



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

KONSTRUKCE PŘEVODU MEZI PŘÍDAVNOU PŘEVODOVKOU A DYNAMEM PRO POHON SPECIÁLNÍ NÁSTAVBY TĚŽKÉHO TERÉNNÍHO NÁKLADNÍHO VOZIDLA

DESIGN OF GEARING BETWEEN TRANSMISSION AND ALTERNATOR FOR DRIVE OF THE
SUPERSTRUCTURE OF THE HEAVY TRUCK

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Charouz

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Košťál, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Ondřej Charouz**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Košťál**
Akademický rok: 2015/16

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 bakalářské práce:

Konstrukce převodu mezi přídatnou převodovkou a dynamem pro pohon speciální nástavby těžkého terénního nákladního vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh převodu mezi přídatnou převodovkou a dynamem pro pohon speciální nástavby těžkého terénního nákladního vozidla s těmito parametry: celkový převodový poměr od motoru vozidla k výstupu z přídatné převodovky: 0,432 (pro zařazený normální stálý záběr) nebo 0,538 (pro zařazený redukováný stálý záběr).

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Konceptní řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení

Typ práce: konstrukční

Účel práce: výzkum a vývoj

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2016.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

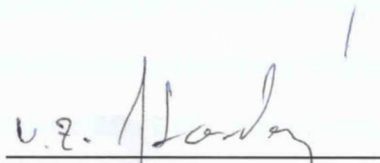
Seznam literatury:

Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Budynas, R. G. (2010). Konstruování strojních součástí. Brno: VUTIAM.

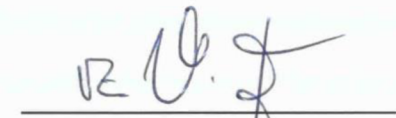
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 5. 11. 2015

L. S.



prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přenosu krouticího momentu z přídatné převodovky na dynamo u těžkého terénního nákladního vozidla. Celkový převodový poměr od motoru vozidla k výstupu z přídatné převodovky je 0,432 pro zařazený normální stálý záběr nebo 0,538 pro zařazený redukováný stálý záběr. Výkon vozidla je 270 kW při otáčkách 1800 min^{-1} a krouticí moment 1850 N.m při otáčkách $1000 + 200 \text{ min}^{-1}$. Tato práce se zabývá návrhem změny konstrukce umístění dynama nejen pro zamezení stávajících kolizí mezi rámem vozidla a klínovými řemeny ale také pro celkové zjednodušení celé konstrukce.

KLÍČOVÁ SLOVA

Raketomet, dynamo, podvozek, krouticí moment, přídatná převodovka

ABSTRACT

This Bachelor's Thesis presents an engineering design of gearing between transmission and alternator for drive of the superstructure of the heavy truck. The gear ratio from engine to the output of transmission is 0,432 for normal constant meshing or 0,538 for reduced constant meshing. The performance of truck is 270 kW at 1800 rpm and torque 1850 N.m at $1000 + 200 \text{ rpm}$. The thesis is focused on engineering design of location change of dynamo and not only to reduce the possibility of collisions between the chassis and the V-belt but also to make the whole construction simpler.

KEY WORDS

Multiple Rocket Launcher, dynamo, chassis, torque, additional transmission

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHAROUZ, O. *Konstrukce převodu mezi přídatnou převodovkou a dynamem pro pohon speciální nástavby těžkého terénního nákladního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 81 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Košťál, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci Konstrukce převodu mezi přídavnou převodovkou a dynamem pro pohon speciálního terénního nákladního vozidla vypracoval samostatně za pomoci odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji svému vedoucímu práce Ing. Davidu Košťálovi, Ph.D. za jeho vstřícný a ochotný přístup a také za jeho užitečné nápady a rady. Dále bych chtěl poděkovat společnosti Excalibur Army, ve které jsem mohl tuto bakalářskou práci vytvořit, zejména panu Ing. Milošovi Němcovi, vedoucímu konstrukce a také celému konstruktérskému týmu za jejich odborné rady a připomínky a hlavně za jejich přátelský přístup a trpělivost při řešení této práce. Dík také patří mé rodině, která mi vytvořila dokonalé pracovní prostředí a zázemí nejen při tvorbě této práce, ale také během celého studia.

OBSAH

OBSAH	11
ÚVOD	12
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
1.1 Raketomet	14
1.2 Dynamo – obecný popis	17
1.3 Přídavná převodovka	20
1.4 Původní stav	22
1.5 Měření skutečných otáček na dynamu	24
2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	26
2.1 Zadané parametry	26
2.2 Cíl práce	26
3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	27
3.1 Umístění dynama	27
3.1.1 Současné umístění	27
3.1.2 Přemístění dynama	28
3.2 Způsob přenosu krouticího momentu	28
3.2.1 Řetězem	29
3.2.2 Řemeny	30
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	34
4.1 Umístění	34
4.2 Způsob přenosu krouticího momentu	35
4.2.1 Řetězem	35
4.2.2 Řemeny	35
4.2.3 Napínání řemenů	37
4.3 Výpočet převodového mechanismu	37
4.3.1 Výpočet otáček na výstupu z PTO	37
4.3.2 Návrhový výpočet celkového převodu	38
4.4 Výpočet hřídele	46
4.4.1 Rozměrový návrh hřídele	46
4.4.2 Výpočtové ověření návrhu hřídele	46
4.5 Způsob upevnění hřídele	60
4.6 Způsob upevnění řemenic	62
4.6.1 Řemenice na přírubě	62
4.6.2 Řemenice na hřídeli	63
4.6.3 Řemenice na dynamu	65
4.7 Napínání řemenů	66
4.7 Celkový pohled na konstrukční řešení	70
5 DISKUSE	72
6 ZÁVĚR	73
7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	74
8 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ, VELIČIN A ZKRATEK	76
9 SEZNAM TABULEK	78
10 SEZNAM OBRÁZKŮ	79
11 SEZNAM PŘÍLOH	81

ÚVOD

Společnost Excalibur Army spol. s r.o. je součástí holdingové společnosti Czechoslovak Group, která zastřešuje aktivity skupiny průmyslových a obchodních společností z odvětví obranného i civilního průmyslu, sídlících převážně v České a Slovenské republice. Společnost Excalibur Army spol. s r.o. se zabývá zejména vlastním vývojem a výrobou vojenské techniky, například pásových i kolových vozidel nejrůznějších typů a určení. [2]

Jedním takovým vozidlem je i raketomet RM-70 Vampire (Obr. 1), který je předmětem této bakalářské práce. Konkrétně přenos krouticího momentu mezi přidavnou převodovkou a dynamem, který je nyní řešen pomocí dvou kloubových hřídelů a pěti klínových řemenů. Toto řešení je však v daném případě nevhodné z důvodu občasných kolizí mezi řemeny a rámem vozidla. Dochází tak ke značnému opotřebení a hrozí přetržení. Nežádoucí je také zvukový projev při kontaktu.

Špatně je také zvolená řemenice na dynamu, která má průměr roztečné kružnice 70 mm, což je méně, než je minimální dovolený průměr pro řemenice při použití řemenů typu SPA a to 90 mm. Řemeny jsou napínány pomocí napínacího mechanismu, který je však nenapíná směrem k sobě ale od sebe, což ještě více snižuje úhel opásání a tak může snadno dojít k proklouznutí. Tento způsob napínání je bohužel jediný možný způsob napínání kvůli prostorovému uspořádání ostatních prvků nástavby v prostoru řemenů.

Cílem bakalářské práce je tedy navrhnout alternativní řešení přenosu krouticího momentu z přidavné převodovky na dynamo. K dispozici je modelová a výkresová dokumentace vozidla. Zadány jsou také parametry motoru vozidla, dynamu a převodový poměr od motoru k výstupu z přidavné převodovky. V případě potřeby je také možná změna pozice dynamu v rámci volného místa v prostoru rámu vozidla.

Toto řešení, v případě přesunutí dynamu blíže k pomocné převodovce by značně zkrátilo vzdálenost přenosu krouticího momentu k řemenici, který je nyní řešen pomocí dvou kloubových hřídelů. Navrhované řešení umožní jak snížení hmotnosti a úsporu materiálu, tak i zjednodušení celkové složitosti konstrukce. Je však potřeba zajistit, aby bylo dynamo v dostatečné výšce nad úrovní terénu, z důvodu požadované brodivosti vozidla.

Toto téma jsem si zvolil zejména z důvodu mého zájmu o vojenskou techniku, konstrukci jako takovou a hlavně možnosti realizace vlastních nápadů v dané problematice. Téma je také aktuální, jelikož se jedná o zcela nový model raketometu, který je nyní ve fázi vývoje. Již nyní je však o něj velký zájem.



Obr. 1 Raketomet RM 70 Vampire [2]



Obr. 2 Logo společnosti Excalibur Army spol. s r.o. [2]

1 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 1.1 Raketomet

Raketomet je bojové kolové vozidlo, které je vybaveno vícehlavňovým raketovým systémem, umístěným na korbě. Neřízené rakety jsou odpalovány jednotlivě nebo v salvách na pozice nepřátel. Systém hromadného odpálení všech raket je účinný nejen pro svou ničivou sílu ale má také velký psychologický dopad na jednotky nepřátel. V případě potřeby je také možno použít chemické hlavice.

Nejznámějším raketometem je BM-13 „Kaťuša“, který byl hojně používán Sovětskou armádou v období 2. Světové války.

Pod pojmem raketomet je také možno označit jednohlavňovou zbraň, užívanou pěchotou pro účely protitankové obrany. Označení BM vychází z ruského „boyevaya mashina“ (bojové vozidlo). [3]

BM-21 Grad (Obr. 3)

Raketomet ruské výroby, zkonstruovaný v 60. letech 20. století. Jeho první představení proběhlo v roce 1961, zavedení do sériové výroby pak začalo v roce 1964. Sovětská vojska toto vozidlo používala k provádění soustředěných paleb na rozsáhlejší prostory a k ničení palebných prostředků a bojové techniky protivníka. Využívá reaktivní systém pro odpálení 40 raket ráže 122 mm, jež je umístěn na podvozku vozidla Ural-375D (6x6), později Ural-4320. Odpalování raket, ať už jedné nebo celé salvy, bylo možno jak z kabiny řidiče, tak z okopu. [4]



Obr. 3 BM-21 Grad [4]

RM-70 Grad (Obr. 4)

Označován také jako Raketomet vz. 70 je novější Československá verze raketometu BM-21 Grad vyvinutá na těžkém osmi kolovém podvozku T-813, využívající 12-ti válcový motor o výkonu 250 koní, dojezdem 400 km a maximální rychlostí na silnici 85 km/h. Kromě 40-ti raket umístěných v odpalovacím zařízení, umožňuje převážet dalších 40 raket v nabíjecím zařízení. Rakety bylo možno odpalovat stejně jako u předchozího vozidla z kabiny řidiče. [5]



Obr. 4 RM-70 Grad [6]

RM-70 Vampire (Obr. 5)

Raketomet RM-70 Vampire je modernizovaná verze původního Československého raketometu RM-70, který vychází ze Sovětského BM-21 Grad. Oproti svým předchůdcům se však Vampire může pochlubit nejen modernějším systémem řízení palby ale také novým designem. Vozidlo je uzpůsobeno jak k boji proti pěchotě, dělostřelectvu, tak i motorizovaným jednotkám, tankům a dalším bojovým vozidlům.

