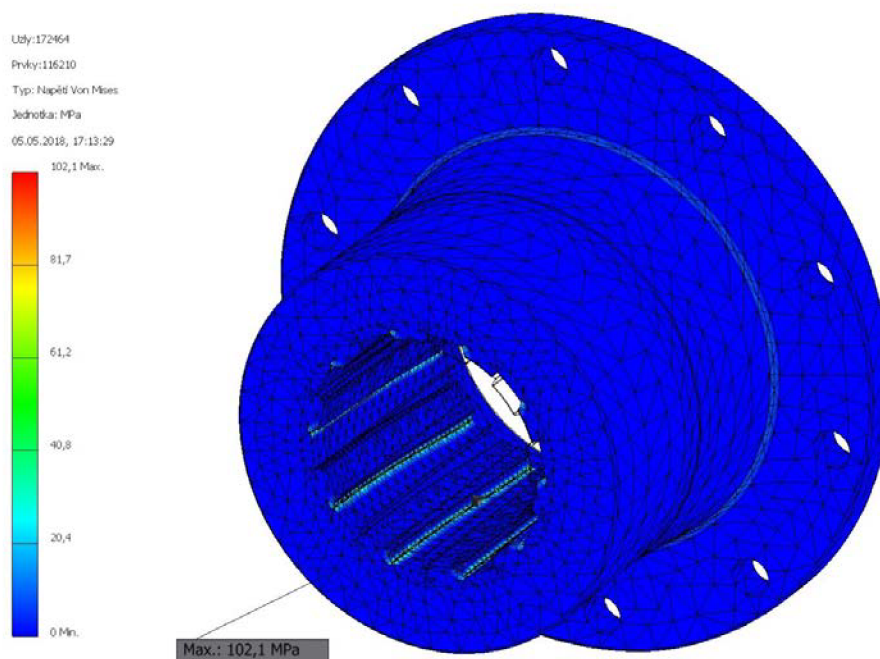
Síla F_{D2} je umístěna do každé z drážek. Pevné vazby jsou umístěny v otvorech pro šrouby (viz obr. 54). Unašeč je vyroben z materiálu C60, který má minimální hodnotu meze kluzu 310 MPa.



Obr. 54 – Definice vazeb a sil pro unašeč na straně poj. kola

PEVNOSTNÍ VÝPOČET UNAŠEČE

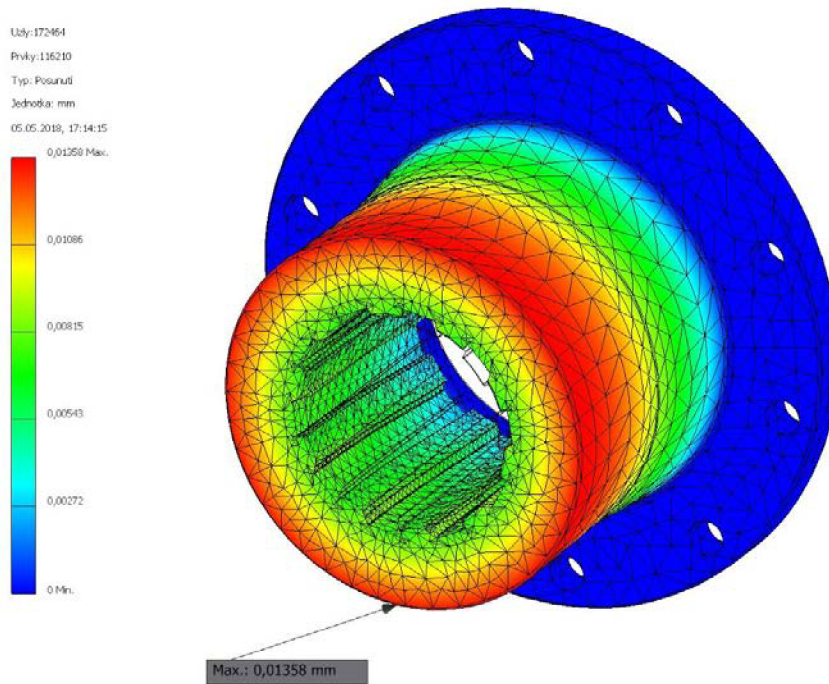
Průměrná velikost prvků v síti unašeče je definována jako 0,05 násobek délky ohraničujícího kvádru prvku. Minimální velikost prvku se rovná 0,1 násobku jeho průměrné velikosti. Dle obr. 55 jsou špičková napětí v místech paty drážky. Maximální napětí von Mises zde dosahuje hodnoty 102,1 MPa, což odpovídá bezpečnosti vůči mezi kluzu 3,04. Toto špičkové napětí však bude eliminováno tvarovým kontaktem s drážkou a ve skutečnosti tedy bude toto napětí nižší.



Obr. 55 – Průběh napětí von Mises pro unašeč poj. kola

Hodnota posunutí unašeče je dle obr. 56 maximálně 0,01358 mm. Tato změna polohy je oproti unašeči na straně převodovky rozložena na obvodu celého unašeče. U obou unašečů jsou však tyto maximální hodnoty zanedbatelné.

Pevnostní kontrola unašečů ve výsledku prokázala, že oba unašeče jsou schopny s dostatečnou bezpečností přenést maximální moment vzniklý v kinematickém řetězci nového pojezdu mostového jeřábu.



Obr. 56 – Změna polohy prvků unašeče poj. kola

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo provést náhradu centrálního pohonu pojezdu mostového jeřábu pohony dislokovanými. Dále provést funkční výpočet nově použitých mechanismů a pevnostní výpočet nového uložení a vybraných komponent pojezdu.