Odpalovací a nabíjecí zařízení je umístěno na podvozku T-815 VPR9 8x8 (nebo na jiném podvozku, podle požadavků zákazníka). Zaměřování je prováděno buď pomocí zaměřovacího systému PG-1M poháněného motorem nebo pomocí manuálního navádění na cíl. Střelba je možná buď v dávkách, nebo jednotlivě. Vše je řízeno elektronicky. [7]

Základní technické údaje [7]:

Váha zahrnující 80 raket a posádku:	25000 kg
Váha jedné rakety:	66,35 kg
Maximální dostřel:	20380 m
Celková plocha zasažena salvou:	do 70 ha
Doba výstřelu všech 40 raket:	2-30 s
Posádka raketometu:	4 muži

Maximální rychlost plně vyzbrojeného raketometu:

asfaltový povrch: 85 km/h

polní cesty: 35 km/h

terén: 25 km/h

Délka raketometu: 9100 mm

Celkový počet raket: 40 + 40 raket



Obr. 5 Raketomet RM 70 Vampire [2]

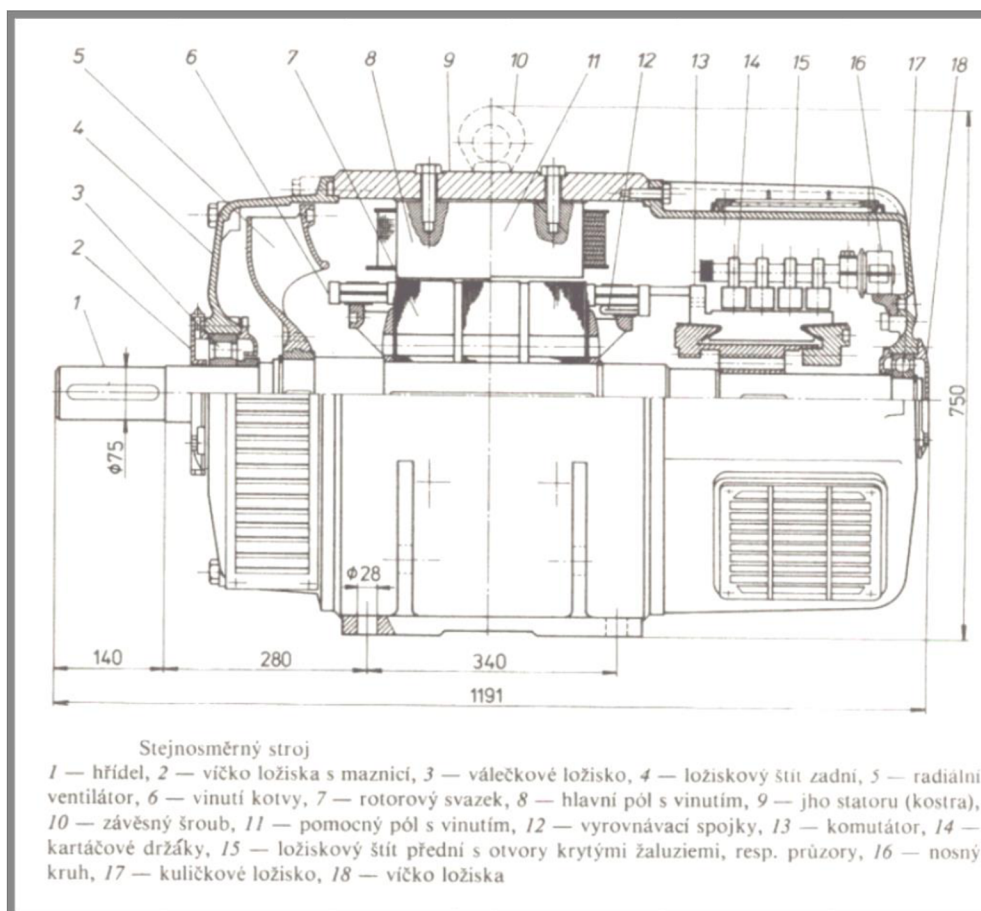
1.2 Dynamo – obecný popis

Dynamo je točivý elektrický stroj, využívající indukčního zákona pro pohybující se vodič v magnetickém poli, čímž přetváří mechanickou energii na elektrickou energii ve formě stejnosměrného elektrického proudu. Jeho hlavní části jsou stator, tvořený magnetem nebo elektromagnetem a rotor s vinutím a komutátorem.

V kostře statoru jsou upevněny tzv. hlavní póly, na kterých je umístěno hlavní vinutí, které má tvar koncentrické cívky a je napájeno stejnosměrným proudem. Hlavní póly se skládají z vlastního pólu a pólového nástavce, ve kterých jsou vytvořeny drážky rovnoběžné s osou stroje, kde je umístěno kompenzační vinutí. Toto vinutí je pak zapojeno do série s kotvou. Současně jsou na statoru umístěny také držáky kartáčů s kartáči, které dosedají na komutátor rotoru. Svorkovnice je připevněna na kostře spolu s dalšími běžnými konstrukčními částmi stroje, jako jsou patky, ložiskové štíty atd.

Rotor dynamu se otáčí v magnetickém poli. Aby byly omezeny ztráty vířivými proudy, musí být magnetický obvod složen z plechů. V plechách na hřídeli jsou vytvořeny drážky, ve kterých je umístěno stejnosměrné vinutí. Toto vinutí je rozprostřeno ve vlnách, nebo ve smyčkách podél celého obvodu dynamu. Každá z těchto smyček (vln) je spojena s jednou lamelou komutátoru. Jedná se tedy o vinutí uzavřené, které nemá začátek, ani konec. Lamely komutátoru jsou odděleny mikanitovou izolací.

[8]



Obr. 6 Dynamo [8]

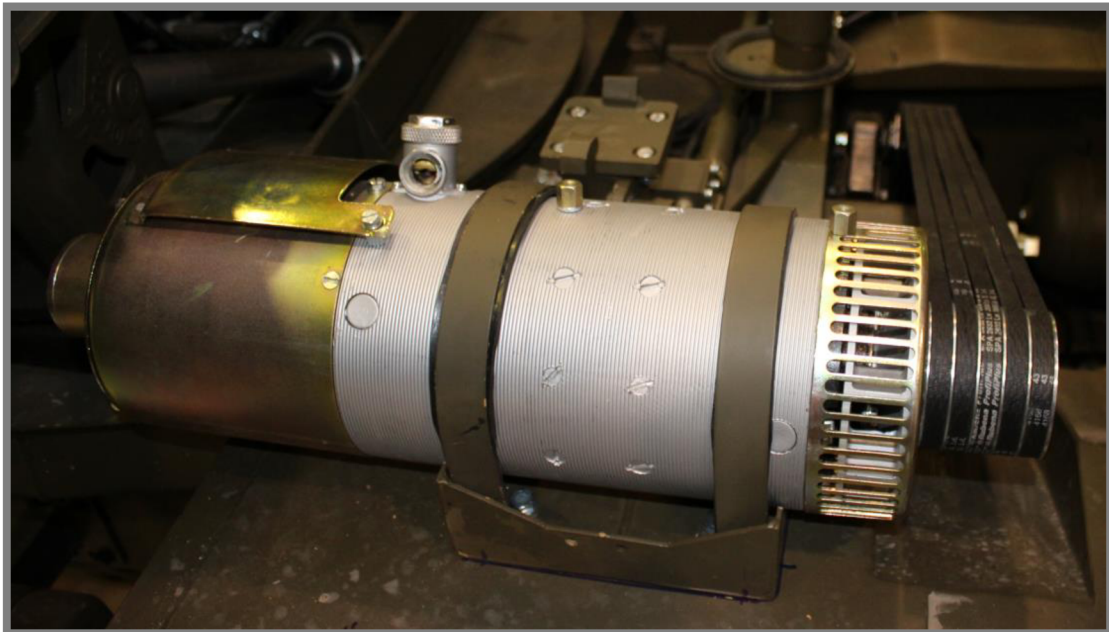
Dynamo G-6,5S (Obr. 7)

Raketomet RM-70 Vampire využívá pro pohon přídatných zařízení dynamo G-6,5S. Toto zařízení je derivační stejnosměrný generátor s vlastním buzením, vlastní ventilací, stíněné. Slouží k nabíjení akumulátorů a napájení pohonu nástavby vozidla.

Technická data:

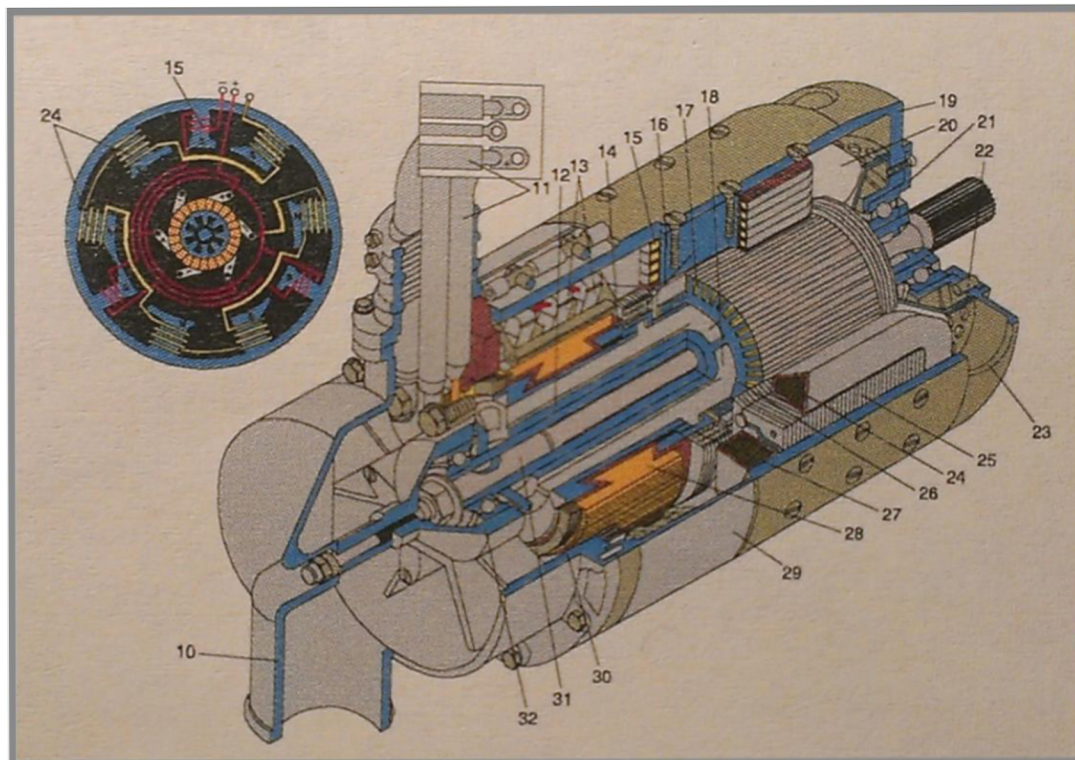
výkon	6,5 kW
napětí	28 V
proud	230 A
otáčky	3300 – 6500 min ⁻¹
průměr	178 mm
délka	622 mm
hmotnost	46,5 kg

Dynamo je určeno pro dlouhodobou činnost v rozmezí otáček od 3300 do 6500 min⁻¹ a krátkodobě (ne více jak 10 min) do 7200 min⁻¹.