Pro nový pohon jsou zvoleny dva motory s kotvou nakrátko a integrovanou brzdou, každý o výkonu 15 kW, které jsou řízeny jedním frekvenčním měničem z důvodu plynulejšího záběru a možnosti mikropojezdu. V kombinaci s motory jsou použity dvě průmyslové převodovky, v provedení pro instalaci ve svislém směru, se vstupními a výstupními hřídeli umístěnými pod sebou. Převodovka má díky převodovému číslu 78,85 výstupní otáčky $0,32 \text{ s}^{-1}$, což je o 4 % méně než jsou výstupní otáčky stávající převodovky. Převodovka i motor jsou vyrobeny firmou Nord.

Výstup z převodovky je s pojezdovým kolem jeřábu spojen pomocí kardanového hřídele. Kardanový hřídel je zvolen z důvodu osového přesazení hřídele pojezdového kola a výstupního hřídele převodovky a je dimenzován na maximální možný přenášený moment 70 000 N.m. Dle DIN 15 451 je zvolen kardanový hřídel velikosti 390 s přírubovými unašeči dle DIN 15 452 od firmy MI-tuning a moment je na něj přenášen přes unašeče s vnitřními drážkami. Unašeč na straně pojezdového kola je osazen vnitřním rovnobokým drážkováním 132x145x10. Unašeč na straně převodovky je osazen vnitřními drážkami pro dvě pera 32x18x180, které jsou pootočené o 120° .

Kompletní cenová rozvaha komponent je uvedena v tab. 13.

Tab. 13 – Cenová rozvaha prezentovaného řešení

Motor + převodovka fy Nord	2x 184 000 Kč
Kardanový hřídel fy MI-tuning	2x 128 850 Kč
Frekvenční měnič fy Emotron	102 653 Kč
Výroba unašečů	2x 15 734 Kč
Výroba krytu kardanového hřídele	2x 4 163 Kč
Výroba a opracování stoličky	2x 4 879 Kč
CELKEM	777 905 Kč

Pevnostní výpočet nového uložení prokázal maximální napětí von Mises na stoličce při spouštěcím momentu na výstupu převodovky 59,47 Mpa a maximální posunutí konzol 0,6188 mm. Obě tyto maximální hodnoty se vyskytují pro směr otáčení TAM (spodní strana konzol tlačena).

Unašeče vyhovují jak z hlediska analytického výpočtu drážek na otlacení, tak i z hlediska maximálního napětí von Mises.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. Jeřáby. 2. Přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1975
- [2] MYNÁŘ Břetislav. Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně. Zpracování script: Jaroslav Kašpárek. 126 s. Dostupný z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>>.
- [3] ČSN ISO 4317-1 (270020) A *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1, Všeobecně* = Cranes and lifting appliances. Classification. Part 1, General. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [4] DIN 15070 *Krane. Berechnungsgrundlagen für Laufräder* = Cranes. Basic calculation of crane rail wheels. Berlin: Deutsches Institut für Normung, 1977. 2s
- [5] DIN 15450 *Krane. Berechnung von Gelenkwellen zum Antrieb von Laufsätzen* = Cranes. Evaluating of cardan shafts for travelling drives. Berlin: Deutsches Institut für Normung, 1978. 4s
- [6] DIN 15451 *Krane. Gelenkwellen, Flanschverbindungen* = Cranes. Cardan shafts, connection to coupling flange. Berlin: Deutsches Institut für Normung, 1978. 3s
- [7] Specifikace výrobku. Feron [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/41198/kolejnice-jerabova-jkl-120-vn-42-5677>
- [8] JKO MEZ CZ, s. r. o. Katalog Trojfázové asynchronní motory s vinutým rotorem [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.mez-cz.cz>
- [9] SEW-Eurodrive, s. r. o. Katalog Čelní a kuželočelní převodovky řady X... [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz>
- [10] NORD - Poháněcí technika, s. r. o. Katalog Motors M7000 [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.nord.com>
- [11] NORD-Poháněcí technika, s. r. o. Katalog G1050 50/60 Hz [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.nord.com>
- [12] Elpro Drive, s. r. o. Katalog Emotron FDU-VFX 2.0 [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.elprodrive.cz>
- [13] EM Brno, s. r. o. Katalog Elektrohydraulické přístroje řady EP [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.embrno.cz>
- [14] ML Tuning, s.r.o. Katalog Kardanové hřídele [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.kardan.cz>
- [15] Katalog Jaure Crowned tooth gear couplings [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.regalpts.com/brands/jaure/>

- [16] *Dimensions of cardan shafts* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://www.kleingelenkwellen.de/index.php?option=com_content&id=69&Itemid=149&lang=en
- [17] *La canstrucción en la Grecia antiguya y 5* [online]. In: . [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://cz.pinterest.com/pin/513973376206896550/?lp=true>
- [18] *Selsyn jako elektrický hřídel* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1578>
- [19] *Torque-slip characteristics of induction motor with increasing values of rotor resistance* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.eeeguide.com/torque-slip-characteristic/>
- [20] *Softstarter* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.sopotnice.eu/fotky/blog/softstarter.gif>
- [21] *Blokové schéma frekvenčního měniče* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.mylms.cz/text-zapojeni-a-zakladni-nastaveni-frekvencniho-menice/>
- [22] *Blokové schéma přímého vektorového řízení* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://www.elektrorevue.cz/clanky/05020/index.html#2_BSR
- [23] *Blokové schéma nepřímého vektorového řízení* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://www.elektrorevue.cz/clanky/05020/index.html#2_BSR
- [24] *Emotron CG drive frekvencsomriktare* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://news.cision.com/cg-drives/i/emotron-vfx48-088--one-of-the-most-compact-ac-drives-,c1265920>
- [25] *Spoje a spojovací součásti* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-12.pdf

Obrázky v kap. 1 bez uvedené bibliografické citace jsou duševním vlastnictvím firmy Královo pole cranes, a.s..