Obr. 7 Dynamo G-6,5S

Schéma dynama G6,5-S (Obr. 8)



Obr. 8 Schéma dynama G6,5-S

Legenda:

- | | |
|---------------------------------|---|
| 10. Víko se sacím nátrubkem | 22. Plášť ventilátoru |
| 11. Vývody „A“ a „Š“ | 23. Otvor pro výstup chladícího vzduchu |
| 12. Hřídel generátoru | 24. Budící vinutí |
| 13. Kartáče | 25. Pól |
| 14. Přítlačná podložka | 26. Kotva |
| 15. Vinutí přidavného pólu | 27. Matice kolektoru |
| 16. Přídavný pól | 28. Lamela kolektoru |
| 17. Vinutí kotvy | 29. Kryt kolektoru |
| 18. Kanálky pro chladící vzduch | 30. Kontaktní lamely konektoru |
| 19. Stator dynama | 31. Torzní hřídel pohonu |
| 20. Ventilátor | 32. Ložiskový štít |
| 21. Příruba | |

1.3 Přídavná převodovka

Přídavná převodovka je zvláštní převodovka, umístěna v samostatné skříni. Bývá zařazena buď hned za základní převodovkou, nebo je umístěna odděleně a je spojena s převodovkou kloubovým, nebo spojovacím hřídelem. Využívá se ke změně převodového poměru, rozdělení hnacího momentu na jednotlivé nápravy nebo také k zajištění řídicího ústrojí proti samovolnému zařazení a vyřazení rychlostního stupně, včetně zasunutí přesuvných ozubených kol či objímek na celou šířku ozubení.

Přídavná převodovka se označuje zkratkou PTO. Zkratka vychází z anglického „Power Transmission Overdrive“, což znamená zařízení pro přenos energie.

Rozdělení

1. Podle účelu a funkce:

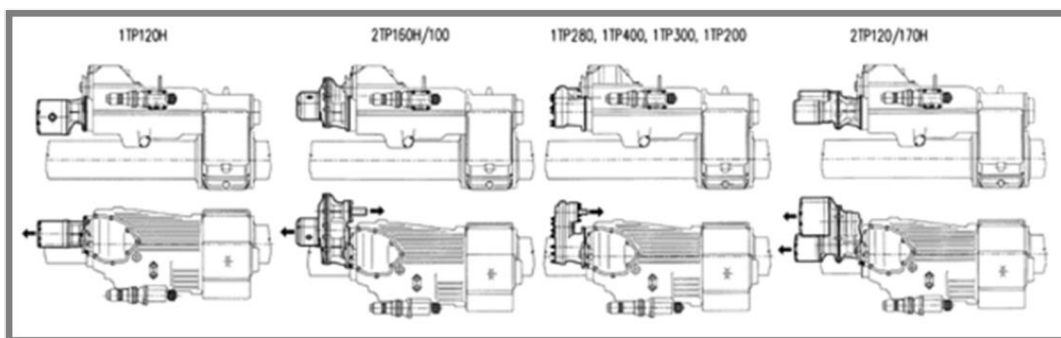
- redukční (pouze zvětšují rozsah hlavní převodovky),
- rozdělovací (pouze rozdělují moment na jednotlivé nápravy),
- redukční a rozdělovací (zvětšují rozsah hlavní převodovky a rozdělují moment),
- rychloběh (zvláštní případ redukční přídavné převodovky),
- pomocné (zvláštní případ přídavné převodovky, slouží především pro pohon účelových zařízení).

2. Podle umístění:

- samostatné,
- společné s převodovkou.

Pomocný pohon 1TP300

Pomocný pohon 1TP300 (Obr. 10) dodává firma Tatra Trucks a.s.. Jedná se o jednu z mnoha variant pomocných pohonů, vyráběných pro podvozky užitkových vozidel značky Tatra (Obr. 9). Liší se směrem výstupu, převodovým poměrem, použitím, přenášeným momentem a otáčkami. Parametry typu 1TP300 jsou uvedeny v Tab. 1.

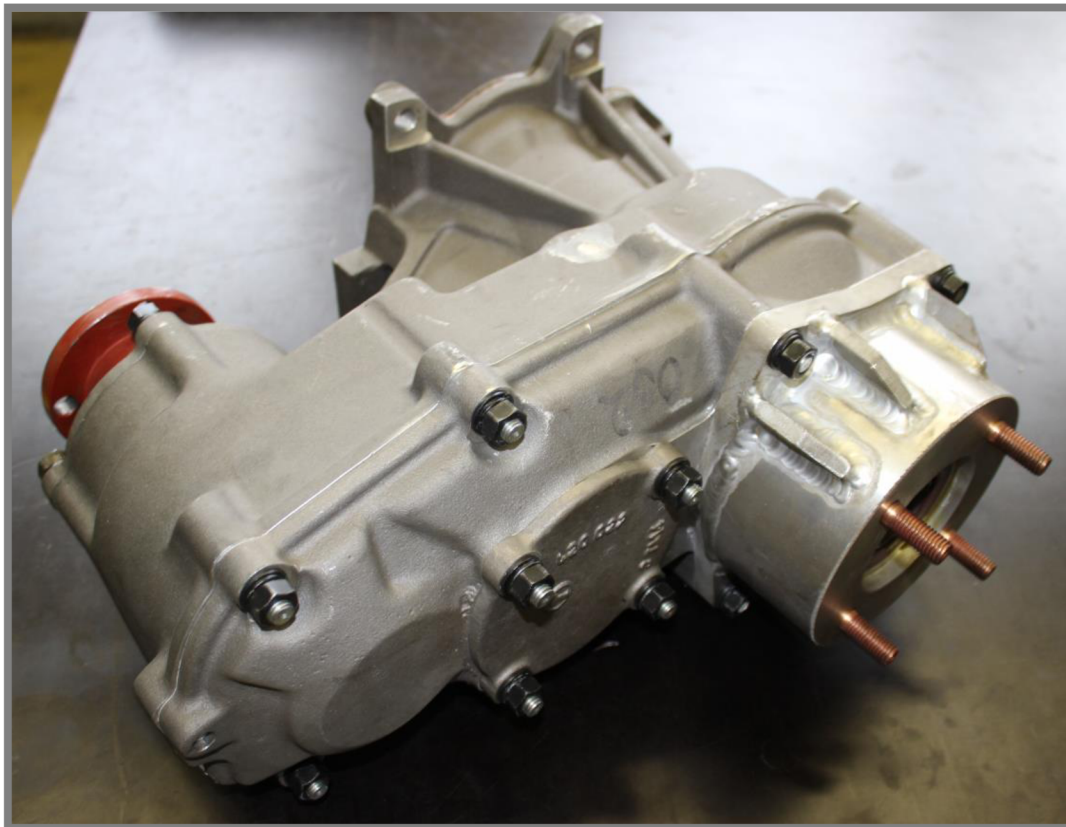


Obr. 9 Různé typy PTO [17]

Parametry 1TP300

Tab. 1 Parametry 1TP300

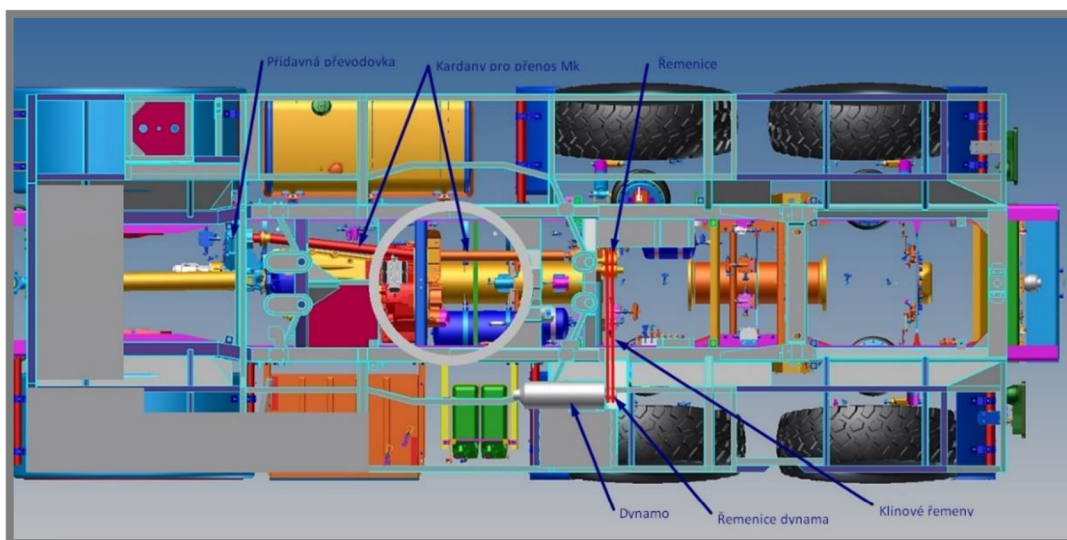
Typ pom. pohonu	Typ převodovky	Převodový poměr		Otáčky [1/min]		Točivý moment		Jmenovitý výkon [kW]
		Celk. od motoru k výstupu	Pomocného pohonu	Motoru	Výstupu pom. poh.	Jmenovitý (trvalý odběr)	Maximální (krátk. odběr)	
1TP300	14TS210L	N	0,432	1800	4160	126	600	55
		R	0,538		3345	157		



Obr. 10 PTO - 1TP300

1.4 Původní stav

Původně bylo dynamo umístěno v zadní části vozidla (Obr. 11). Krouticí moment, od přídatné převodovky, byl hnán cca 2 metry pomocí dvou na sebe navazujících kloubových hřídelů (Obr. 13). Na konci druhého hřídele byla umístěna řemenice, na které bylo umístěno 5 řemenů, které přenášely krouticí moment na dynamo. Tyto řemeny byly dopínány napínacím zařízením. Bohužel však často docházelo ke kontaktu mezi řemeny a rámem vozidla (Obr. 12).



Obr. 11 Schéma původního řešení



Obr. 12 Původní umístění dynama



Obr. 13 Přenos kloubovými hřídeli

1.5 Měření skutečných otáček na dynamu

Ruční otáčkoměr (Obr. 14)

Měření bylo prováděno na řemenici připojené přímo k dynamu pomocí ručního otáčkoměru Typu 23/H6 vyrobený německou firmou VEB Meßgerätewerk Beierfeld. Jedná se o analogový měřicí přístroj. Měřitelný rozsah se pohybuje mezi 40 – 48 000 min⁻¹ viz Tab. 2.

Tab. 2 Měřitelný rozsah

Stupnice	Rozpětí otáček	Počet otáček na dílek	Chyba – 2%
1	40 - 160	2	± 3,2
2	120 - 480	5	± 9,6
3	400 - 1600	20	± 32
4	1200 - 16000	50	± 96
5	4000 - 16000	200	± 320
6	12000 - 48000	500	± 960



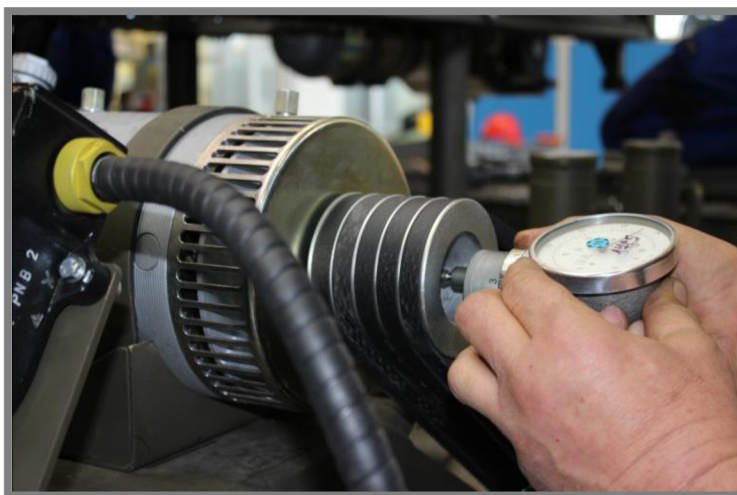
Obr. 14 Otáčkoměr

Průběh měření

Cílem měření bylo zjistit skutečné otáčky dynamu při různých otáčkách motoru. Měření bylo prováděno na vozidle RM-70 Vampire (Obr. 16). Celkem byly provedeny 3 měření a to při 900, 1000 a 1100 otáčkách motoru. Vozidlo se nacházelo ve stavu částečné kompletace, byl tedy možný přístup k řemenici na dynamu. Zde bylo měření prováděno. K záznamu hodnot byl použit ruční analogový otáčkoměr německé výroby (Obr. 15). Výsledky měření jsou v Tab. 3.

Tab. 3 Výsledky měření otáček dynamu

Otáčky motoru [min ⁻¹]	Otáčky na dynamu [min ⁻¹]	Napětí [V]
900 ±50	4100 ±96	27,44 ±1
1000 ±50	4300 ±96	27,5 ±1
1100 ±50	4760 ±96	27,5 ±1



Obr. 15 Detail měření otáček na dynamu



Obr. 16 Měření otáček na dynamu

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2.1 Zadané parametry

Výkon dynama:	6,5 kW
Rozmezí otáček dynama:	3300 – 6500 min ⁻¹
Napětí dynama:	28 V
Proud dynama:	230 A
Převodový poměr mezi motorem a výstupem z PTO:	0,538 – redukováný záběr 0,432 – normální záběr
Otáčky na motoru:	1000 ±100 min ⁻¹
Prostorové omezení u výstupu z PTO:	do Ø 200 mm od osy příruby
Způsob zatížení:	značné rázy při spuštění

2.2 Cíl práce

Cílem práce je konstrukční návrh způsobu přenosu krouticího momentu z pomocného pohonu z převodovky do dynama. Zároveň musí být dodrženy vstupní parametry, uvedené výše.

Konstrukční návrh by měl být co nejefektivnější, bez nutných potřeb radikálně zasahovat do samotné konstrukce vozidla, aby nedošlo například k oslabení pevnosti rámu. Určité zásahy budou však nevyhnutelné. Z hlediska prostorového uspořádání a smyslu používání vozidla (povětrnostní vlivy, klimatické podmínky prostředí, způsob využívání) jsou možnosti řešení značně omezeny. Současný stav je však nevyhovující zejména z důvodů kolizí klínových řemenů o rám, nevhodnosti navržení samotného současného přenosu krouticího momentu, omezující jeho životnost. Je tedy nutno stávající řešení upravit. Jako příloha práce bude zpracována výkresová dokumentace vybraných sestav a součástí konstrukčního řešení v programu Autodesk Inventor 2016. Navzdory tomu, že se jedná o práci na vojenském prototypu, práce nebude podléhat utajení.

3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

3

Součástí této práce je volba umístění samotného dynama, návrh konstrukčních variant způsobu přenosu krouticího momentu z PTO na dynamo případně volba typu PTO.

3.1 Umístění dynama

3.1

Snahou je umístit dynamo co nejbližší k výstupu z PTO, aby docházelo k co nejmenším ztrátám při přenosu krouticího momentu.

3.1.1 Současné umístění

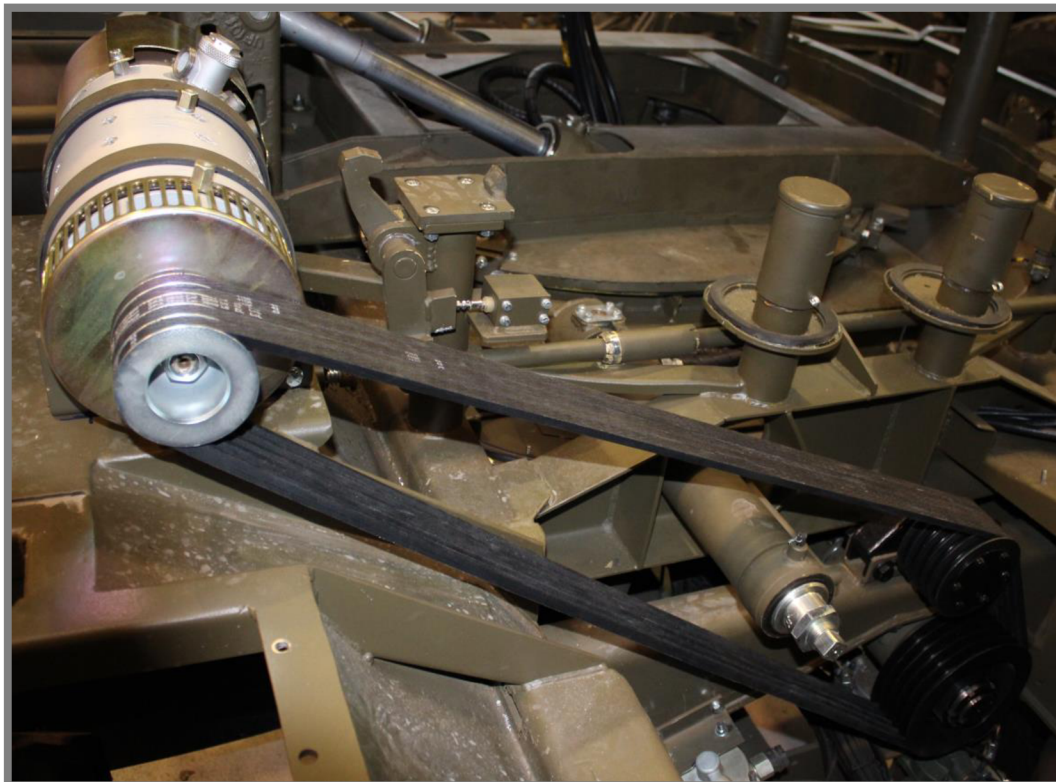
3.1.1

Současná volba umístění dynama je dána spíše historickým charakterem (Obr. 17). I když v průběhu modernizace došlo k záměně smyslu otáčení dynama, čehož bylo docíleno jeho otočením o 180°, nedošlo k větší změně jeho polohy. Stále bylo umístěno v zadní části vozidla. Bohužel po otočení dynama se již nenavrhnul žádný nový způsob převodu klínovými řemeny a tak stávající řešení není nejvhodnější.



Obr. 17 Současné umístění dynama

Napínání řemenů je prováděno řemenicí, umístěnou na vnitřní straně řemenů, napínanou směrem ven (viz Obr. 18). Toto řešení není nejvhodnější z důvodu snižování úhlu opásání a zvyšování tak součinitele úhlu opásání. Se snížením úhlu opásání dochází k větší možnosti prokluzu řemene. Jedná se však o jediné možné řešení, z důvodu přítomnosti dalších komponent, procházejících přímo osou mezi jednotlivými řemenicemi. V současné době je snaha zabránit kontaktu řemenů s rámem pomocí co největšího napnutí. To však vede ke zbytečnému přepínání řemenů. Nicméně i to nepomáhá a dochází tak zbytečně ke snižování úhlu opásání a natahování řemenů.



Obr. 18 Současný způsob napínání řemenu

Varianta ponechání dynamu na stávajícím místě tedy nijak nevyřeší problém s kolizí, bude proto potřeba dynamo přemístit.

3.1.2

3.1.2 Přemístění dynamu

Přemístěním dynamu do přední části vozidla se docílí snížení vzdálenosti přenosu krouticího momentu. Také dojde k zamezení kolizí s dalšími komponenty vozidla. Bude však potřeba mírně upravit konstrukci nastavby vozidla a to úpravou bedny úložného prostoru, přidáním upevnění dynamu a vytvořením prostoru pro vedení hřídele, umístění jejího upevnění s ložisky a vytvořením prostoru pro jednotlivé řemennice. Zároveň je však potřeba počítat s prostorovým omezením ve spodní části podvozku u výstupu z PTO, kde by při překročení vzdálenosti 100 mm od osy příruby vycházející z PTO došlo ke kolizi s dalšími prvky podvozku. Při přemístění dynamu musí být také dodržena minimální výška umístění nad povrchem země, a to 1,3 m, kvůli brodivosti. Dynamo nesmí přijít dlouhodobě do kontaktu s vodou.

3.2

3.2 Způsob přenosu krouticího momentu

Způsob přenosu krouticího momentu je možný více způsoby. Při volbě způsobu přenosu však musíme dbát na zohlednění provozního prostředí, způsobu zatěžování, otáček, velikosti přenášeného krouticího momentu, prostorového omezení, rázů, ale také ceny a dalších faktorů.

3.2.1 Řetězem

3.2.1

Jedná se o opásaný převod, přenášející kroutící moment z hnacího hřídele na hřídel hnaný za pomoci řetězu. Kroutící moment je na řetěz přenášen pomocí řetězových kol (Obr. 19). Řetězy se dělí na dle druhu na transportní, zdvihací, vázací, pracovní a převodové (válečkové, pouzdrové, zubové, lamelové). [9]

Výhody:

- stálý převodový poměr bez prokluzu,
- menší namáhání ložisek a hřídele než řemeny,
- nemusí se napínat,
- použití i pro velké osové vzdálenosti hřídelů,
- vysoká účinnost (až 98%),
- vyšší životnost,
- odolnost vůči vyšším teplotám.

Nevýhody:

- hlučnost,
- potřeba mazání,
- jen pro otevřené opásaní na rovnoběžné hřídele,
- nerovnoměrný chod,
- složitější výroba, vyšší cena,
- nedokáže tlumit rázy,
- dochází ke zvětšování délky řetězu v důsledku opotřebení,
- převod menších obvodových rychlostí.



Obr. 19 Řetězový převod [19]

3.2.2 Řemeny

K přenosu výkonu u řemenových převodů dochází třením prostřednictvím uzavřeného řemene z hnací řemenice na řemenici hnanou. Hlavní výhody jsou nízké výrobní náklady, klidný a tichý chod a schopnost přenášet výkon na větší vzdálenosti. V případě přetížení dojde k prokluzu řemene, aby se zabránilo případné havárii. Jeden řemen může pohánět jednu nebo více hřídelí. Přidání další řemenice, fungující jako kladka, dochází při vhodné konfiguraci ke zvýšení opásání, což má za následek zmenšení případného prokluzu. Různými způsoby vedení řemenů lze měnit i smysl otáčení řemenice. Příklad řemenového převodu je zobrazen na Obr. 20.

Nevýhody těchto převodů jsou větší rozměry, nepřesnost převodu, vyplývající z třecí vazby a větší zatížení hřídelů i ložisek vlivem nutného předpětí řemene. Může také docházet ke vzniku statické elektřiny a to při vyšších rychlostech vlivem prokluzu. Tomuto lze zabránit přidáním kartáče, umístěným na vnější straně řemene.

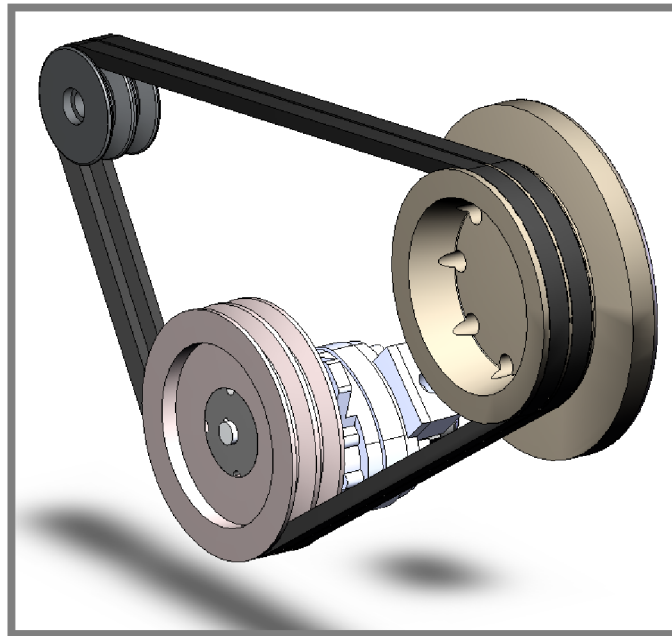
Životnost řemenů se pohybuje mezi 1000 až 5000 hodinami, podle druhu a typu řemene. Běžné využití řemenů je pro výkony do 50 kW, jsou však používány i pro řemeny s výkonem až 700 kW. Jejich maximální obvodová rychlost závisí na typu řemenu. Pohybuje se do $30 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, výjimečně i $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a více. Maximální převodový poměr je mezi 10 a 15. [18]

Výhody:

- konstrukčně jednoduché a levné,
- tichý chod,
- při přetížení proklouznou (pojistná funkce) a tlumí rázy,
- možnost pohánění více hřídelů najednou,
- vysoké obvodové rychlosti (až 50 m/s),
- účinnost až 98%.