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_b	[m.s ⁻²]	Zpomalení pojezdu jeřábu
a_b'	[m.s ⁻²]	Zpomalení pojezdu jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko)
A_h	[m]	Rozdíl polohy os v horizontální rovině
a_r	[m.s ⁻²]	Zrychlení jeřábu při rozjezdu
a_r'	[m.s ⁻²]	Zrychlení jeřábu při rozjezdu (pro motor s kotvou nakrátko)
A_v	[m]	Rozdíl polohy os ve vertikální rovině
b	[m]	Šířka kolejnice
c	[-]	Koeficient velikosti kardanového hřídele
c_1	[-]	Koeficient materiálu
c_2	[-]	Koeficient poj. rychlosti
c_3	[-]	Koeficient provozní doby
D	[m]	Průměr pojezdového kola
D_k	[m]	Vnější průměr hřídele kardanu
d_k	[m]	Vnitřní průměr hřídele kardanu
D_{S1}	[m]	Střední průměr
D_{S2}	[m]	Střední průměr drážkového profilu
e	[m]	Součinitel valivého odporu
f	[-]	Součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu
F	[cm ²]	Plocha průřezu kolejnice
f_1	[-]	Součinitel zohledňující nadmořskou výšku
F_1	[N]	Náhradní síla v bodě P ₁ (směr TAM)
F_1'	[N]	Náhradní síla v bodě P ₁ (směr ZPĚT)
F_{1G}	[N]	Reakční síla od tíhy mechanismů v bodě P ₁
$F_{1j\ max}$	[N]	Celkové zatížení jednoho kola jeřábu
$F_{1j\ min}$	[N]	Minimální zatížení jednoho kola jeřábu
F_{1j}'	[N]	Ekvivalentní stálé zatížení jednoho kola jeřábu
F_{1M}	[N]	Reakční síla přenášeného momentu v bodě P ₁ (směr TAM)
F_{1M}'	[N]	Reakční síla přenášeného momentu v bodě P ₁ (směr ZPĚT)
F_2	[N]	Náhradní síla v bodě P ₂ (směr TAM)
F_2'	[N]	Náhradní síla v bodě P ₂ (směr ZPĚT)
F_{2G}	[N]	Reakční síla od tíhy mechanismů v bodě P ₂
F_{2M}	[N]	Reakční síla přenášeného momentu v bodě P ₂ (směr TAM)

F_{2M}'	[N]	Reakční síla přenášeného momentu v bodě P ₂ (směr ZPĚT)
F_3	[N]	Náhradní síla v bodě P ₃ (směr TAM)
F_3'	[N]	Náhradní síla v bodě P ₃ (směr ZPĚT)
F_{3G}	[N]	Reakční síla od tíhy mechanismů v bodě P ₃
F_{3M}	[N]	Reakční síla přenášeného momentu v bodě P ₃ (směr TAM)
F_{3M}'	[N]	Reakční síla přenášeného momentu v bodě P ₃ (směr ZPĚT)
F_4	[N]	Náhradní síla v bodě P ₄ (směr TAM)
F_4'	[N]	Náhradní síla v bodě P ₄ (směr ZPĚT)
F_{4G}	[N]	Reakční síla od tíhy mechanismů v bodě P ₄
F_{4M}	[N]	Reakční síla přenášeného momentu v bodě P ₄ (směr TAM)
F_{4M}'	[N]	Reakční síla přenášeného momentu v bodě P ₄ (směr ZPĚT)
$f_{\check{c}}$	[-]	Součinitel čepového tření
F_{D1}	[N]	Síla působící na jednu perovou drážku
F_{D2}	[N]	Síla působící na jednu drážku
F_F	[-]	Součinitel špičkového zatížení
f_h	[-]	Součinitel trvanlivosti
f_l	[-]	Součinitel nárazu pro malé rázy
F_j	[N]	Celkové zatížení jeřábu
F_k	[N]	Adhezní síla mezi kolem a kolejnicí
F_k'	[N]	Adhezní síla mezi kolem a kolejnicí (pro motor s kotvou nakrátko)
F_{L1}	[m]	Délka příruby ze strany převodovky
F_{L2}	[m]	Délka příruby ze strany poj. kola
F_m	[N]	Tíhová síla vyvolaná vahou motoru
f_n	[-]	Součinitel počtu otáček
F_p	[N]	Tíhová síla vyvolaná vahou převodovky
F_S	[N]	Odpor proti pojíždění způsobený sklonem dráhy
f_{se}	[-]	Servisní součinitel převodovky
f_s	[-]	Součinitel tření kol smýkajících se po kolejnici
$F_{S\ min}$	[-]	Servisní součinitel specifický pro danou aplikaci
F_{sP}	[N]	Tažná síla od posuvných hmot
F_{sP}'	[N]	Tažná síla od posuvných hmot (pro motor s kotvou nakrátko)
F_{sR}	[N]	Tažná síla od rotačních hmot
F_{sR}'	[N]	Tažná síla od rotačních hmot (pro motor s kotvou nakrátko)