Nevýhody:

- větší rozměry,
- nestálý převodový poměr, nepřesnost v přenosu a pohybu síly,
- vyšší namáhání hřídele a ložisek kvůli předpětí řemene,
- špatná odolnost vůči vysokým teplotám, vlhkosti,
- vzniká statická elektřina.

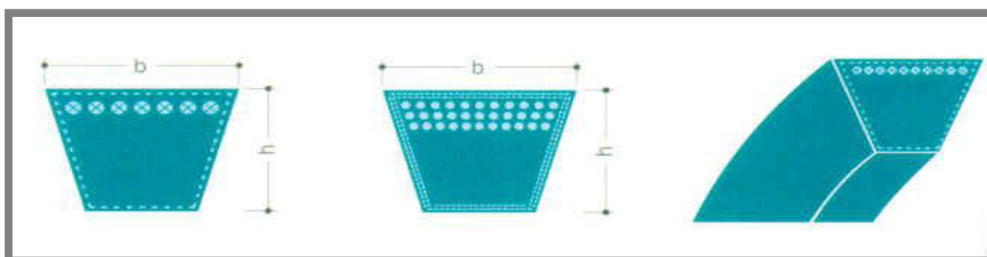


Obr. 20 Řemenový převod [20]

Řemeny se dělí dle tvaru na řemeny klasického průřezu, úzké, násobné, víceklínové, variátorové, oboustranné. Dle úpravy povrchu na obalované a řezané a dle určení na průmyslové, automobilové a zemědělské. [18]

Klínový řemen klasického průřezu (Obr. 21)

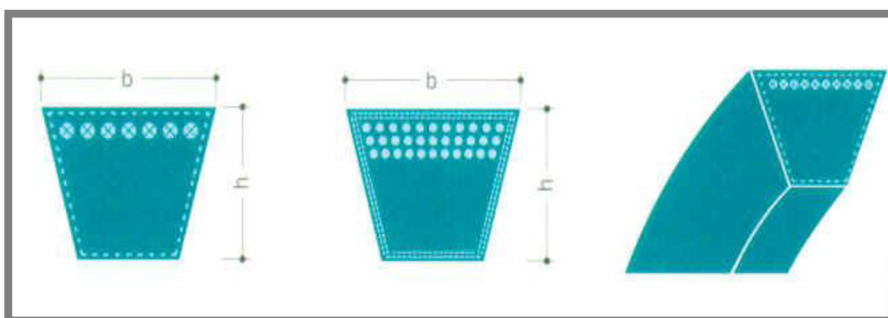
Klínový řemen klasického průřezu se dělí podle velikosti průřezu na typ Z, A, B, C, D, E. S velikostí průřezu také souvisí schopnost přenášení výkonu jednoho řemene, která je ve srovnání s úzkými řemeny nižší. Je to způsobeno menší výškou řemene a tím i menší stykovou plochou s řemenicí, kterou je výkon přenášen. Řemen typu Z může přenášet výkon nejvyšší, a to pouze do 2 kW může být však použit s nejmenším průměrem řemenic (od 50 mm) a může také pracovat jak v nízkých, tak vysokých otáčkách (700 až 6000 min^{-1}). Oproti tomu řemen typu E dokáže přenášet sice výkon nejvyšší, avšak za cenu možnosti použití pouze řemenic s průměrem větším (500 mm a více). Také se jeho použití omezuje pouze na rozmezí otáček od 700 do 1450 min^{-1} . Na druhou stranu, klasické řemeny mohou využívat menších průměrů řemenic, což může být výhodou u prostorově omezených konstrukcí. [18]



Obr. 21 Tvar klasického klínového řemene [21]

Klínový řemen úzký (Obr. 22)

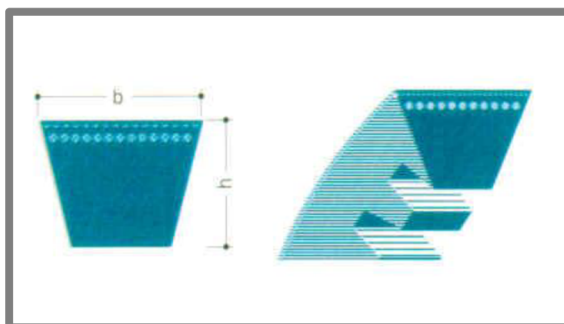
Klínový řemen úzkého profilu byl vyvinut z klasického profilu jako důsledek stále větších požadavků trhu na větší přenos výkonu. Dělí podle velikosti průřezu na typ SPZ, SPA, SPB, SPC. Díky vyššímu a užšímu tvaru dochází k vytvoření větší stykové plochy a tak dokáže přenášet o 50 – 100 % vyšší výkon, než řemen klasického průřezu. Řemen typu SPZ sice oproti klasickému řemenu typu Z potřebuje větší průměr řemenice (63 mm a více), nicméně dokáže přenášet vyšší výkon a dokáže pracovat také ve vyšším rozmezí otáček. [13]



Obr. 22 Tvar úzkého klínového řemene [21]

Klínový řemen řezaný (Obr. 23)

Jedná se o řemen nové konstrukce, který nahrazuje obalový řemen stejného typu a může být používán na původních řemenicích. Vyrábí se jak v úzkých, tak klasických profilech. Mezi jeho přednosti se řadí zejména větší životnost o 20 %, vyšší přenášený výkon o 60 %, minimální délkové odchylky, minimální protažení řemene a další. Díky ozubení je také možno použití řemenic menších průměrů, než u řemenů obalovaných. Avšak právě díky tomuto ozubení má menší životnost a dochází u něj k praskání. [18]

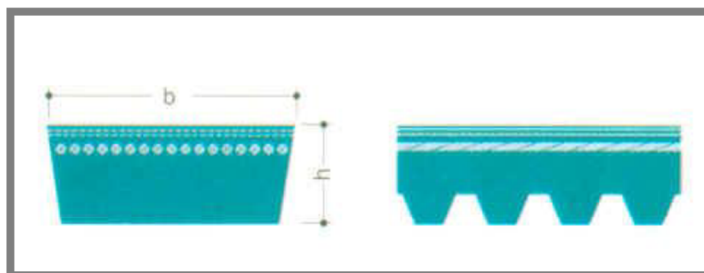


Obr. 23 Tvar řezaného klínového řemene [21]

Synchronní řemen (Obr. 24)

Oproti klínovým řemenům obalovaným (klasickým a úzkým) se synchronní řemeny vyznačují díky výřezům větší ohebností. Stejně jako u klínových řemenů řezaných je tak možno použít řemenice o menším průměru. Řemenice však nejsou klasického průřezu, fungují spíše na principu podobném, jako řetězové převody. Jedná se tedy o převod s tvarovým stykem. U synchronního řemenu dochází ke třecímu přenosu výkonu oproti tvarovému přenosu u řemenů klínových. V záběru musí být minimálně 6 zubů. Synchronní řemeny odolávají rychlým reverzním změnám a velkým akceleracím. Dochází u nich také k minimálnímu zahřívání a účinnost se pohybuje mezi

97 – 99 %. Nevýhodou je však nebezpečí poškození ozubení při rázovém zatížení. Není zde tedy pojistka prokluzu, která by v případě přetížení ochránila převodovou soustavu. [16]



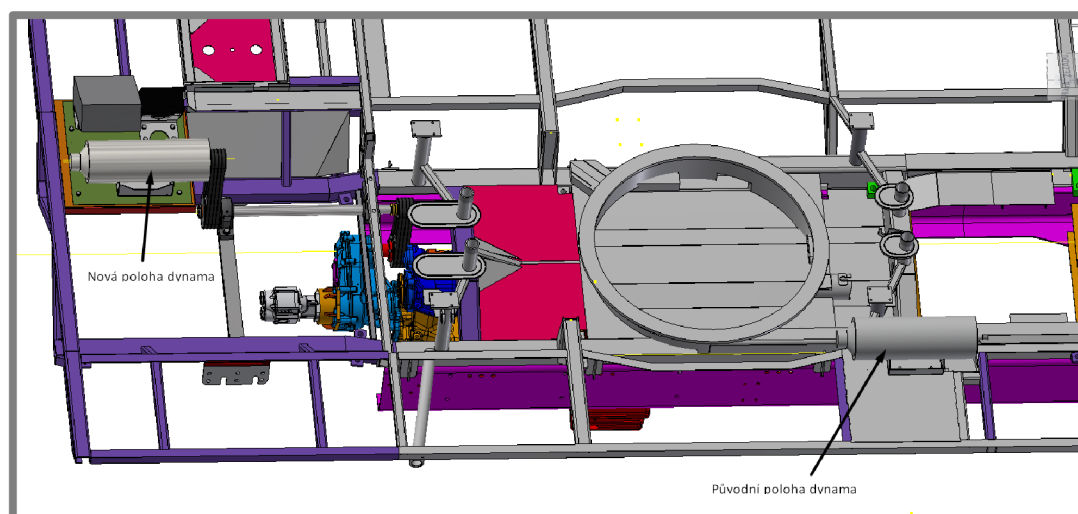
Obr. 24 Tvar synchronního řemenu [21]

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výsledné konstrukční řešení bylo vybráno dle konstrukčních variant, viz kapitola 3.

4.1 Umístění

Z důvodu značného prostorového omezení, způsobeného zejména nástavbou vozidla, není jiné řešení, než dynamo umístit do přední části vozidla do prostoru za kabinu, místo části bedny na nářadí. Umístění je voleno s ohledem na docílení co možná nejkratší vzdálenosti dynamu od PTO. Zároveň je také dbáno na to, aby byla zajištěna výšková poloha dynamu a to nad hranicí brodění, která je u tohoto konkrétního vozidla 1300 mm.

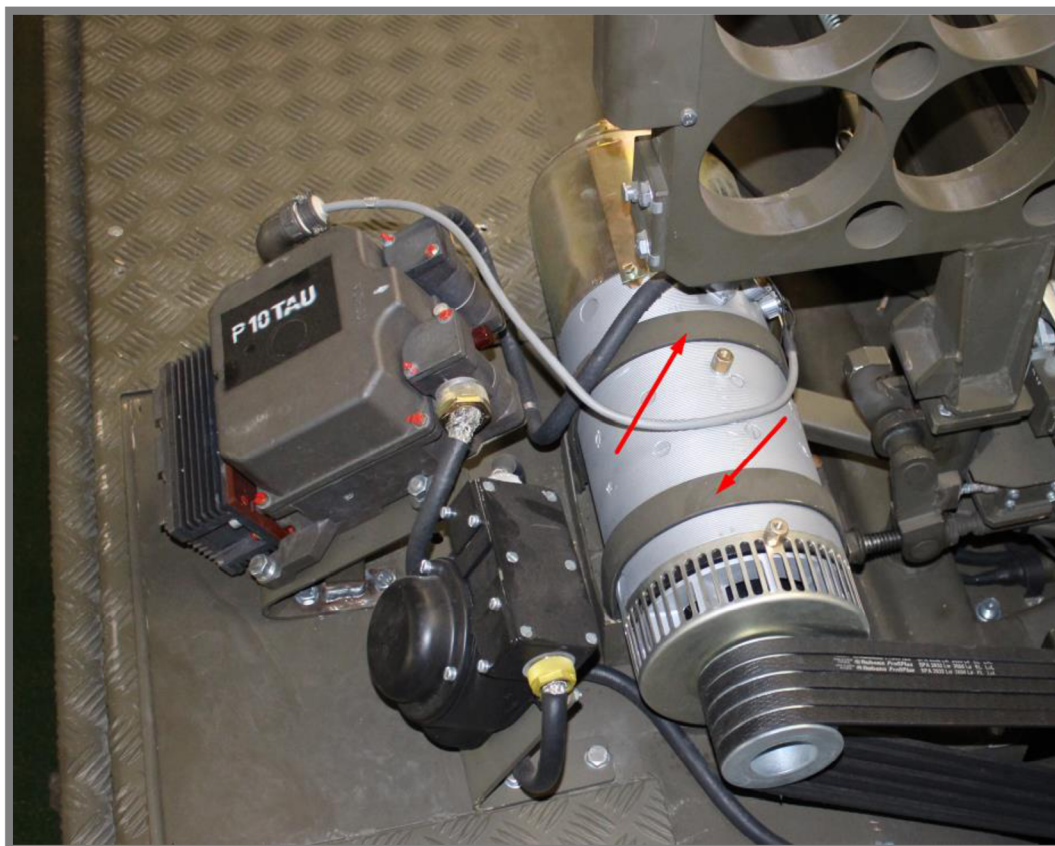


Obr. 25 Umístění dynamu a převodů

Způsob upevnění

Upevnění dynamu se provede pomocí dvou nosníků, vyrobených z dutého čtvercového profilu, které se navaří na původní rám. Na tyto dva uzavřené duté profily se připevní pomocí šroubů původní držák dynamu, který je svým tvarem i nadále vyhovující, a tak není potřeba jej měnit. Na tyto dva profily bude následně navařena základová deska, na které pak bude umístěno dynamo. Je však zapotřebí do této desky vytvořit drážky ve směru kolmém k ose řemenice. Tím bude možné dynamo vychýlit do strany, a tak dojde k potřebnému napnutí řemenů. Toto řešení se volí z důvodu nedostatku místa pro umístění napínacího mechanismu.

PTO je součástí podvozku vozidla, který firma Excalibur Army spol. s r.o. nevyrábí a dynamo, včetně celého převodu, je již součástí rámu, který se na podvozek připevňuje jako celek. Může dojít tedy k tomu, že poloha jednotlivých částí se může lišit a to v extrémních případech až o 50 mm. Je tedy potřeba vyřešit i posuv dynamu ve směru osy rotace. Určitý posuv se dá zajistit díky způsobu, jakým je dynamo upevněno k jeho držáku (v Obr. 26 vyznačeny šipkami). Tento posuv však není dostatečný, proto se s nutností variability řešení bude muset počítat v části návrhu hřídele. Posuv ve směru osy rotace je nutný kvůli dodržení rovnoběžnosti umístění řemenic, aby nedocházelo k vyosení řemenů.



Obr. 26 Upevnění dynama

4.2 Způsob přenosu krouticího momentu

4.2

Způsob přenosu krouticího momentu bude zvolen na základě výběru nejvhodnější varianty z kapitoly 3.

4.2.1 Řetězem

4.2.1

Přenos krouticího momentu pomocí řetězů není možný z více důvodů. Prvním důvodem je neschopnost řetězového převodu absorbovat značné rázy, ke kterým dochází při spouštění dynama. Dalším důvodem je schopnost řetězů přenášet oproti řemenům poměrně nízké obvodové rychlosti (do 20 m/s). Při použití dynama se předpokládají rychlosti blízké se k této hranici a tak volba tohoto způsobu přenosu krouticího momentu není z bezpečnostních důvodů nejvhodnější. Posledním důvodem je prostředí, ve kterém bude vozidlo využíváno, které bývá zejména prašné. Z důvodu potřeby mazání řetězu není tedy toto řešení vhodné.

4.2.2 Řemeny

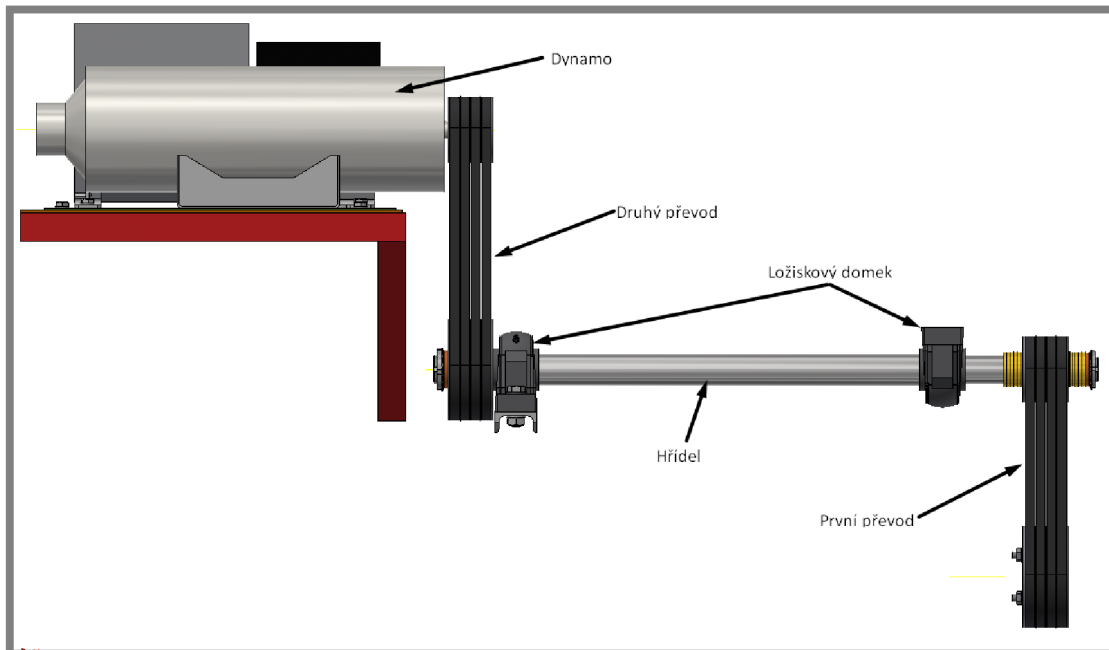
4.2.2

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, při spouštění pohonu pro dynamo dochází k velkým rázům a tím pádem volba synchronního řemene není vhodná. U řemenů klínových řezaných může dojít k přetržení díky jejich výřezům. Toto řešení není vhodné z důvodu způsobu použití vozidla v těžkém terénu a bojových akcích. Zbývá tedy možnost použití klínového řemene a to s klasickým nebo úzkým profilem. Jelikož úzký profil dokáže přenášet větší hodnoty výkonu na jeden řemen, bude jeho použití vhodnější. Nebude zapotřebí tolik řemenů jako při použití klasických. Tím pádem i šířka řemenic bude menší, což je výhodné vzhledem k prostorovému omezení. Klínové

řemeny obalované jsou také vhodné díky jejich pojistné funkci díky prokluzu, který chrání soustavu před poškozením.

Vzhledem k prostorovému omezení a nového umístění dynama nebude možné provést přenos momentu pomocí pouze jednoho převodu. Bude potřeba využít převodů dvou, které budou spojeny hřídelí uloženou v ložiskových domcích, umístěných na výztuhách rámu. Schéma celkového převodového mechanismu je na Obr. 27. Na Obr. 28. je pak vyobrazen příklad ložiskového domku od firmy FGJ Bearing.

Nevýhodou řemenových převodů je jejich potřeba napnutí, aby nedocházelo k prokluzu. Řešení tohoto problému je řešeno v další kapitole.



Obr. 27 Schéma převodového mechanismu



Obr. 28 Ložiskový domek firmy FGJ Bearing [22]

4.2.3 Napínání řemenů

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4, napínání řemenů v horní části převodového mechanismu je prováděno pomocí čtyř drážek, vytvořených na plechové základně, která je navařena na nosných jeklech. Posunutím od strany ve směru kolmém na osu smyslu otáčení celého převodového mechanismu a zajištěním šrouby se docílí potřebného napnutí řemenů.

Napínání řemenů u výstupu z PTO však tímto způsobem není možné. Poloha pomocného pohonu je fixně dána a není s ním tedy možno hýbat. Jedinou možností je tedy vytvoření speciálního napínacího mechanismu z ohnutého plechu a pojezdové hřídele s kladkou, po které se budou řemeny odvalovat (viz kapitola 4.7). Díky napnutí řemenů nejen, že nebude docházet k prokluzu řemenů ale zvýší se také úhel opásání na řemenici.

4.3 Výpočet převodového mechanismu

Podle zadaných vstupních a výstupních parametrů, omezení a jiných požadavků, uvedených v kapitole 2, bude proveden výpočet celého převodového mechanismu tak, aby byly tyto požadavky splněny.

Jak již bylo řečeno v kapitole 4.2.2, bude za potřebí využít dvou řemenových převodů, spojených hřídelí, která bude uložena ve dvou ložiskových domcích, upevněných ke konstrukci podvozku.

Jelikož se jedná o převod „do rychla“, kdy hodnota výstupních otáček je vyšší, než hodnota vstupních otáček, bude zapotřebí použití hnacích řemenic většího průměru, než řemenic hnaných. Vzhledem k velikosti přenášeného výkonu, který má na výstupu být 6,5 kW, bude nejvhodnější použít úzké klínové řemeny typu SPA. Použitím těchto řemenů se však omezujeme na použití řemenic o minimálním průměru roztečné kružnice 90 mm. Je tedy potřeba tomu přizpůsobit celou konstrukci.

Dalším faktorem, ovlivňující řešení, je rozmezí otáček na výstupu (u dynamu), do kterých se musíme dostat a převodový poměr mezi motorem a výstupem z pomocného pohonu.

4.3.1 Výpočet otáček na výstupu z PTO

Jelikož známe pouze převodový poměr mezi motorem a výstupem z PTO, je potřeba určit otáčky na tomto výstupu. Bude k tomu ale také zapotřebí zvolit vhodné otáčky na motoru. Ty jsou dle zadání $1100 \pm 100 \text{ min}^{-1}$. Je jasné, že při otáčkách motoru, rovnajících se 1200 min^{-1} , bude sice převodový poměr mezi vstupem a výstupem o něco menší, bude však docházet ke zbytečnému přetěžování motoru a ke zvýšené spotřebě paliva. Dalším negativním dopadem bude velká hlučnost, čemuž je dobré se při bojových akcích vyhnout z důvodu upozornění okolí na sebe.