F_{start}	[N]	Součinitel rozběhu
f_T	[-]	Teplotní součinitel
F_{ZP}	[N]	Síla na zpomalení hmot posuvných
F_{ZP}'	[N]	Síla na zpomalení hmot posuvných (pro motor s kotvou nakrátko)
F_{ZR}	[N]	Zrychlující síla
F_{ZR}'	[N]	Zrychlující síla (pro motor s kotvou nakrátko)
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost kolejnice
h	[m]	Skutečná opěrná výška drážky
HB	[N.mm ⁻²]	Tvrдость kola
i_c	[-]	Převodový poměr převodovky
i_c'	[-]	Převodový poměr (pro motor s kotvou nakrátko)
i_N	[-]	Požadovaný převodový poměr převodovky
i_U	[-]	Počet drážek
J_0	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti rotoru motoru
J_0'	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti (pro motor s kotvou nakrátko)
J_x	[cm ⁴]	Moment setrvačnosti kolejnice k ose ohybu x
J_y	[cm ⁴]	Moment setrvačnosti kolejnice k ose ohybu y
k_T	[-]	Bezpečnost vzhledem k tažné síle
k	[Pa]	Součinitel závislý na materiálu a druhu provozu
K_{adh}	[N]	Adhezní síla jeřábu
K_D	[-]	Korekční součinitel pro rovnoboké drážkování
K_{max}	[N]	Maximální únosnost pojezdového kola
L_l	[m]	Jmenovitá délka kardanového hřídele
L_a	[m]	Kompenzace délky
L_{ck}	[m]	Potřebná celková délka kardanového hřídele
L_c	[-]	Součinitel ložiska pro pojezdy jeřábů
l_D	[m]	Osová délka dotyku mezi boky drážek hřídele a náboje za provozu
L_h	[m]	Celková vzdálenost mezi převodovkou a poj. kolem
L_m	[m]	Vzdálenost těžiště motoru od těžiště převodovky
L_M	[m]	Vzdálenost os patek od osy rotace
L_o	[m]	Provozní délka kardanového hřídele
L_p	[m]	Vzdálenost těžiště převodovky od os patek

L_t	[h]	Životnost zvoleného kardanu
M_b	[N.m]	Brzdící moment brzdy
M_b'	[N.m]	Brzdící moment brzdy (pro motor s kotvou nakrátko)
M_c	[N.m]	Moment pro rozjezd
M_c'	[N.m]	Rozběhový moment (pro motor s kotvou nakrátko)
m_G	[kg]	Hmotnost jeřábu
M_{K2}	[N.m]	Požadovaný jmenovitý moment převodovky
$M_{K2\,dov}$	[N.m]	Dovolený špičkový výstupní moment
$M_{K2\,max}$	[N.m]	Špičkový výstupní moment
m_m	[kg]	Hmotnost motoru
M_{max}/M_n	[-]	Přetížení motoru
M_n	[N.m]	Jmenovitý moment motoru
M_n'	[N.m]	Jmenovitý kroutící moment (pro motor s kotvou nakrátko)
M_{N2}	[N.m]	Jmenovitý výstupní moment převodovky
$M_{N2\,min}$	[N.m]	Minimální jmenovitý výstupní moment
M_{N2}'	[N.m]	Jmenovitý výstupní moment převodovky (pro motor s kotvou nakrátko)
M_P	[N.m]	Moment pro zrychlení posuvných hmotností
m_p	[kg]	Hmotnost převodovky
M_p'	[N.m]	Moment pro zrychlení posuvných hmot (pro motor s kotvou nakrátko)
m_Q	[kg]	Hmotnost břemene
M_{SP}	[N.m]	Spouštěcí moment na motoru
M_{SP}'	[N.m]	Spouštěcí moment (pro motor s kotvou nakrátko)
M_{SP2}	[N.m]	Jmenovitý výstupní moment převodovky
M_{SP2}'	[N.m]	Výstupní spouštěcí moment převodovky (pro motor s kotvou nakrátko)
M_T	[N.m]	Moment pasivních odporů redukováných na osu motoru
$M_{T\,zul}$	[N.m]	Přípustný torzní moment
M_T'	[N.m]	Moment pasivních odporů (pro motor s kotvou nakrátko)
M_{TA}	[N.m]	Adhezně-torzní moment kardanového hřídele
M_{tb}	[N.m]	Moment pasivních odporů při brždění jeřábu
M_{tb}'	[N.m]	Moment pasivních odporů při brždění jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko)
M_{zp}'	[N.m]	Moment na zpomalení hmot posuvných (pro motor s kotvou nakrátko)
M_{zpb}	[N.m]	Moment na zpomalení hmot posuvných
M_{ZR}	[N.m]	Moment pro zrychlení rotačních hmotností

M_{ZR}'	[N.m]	Moment pro zrychlení rotačních hmot (pro motor s kotvou nakrátko)
M_{zrb}	[N.m]	Moment na zpomalení hmot rotujících
M_{zrb}'	[N.m]	Moment na zpomalení hmot rotačních (pro motor s kotvou nakrátko)
n_1	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky motoru
n_1'	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky motoru (pro motor s kotvou nakrátko)
n_2	[s ⁻¹]	Otáčky pojezdového kola
$n_{2\ skut}$	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
n_2'	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky (pro motor s kotvou nakrátko)
n_{krit}	[s ⁻¹]	Kritické otáčky kardanového hřídele
P	[kW]	Výkon motoru z pasivních odporů
p	[-]	Měrný odpor pojezdových kol
p_D	[MPa]	Tlak na bocích drážek unašeče
p_{dov}	[MPa]	Dovolený kontaktní tlak kola
p_{dd}	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážek pro střídavé napětí
P_m	[W]	Výkon motoru s kroužkovou kotvou
P_m'	[W]	Jmenovitý výkon (pro motor s kotvou nakrátko)
p_{max}	[MPa]	Maximální kontaktní tlak kola
P_{N1}	[W]	Jmenovitý výkon převodovky
P_T	[W]	Tepelný výkon převodovky
P_{TH}	[W]	Jmenovitý tepelný výkon převodovky
r	[m]	Poloměr čepu kola, u valivých ložisek otvoru kola
R	[m]	Poloměr pojezdového kola
R_0	[N]	Síla působící na kolo
s_{min}	[m]	Minimální dráha pro zastavení jeřábu
s_{min}'	[m]	Minimální dráha pro zastavení jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko)
T	[N]	Tažná síla potřebná k překonání pasivních odporů
t_a	[s]	Doba rozjezdu
$t_{a\ min}$	[s]	Minimální doba rozjezdu
t_b	[s]	Doba brždění
t_b'	[s]	Doba brždění jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko)
T_k	[N]	Suma tažných sil redukováných na kole
T_k'	[N]	Suma tažných sil redukováných na kole (pro motor s kotvou nakrátko)
t_{max}	[s]	Maximální doba zastavení jeřábu

t_{max}	[s]	Maximální doba zastavení jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko)
t_{min}	[s]	Minimální doba zastavení jeřábu
t_{min}'	[s]	Minimální doba zastavení jeřábu (pro motor s kotvou nakrátko)
v	[m.s ⁻¹]	Stávající rychlost pojezdu jeřábu
v_{skut}	[m.s ⁻¹]	Skutečná pojezdová rychlost
v_{skut}'	[m.s ⁻¹]	Skutečná pojezdová rychlost (pro motor s kotvou nakrátko)
w_r	[N.kg ⁻¹]	Odpor proti pojíždění
W_x	[cm ³]	Průřezový modul kolejnice k ose ohybu x
W_y	[cm ³]	Průřezový modul kolejnice k ose ohybu y
Y	[h]	Trvanlivost kol
z	[-]	Poměr počtu všech kol k počtu poháněných kol
α	[-]	Součinitel zahrnující zrychlování rotujících hmot
β	[-]	Součinitel zahrnující ostatní hmoty
β_h	[°]	Vychýlení v horizontální rovině
β_k	[°]	Celkový úhel vychýlení kardanového hřídele
β_v	[°]	Vychýlení ve vertikální rovině
γ	[°]	Maximální sklon pojezdové dráhy (nosných lan)
ε_r	[°]	Úhel vychýlení břemena při rozjezdu
ε_r'	[°]	Úhel vychýlení břemena při rozjezdu (pro motor s kotvou nakrátko)
η_C	[-]	Celková účinnost ozubených převodů
κ	[-]	Součinitel zahrnující tření nákoků, nábojů, atd.
κ_p	[-]	Součinitel středního spouštěcího momentu
μ	[-]	Koeficient tření

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1

3D MODELY NOVÉHO POHONU

PŘÍLOHA 2

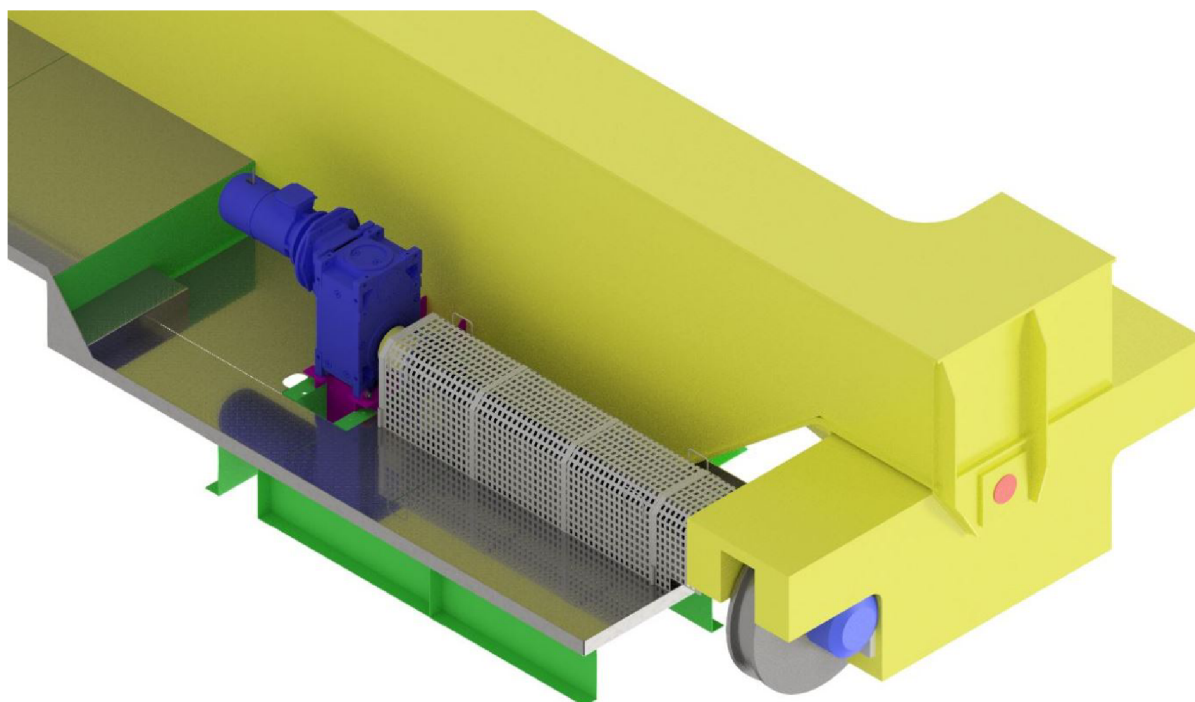
VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Unašeč – strana převodovky	3-DP-0010
Unašeč – strana poj. kola	3-DP-0020
Kryt kardanového hřídele	3-DP-0030
Stolička převodovky – svařovací sestava	3-DP-0040
Stolička převodovky – oprácvání	3-DP-0050
Stolička převodovky – montáž	3-DP-0060
Mechanismy pojezdu	1-DP-1000