Otáčky na výstupu z PTO se vypočítají ze vztahu pro převodový poměr (1).

$$i_{PTO} = 0,538, n_{motor} = 1000 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_{hnací}}{n_{hnané}} = \frac{d_{hnané}}{d_{hnací}} \quad (1)$$

$$i_{PTO} = \frac{n_{motor}}{n_{PTO}}$$

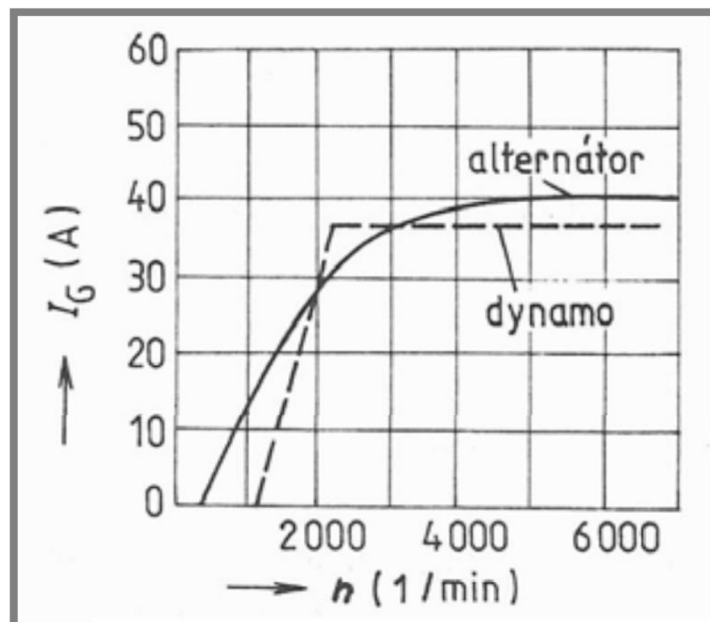
$$n_{PTO} = \frac{n_{motor}}{i_{PTO}} = \frac{1000}{0,538} = 1859 \text{ min}^{-1}$$

kde:

i	[-]	je převodový poměr
$n_{hnací}$	[min^{-1}]	- otáčky hnací řemenice
$n_{hnané}$	[min^{-1}]	- otáčky hnané řemenice
$d_{hnací}$	[mm]	- průměr hnací řemenice
$d_{hnané}$	[mm]	- průměr hnané řemenice
i_{PTO}	[-]	- převodový poměr mezi motorem a výstupem z PTO
n_{motor}	[min^{-1}]	- otáčky motoru
n_{PTO}	[min^{-1}]	- otáčky na výstupu z PTO

4.3.2 Návrhový výpočet celkového převodu

Nyní, když jsou známy otáčky na výstupu z PTO – vzhledem k počítanému převodovému mechanismu se tedy jedná o otáčky vstupní – a známe rozmezí otáček výstupních (3300 – 6500 min^{-1}), jsme schopni navrhnout celkový převodový mechanismus. Dále je také dáno, že při použití úzkých klínových řemenů typu SPA (viz kapitola 4.3), je možné použít řemenice o minimálním průměru roztečné kružnice 90 mm. Ostatní velikosti řemenic budou voleny podle tabulkových, normalizovaných hodnot. Cílem bude získat otáčky dynama zhruba kolem 4000 min^{-1} , aby byly spíše nižší (zejména kvůli spotřebě, hlučnosti a opotřebení) a zároveň neklesly pod spodní hranici pracovních otáček dynama 3300 min^{-1} . Tuto hodnotu volím na základě obecné charakteristiky dynama na Obr. 29, ze které je patrné, že pro funkci dynama je potřeba překročit určité otáčky a poté je již průběh konstantní. Nesmí však dojít k překročení horní hranice, aby nedošlo k poškození dynama.



Obr. 29 Charakteristika dynama [23]

$$n_{PTO} = 1859 \text{ min}^{-1}, n_{DYN} = 3300 \div 6500 \text{ min}^{-1}, d_1 = 90 \text{ mm}, d_{DYN} = 90 \text{ mm}, \\ d_{PTO} = 140 \text{ mm}, d_2 = 140 \text{ mm}$$

$$i_1 = \frac{d_1}{d_{PTO}} = \frac{90}{140} = 0,643$$

$$n_1 = \frac{n_{PTO}}{i_1} = \frac{1859}{0,643} = 2891 \text{ min}^{-1}$$

$$i_2 = \frac{d_{DYN}}{d_2} = \frac{90}{140} = 0,643$$

$$n_1 = n_2$$

$$n_{DYN} = \frac{n_2}{i_2} = \frac{2891}{0,643} = 4496 \text{ min}^{-1}$$

Kontrola správnosti návrhu:

$$d_{DYN_k} = n_{PTO} \cdot \frac{d_{PTO} \cdot d_2}{d_1 \cdot n_{DYN}} = 1859 \cdot \frac{140 \cdot 140}{90 \cdot 4496} = 90,05 \text{ mm}$$

$$n_{DYN_k} = n_{PTO} \cdot \frac{d_{PTO} \cdot d_2}{d_1 \cdot d_{DYN}} = 1859 \cdot \frac{140 \cdot 140}{90 \cdot 90} = 4498,32 \text{ min}^{-1}$$

kde:

n_{PTO} [min ⁻¹]	jsou otáčky na výstupu z PTO
n_{DYN} [min ⁻¹]	- otáčky dynamu
n_1 [min ⁻¹]	- otáčky hnané řemenice na hřídeli
n_2 [min ⁻¹]	- otáčky hnací řemenice na hřídeli
d_{PTO} [mm]	- průměr roztečné kružnice řemenice na výstupu z PTO
d_{DYN} [mm]	- průměr roztečné kružnice řemenice na dynamu
d_1 [mm]	- průměr roztečné kružnice hnané řemenice na hřídeli
d_2 [mm]	- průměr roztečné kružnice hnací řemenice na hřídeli
i_1 [-]	- převodový poměr prvního převodu
i_2 [-]	- převodový poměr druhého převodu

Kontrola správnosti návrhu potvrdila, že zvolené hodnoty průměrů roztečných kružnic řemenice hnací i hnané (d_1 a d_2), umístěné na hřídeli, vedou k dostání požadovaných otáček 4015 min⁻¹ na dynamu. Tato hodnota náleží do rozmezí 3300 ÷ 6500 min⁻¹ a splňuje i zvolený požadavek, uvedený v kapitole 4.3.2.

Výpočet obvodových rychlostí:

$$d_1 = 90 \text{ mm}, d_2 = 140 \text{ mm}, n_1 = n_2 = 2891 \text{ min}^{-1}$$

$$v = \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60} \tag{2}$$

$$v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot \frac{n_1}{60} = \pi \cdot 0,090 \cdot \frac{2891}{60} = 13,624 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_2 = \pi \cdot d_2 \cdot \frac{n_2}{60} = \pi \cdot 0,140 \cdot \frac{2891}{60} = 21,192 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

d	[mm]	je průměr roztečné kružnice řemenice
n	[min ⁻¹]	- otáčky řemenice
π	[-]	- Ludolfovo číslo
n_1	[min ⁻¹]	- otáčky hnané řemenice na hřídeli
n_2	[min ⁻¹]	- otáčky hnací řemenice na hřídeli
d_1	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnané řemenice na hřídeli
d_2	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnací řemenice na hřídeli
v	[m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost
v_1	[m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost hnací řemenice na hřídeli
v_2	[m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost hnané řemenice na hřídeli

Výpočet krouticího momentu ve hřídeli:

Krouticí moment na hřídeli se vypočítá podle obecného vztahu (3).

$$P = 7,5 \text{ kW}, n = 2891 \text{ min}^{-1}$$

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n_H} = \frac{7500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2891}{60}} = 24,77 \text{ Nm} \quad (3)$$

kde:

P	[kW]	je výkon, přenášený na dynamo
M_k	[Nm]	- krouticí moment
n_H	[min ⁻¹]	- otáčky hřídele
π	[-]	- Ludolfovo číslo ($\pi = 3,14$)

Obvodové síly na řemenicích:

Jednotlivé obvodové síly, působící na řemenicích, upevněných na hřídeli se dají spočítat podle vztahu (4)

$$M_k = 24,78 \text{ Nm}, d_1 = 90 \text{ mm}, d_2 = 140 \text{ mm}$$

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} \quad (4)$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{d_1} = \frac{2 \cdot 24780}{90} = 551 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_k}{d_2} = \frac{2 \cdot 24780}{140} = 354 \text{ N}$$

kde:

M_k	[Nm]	je krouticí moment
d_1	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnané řemenice na hřídeli
d_2	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnací řemenice na hřídeli
F_1	[N]	- síla, působící na menší, hnací řemenici
F_2	[N]	- síla, působící na větší, hnanou řemenici

Výpočet osových vzdáleností prvního převodu:

Podmínka osové vzdálenosti:

Hodnoty a_1 a a_2 byly získány odměřením z modelu v programu Autodesk Inventor 2016. Podmínka osové vzdálenosti říká, že vzdálenost jednotlivých os se musí pohybovat v rozmezí maximální a minimální hodnoty (5).

$$a_{min} < a < a_{max} \quad (5)$$

$$a_{min1} = 0,7 \cdot (d_{PTO} + d_1) = 0,7 \cdot (140 + 90) = 161 \text{ mm}$$

$$a_{max1} = 2 \cdot (d_{PTO} + d_1) = 2 \cdot (140 + 90) = 460 \text{ mm}$$

$$a_1 = 295 \text{ mm}$$

a_1 náleží do intervalu $\langle a_{min1}; a_{max1} \rangle$, podmínka je splněna.

$$a_{min2} = 0,7 \cdot (d_2 + d_{DYN}) = 0,7 \cdot (140 + 90) = 161 \text{ mm}$$

$$a_{max2} = 2 \cdot (d_2 + d_{DYN}) = 2 \cdot (140 + 90) = 460 \text{ mm}$$

$$a_2 = 341 \text{ mm}$$

a_2 náleží do intervalu $\langle a_{min2}; a_{max2} \rangle$, podmínka je splněna.

kde:

a_{min1}	[mm]	je minimální vzdálenost os prvního převodu
a_{max1}	[mm]	- maximální vzdálenost os prvního převodu
a_1	[mm]	- skutečná vzdálenost os prvního převodu
a_{min2}	[mm]	- minimální vzdálenost os druhého převodu
a_{max2}	[mm]	- maximální vzdálenost os druhého převodu
a_2	[mm]	- skutečná vzdálenost os druhého převodu

Výpočtová délka řemenů:

Potřebná délka jednotlivých řemenů pro převody se vypočítá ze vztahu č. 6.

$$L_{p1} = 2 \cdot a_1 + 1,57(d_{PTO} + d_1) + \frac{(d_{PTO} - d_1)}{4 \cdot a_1} = 951,14 \text{ mm} \quad (6)$$

Je potřeba použít normalizovanou délku řemene a to 1000 mm.

$$L_{p2} = 2 \cdot a_2 + 1,57(d_2 + d_{DYN}) + \frac{(d_2 - d_{DYN})}{4 \cdot a_1} = 1043,14 \text{ mm}$$

Je potřeba použít normalizovanou délku řemene a to 1120 mm.