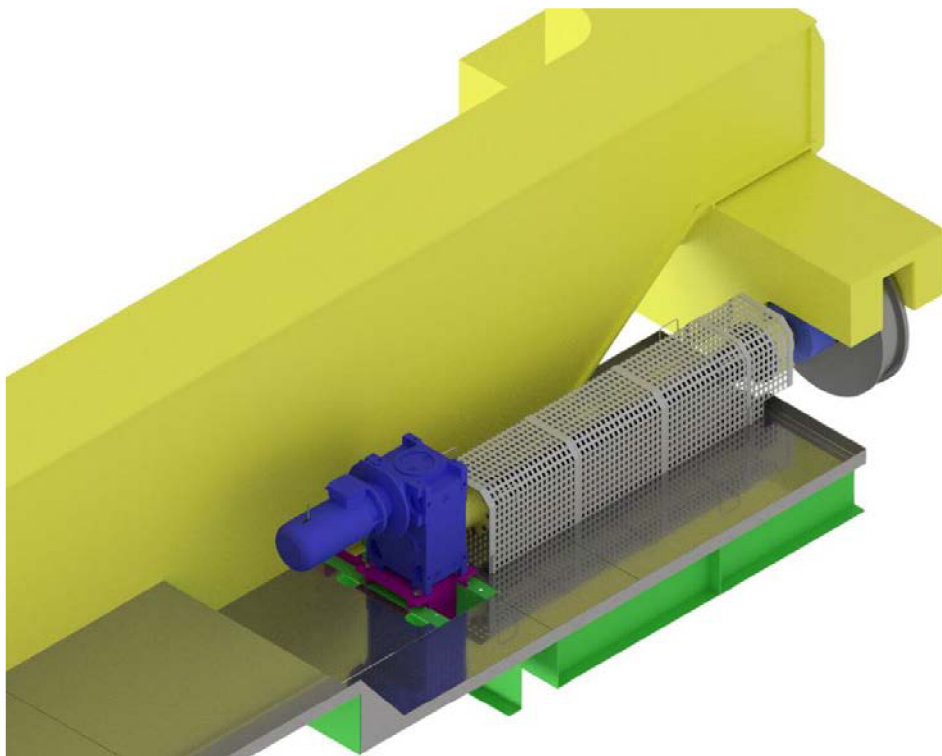
PŘÍLOHA 1



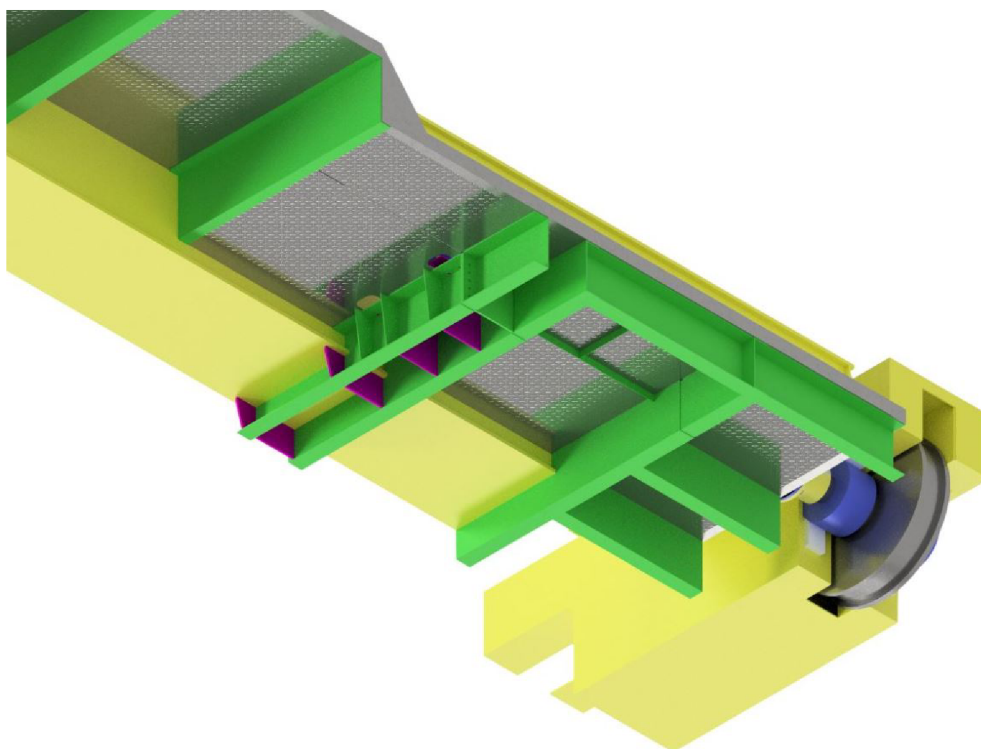
Obr. P1 – Umístění dislokovaných mechanismů na lávce hlavního nosníku



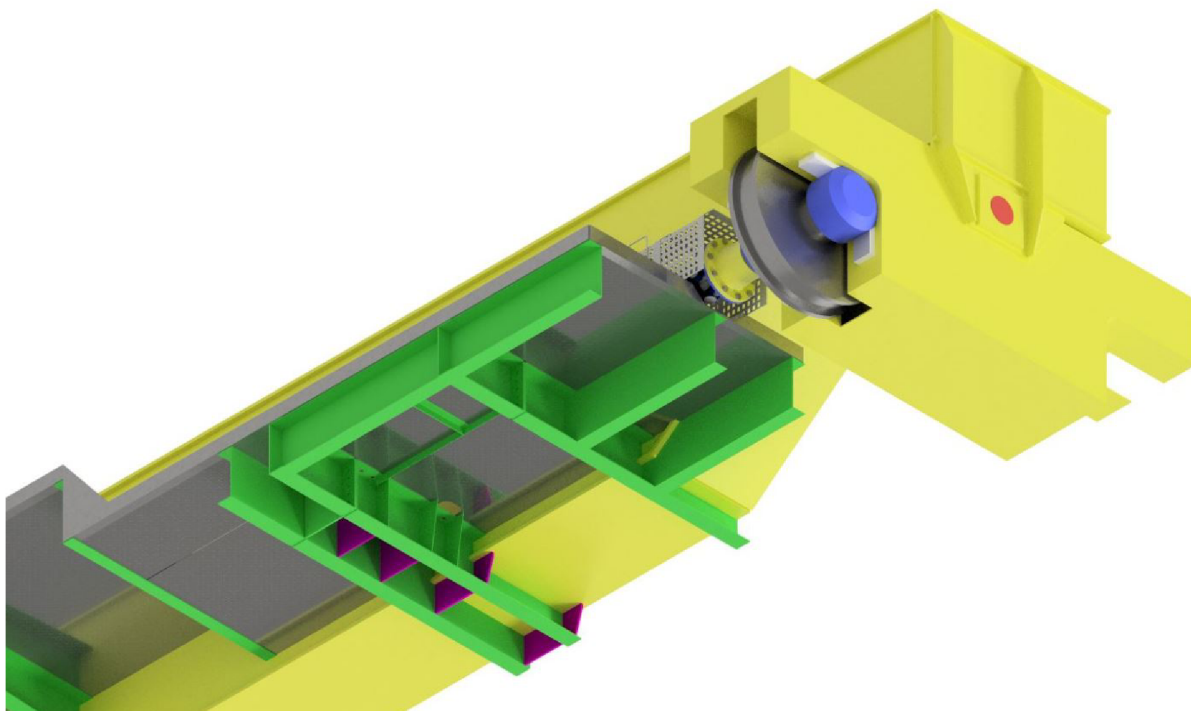
Obr. P2 – Mechanismy pojezdu – IZO pohled 1



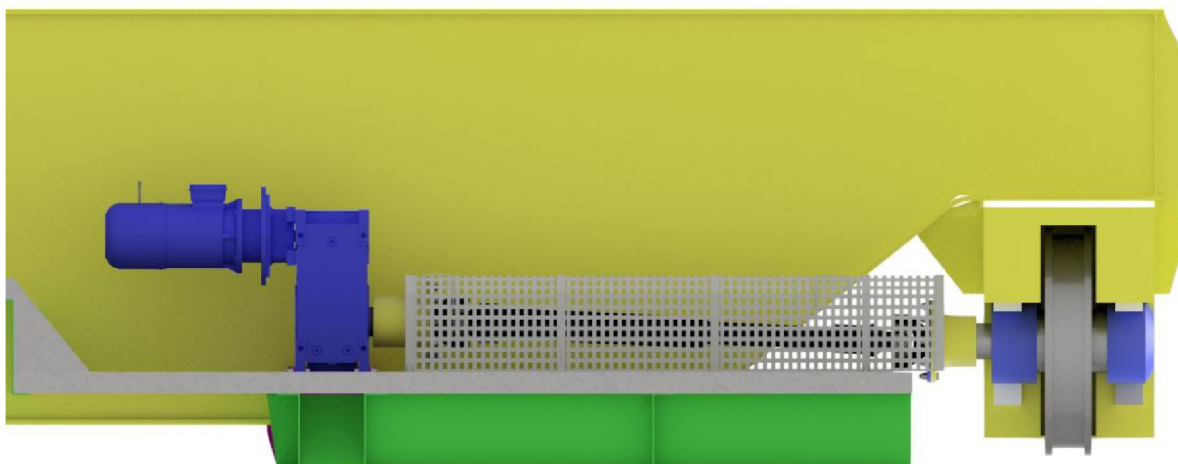
Obr. P3 - Mechanismy pojezdu – IZO pohled 2



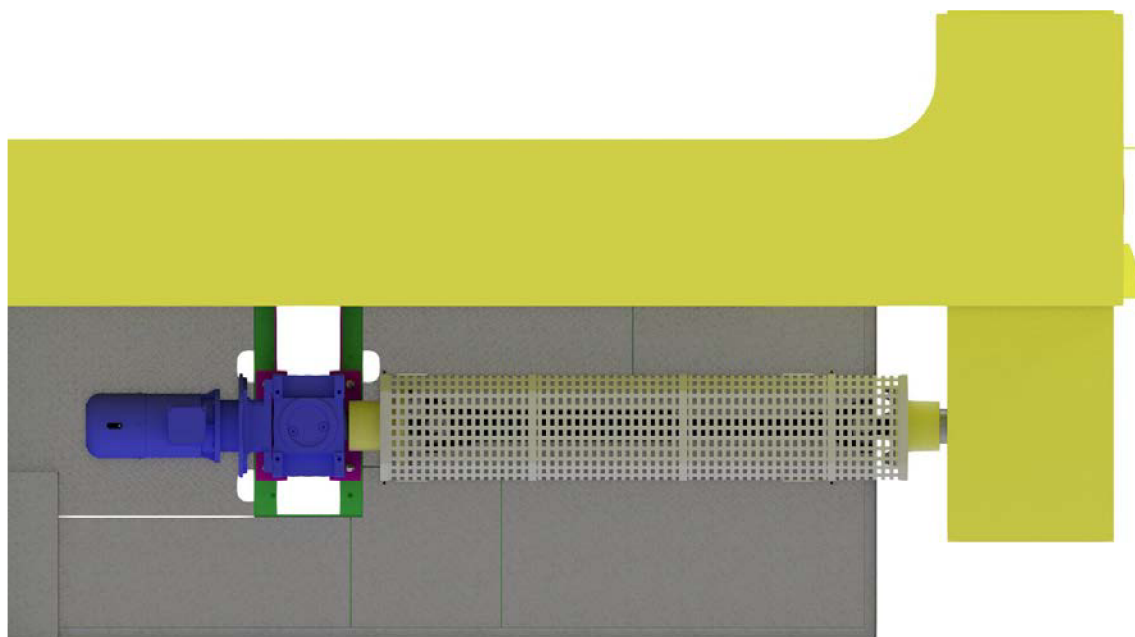
Obr. P4 - Mechanismy pojezdu – IZO pohled 3



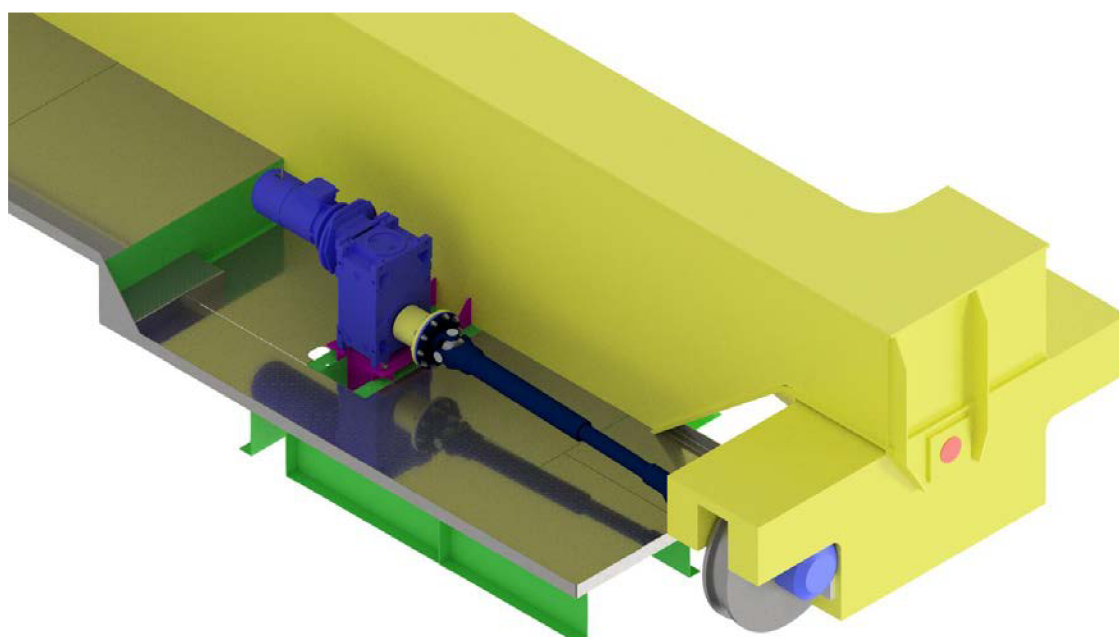
Obr. P5 - Mechanismy pojezdu – IZO pohled 4



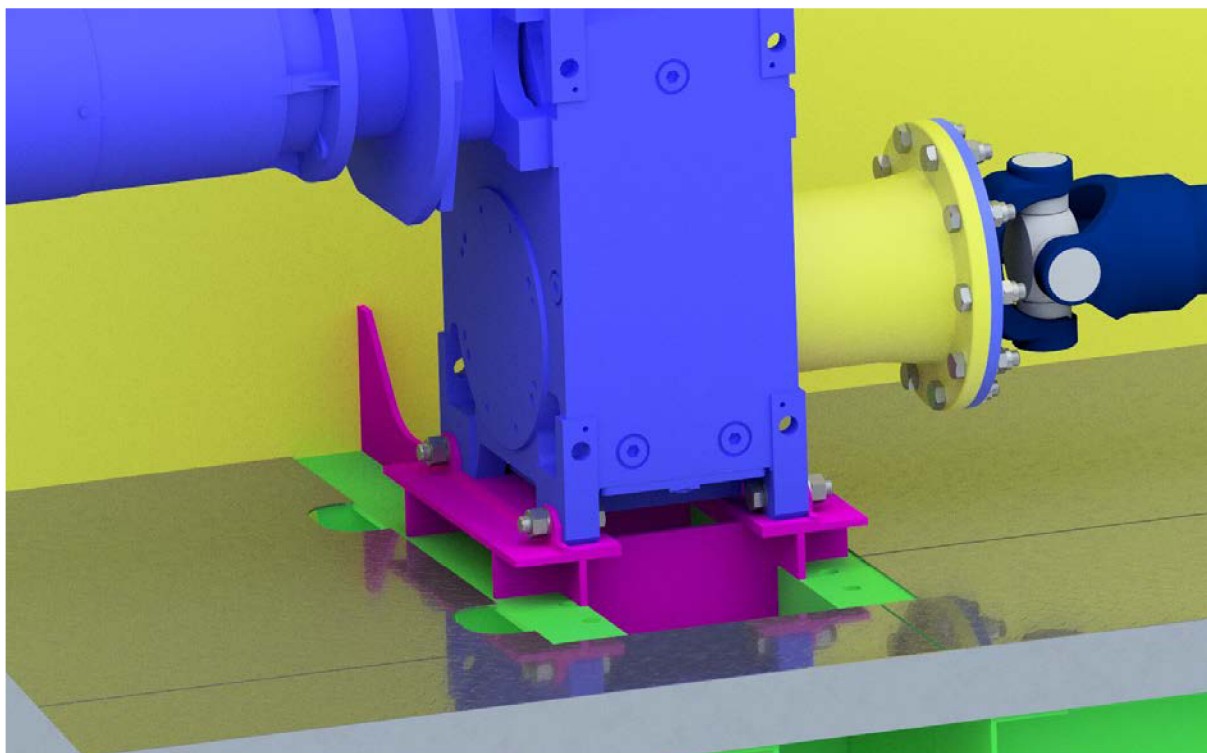
Obr. P6 - Mechanismy pojezdu – pohled čelní



Obr. P7 – Mechanismy pojezdu – pohled horní



Obr. P8 - Mechanismy pojezdu – zobrazení bez krytu



Obr. P9 – Detail uložení převodovky