Výpočet úhlů opásání

Úhlem opásání se rozumí celkový úhel, ve kterém dochází k neustálému styku řemenice s řemeny a vypočítá se ze vztahu č. 7:

$$\beta_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_{PTO} - d_1}{a_1} = 169^\circ 50' \quad (7)$$

$$\beta_2 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_{DYN} - d_2}{a_2} = 171^\circ 12'$$

kde:

a_1	[mm]	je skutečná vzdálenost os prvního převodu
a_2	[mm]	- skutečná vzdálenost os druhého převodu
β_1	[°]	- úhel opásání hnané řemenice na hřídeli
β_2	[°]	- úhel opásání hnací řemenice na hřídeli
d_{PTO}	[mm]	- průměr roztečné kružnice řemenice na výstupu z PTO
d_{DYN}	[mm]	- průměr roztečné kružnice řemenice na dynamu
d_1	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnané řemenice na hřídeli
d_2	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnací řemenice na hřídeli

Výpočet potřebného počtu řemenů:

Potřebný výkon na dynamu je 6,5 kW. Jelikož při přenosu krouticího momentu převodovou soustavou dochází k určitým ztrátám – účinnost řemenů, ztráty v ložiskách atd. – je potřeba navýšit potřebnou hodnotu výkonu na výstupu z PTO tak, aby bylo zajištěno potřebných 6,5 kW na dynamu. S ohledem na tuto skutečnost a určitou rezervu je volena hodnota výkonu 7,5 kW. Nepředpokládá se, že by při průchodu soustavou mělo docházet ke ztrátám, které by vedly k rapidnímu snížení výkonu na konci soustavy. Potřebný počet řemenů se vypočítá pomocí vztahu (8).

$$Z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} \quad (8)$$

Výkon, přenášený jedním řemenem v prvním převodu:

$P_{PTO} = 7,5 \text{ kW}$, $d_1 = 90 \text{ mm}$, $d_{DYN} = 900 \text{ mm}$, $n_{DYN} = 4498 \text{ min}^{-1}$, $d_2 = 140 \text{ mm}$, $d_{PTO} = 90 \text{ mm}$, typ řemenu – SPA

Výkon, přenášený jedním řemenem je podmíněn otáčkami řemenice a průměrem její roztečné kružnice. Jedná se o tabulkovou hodnotu. Hodnoty otáček jsou rozděleny do 6ti částí – do 700, 950, 1450, 2800, 4500 a max. 6000 min^{-1} . Minimální průměr roztečné kružnice řemenice pro řemeny typu SPA je 90 mm. Vyhledáním ve strojnických tabulkách se dá zjistit spodní a horní hranice výkonu, závislá na převodovém poměru. Jelikož převodový poměr, o kterém pojednává tato práce, je převod do rychla, je potřeba jej převést na převodový poměr do pomala, aby bylo možné interpolací určit přesnou hodnotu výkonu, přenášeného jedním řemenem.

Obrácený převodový poměr:

U obou převodů je potřeba vypočítat obrácený převodový poměr, aby bylo možné pracovat s hodnotami ve strojnických tabulkách, kde je počítáno pouze s převodem do pomala.

$$i_{1'} = \frac{d_{PTO}}{d_1} = \frac{140}{90} = 1,56$$

$$i_{2'} = \frac{d_2}{d_{DYN}} = \frac{140}{90} = 1,56$$

Interpolace:

Interpolace znamená nalezení přibližné hodnoty funkce v určitém intervalu, je-li její hodnota známa jen v některých bodech tohoto intervalu. Používá se v případě, že hodnoty funkce v určitých bodech intervalu jsou buďto uvedeny v tabulce, anebo získány měřeními. Interpolace se provádí podle vztahu (9).

První převod:

$$i_{min} = 1 \qquad P_{rmin} = 3 \text{ kW}$$

$$i_{max} = 3 \qquad P_{rmax} = 4,29 \text{ kW}$$

$$i_{1'} = 1,56 \qquad P_{r1} = ?$$

$$P_{r1} = P_{rmin} + (i_{1'} - i_{min}) \cdot \frac{P_{rmax} - P_{rmin}}{i_{max} - i_{min}} = 3 + (1,56 - 1) \cdot \frac{4,29 - 3}{3 - 1} = 3,36 \text{ kW} \quad (9)$$

Druhý převod:

$$i_{min} = 1 \qquad P_{rmin} = 3,24 \text{ kW}$$

$$i_{max} = 3 \qquad P_{rmax} = 5,32 \text{ kW}$$

$$i_{2'} = 1,56 \qquad P_{r2} = ?$$

$$P_{r2} = P_{rmin} + (i_{2'} - i_{min}) \cdot \frac{P_{rmax} - P_{rmin}}{i_{max} - i_{min}} = 3 + (1,56 - 1) \cdot \frac{5,32 - 3,24}{3 - 1} = 3,58 \text{ kW}$$

Součinitel úhlu opásání – c_1 :

$$\beta_1 = 169^\circ 50'$$

Pro $\beta = 169^\circ 50'$ je možné použít nejbližší tabulkovou hodnotu úhlu opásání a to 171° . Pro tuto hodnotu odpovídá součinitel úhlu opásání $c_1 = 0,98$.

$$\beta_2 = 171^\circ 12'$$

Pro $\beta = 171^\circ 12'$ je možné použít nejbližší tabulkovou hodnotu úhlu opásání a to 171° . Pro tuto hodnotu odpovídá součinitel úhlu opásání $c_1 = 0,98$.

Součinitel provozního zatížení – c_2 :

Tato hodnota je určena podle typu hnacího stroje, který pohání celou soustavu a také typem pohonu. Jelikož se jedná o dynamo s výkonem 6,5 kW, spadá tedy do skupiny lehkých pohonů do 7,5 kW. Jelikož je určení doby denního provozu těžko určitelné (zejména kvůli různorodosti situací použití), je zvolena střední doba používání a to 10 až 16 hodin pro zajištění rezervy výdrže soustavy. Spojením všech těchto parametrů dohromady se dostane součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,1$.

Součinitel délky klínového řemene – c_3 :

$$L_{p1} = 1000 \text{ mm}$$

Při použití úzkých řemenů typu SPA a délky řemene L_{p1} je součinitel délky klínového řemene $c_{3,1} = 0,85$.

$$L_{p2} = 1120 \text{ mm}$$

Při použití úzkých řemenů typu SPA a délky řemene L_{p2} je součinitel délky klínového řemene $c_{3,2} = 0,87$.

Potřebný počet řemenů:

$$z_1 = \frac{P_{PTO} \cdot c_2}{P_{r1} \cdot c_1 \cdot c_{3,1}} = \frac{7500 \cdot 1,1}{3360 \cdot 0,98 \cdot 0,85} = 2,95$$

Hodnota z_1 vyšla 2,95. Je tedy potřeba použít 3 řemeny. Vzhledem k bezpečnosti soustavy se raději hodnota z_1 zaokrouhlí na 3 a použijí se řemeny 4.

$$z_2 = \frac{P_{PTO} \cdot c_2}{P_{r1} \cdot c_1 \cdot c_{3,2}} = \frac{7500 \cdot 1,1}{3580 \cdot 0,98 \cdot 0,87} = 2,7$$

Ze stejného důvodu, jako v předchozím odstavci se volí počet řemenů na 4.

kde:

P_{PTO}	[kW]	je výkon na výstupu z PTO
z_1	[-]	- potřebný počet řemenů prvního převodu
z_2	[-]	- potřebný počet řemenů druhého převodu
β_1	[°]	- úhel opásání hnané řemenice na hřídeli
β_2	[°]	- úhel opásání hnací řemenice na hřídeli
d_{PTO}	[mm]	- průměr roztečné kružnice řemenice na výstupu z PTO
d_{DYN}	[mm]	- průměr roztečné kružnice řemenice na dynamu
d_1	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnané řemenice na hřídeli
d_2	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnací řemenice na hřídeli
P_{r1}	[kW]	- výkon, přenášený jedním řemenem v prvním převodu
P_{r2}	[kW]	- výkon, přenášený jedním řemenem ve druhém převodu
c_1	[-]	- součinitel úhlu opásání
c_2	[-]	- součinitel provozního zatížení
c_3	[-]	- součinitel délky klínového řemene

$c_{3,1}$	[-]	- součinitel délky klínového řemene prvního převodu
$c_{3,2}$	[-]	- součinitel délky klínového řemene druhého převodu
i_1	[-]	- obrácený převodový poměr prvního převodu
i_2	[-]	- převodový poměr druhého převodu

Výpočet krouticího momentu a sil v řemenicích:

Pro výpočet návrhu hřídele, na které budou řemenice uloženy, bude nejprve potřeba vypočítat krouticí moment a síly, působící na jednotlivé řemenice.

Krouticí moment:

$$P = 7,5 \text{ kW} = 7500 \text{ W}, n_H = 2891 \text{ min}^{-1} = 48,183 \text{ s}^{-1}, d_1 = 90 \text{ mm}, d_2 = 140 \text{ mm}$$

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_H} = \frac{7500}{2 \cdot \pi \cdot 48,183} = 24,77 \text{ Nm} \quad (10)$$

kde:

M_k	[Nmm]	je krouticí moment hřídele
P	[W]	- výkon na výstupu z PTO
d_1	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnané řemenice na hřídeli
d_2	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnací řemenice na hřídeli
n_H	[s ⁻¹]	- otáčky hřídele
π	[-]	- Ludolfovo číslo ($\pi = 3,14$)

Síla v řemenicích:

$$d_1 = 90 \text{ mm}, d_2 = 140 \text{ mm}, M_k = 24,77 \text{ Nm} = 24770 \text{ Nmm}$$

Síla působící na hnanou řemenici na hřídeli:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{d_1} = \frac{2 \cdot 24770}{90} = 550,4 \doteq 550 \text{ N} \quad (11)$$

Síla působící na hnací řemenici na hřídeli:

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_k}{d_2} = \frac{2 \cdot 24770}{140} = 353,86 \doteq 354 \text{ N}$$

kde:

M_k	[Nmm]	je krouticí moment hřídele
d_1	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnané řemenice na hřídeli
d_2	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnací řemenice na hřídeli
F_1	[N]	- síla, působící v hnané řemenici na hřídeli
F_2	[N]	- síla, působící v hnací řemenici na hřídeli

4.4 Výpočet hřídele

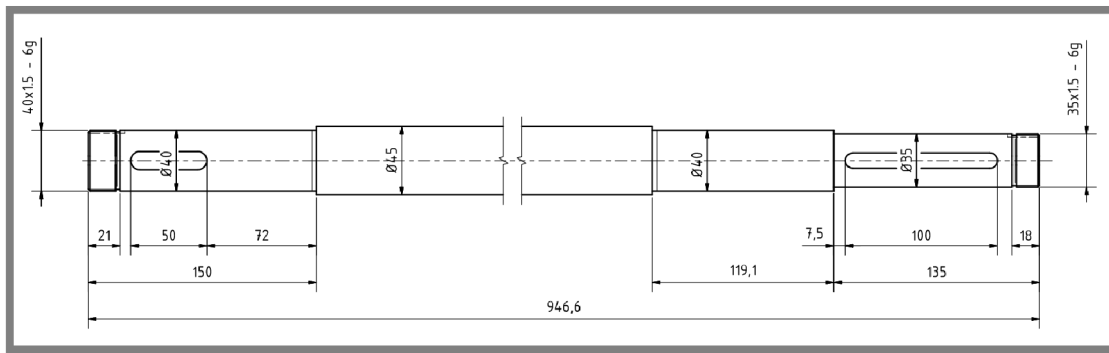
Hřídel je strojní součást válcovitého tvaru. Slouží k převodu rotačního pohybu a mechanické práce. Na hřídeli mohou být nasazena ozubená nebo řetězová kola, řemenice, klady, spojky, pojezdová kola a jiné rotační i nerotační části jako třeba vačky.

Podle funkce a namáhání můžeme hřídele rozdělit do dvou skupin, hřídele nosné a hřídele hybné. [11]

Navrhovaná hřídel je hřídel hybná, která přenáší výkon 7,5 kW, uložená ve dvou ložiskách. Bude namáhána jak na krut, tak na ohyb. Jedná se tedy o kombinované namáhání, kterému bude nutno také přizpůsobit výpočet.

4.4.1 Rozměrový návrh hřídele

Hrubý návrh jednotlivých rozměrů hřídele s ohledem na umístění jednotlivých komponent a umístění samotné hřídele je znázorněn na Obr. 30. Zvolené rozměry budou v další části kontrolovány výpočty s ohledem na způsob a velikost zatížení.



Obr. 30 Rozměrový návrh hřídele

4.4.2 Výpočtové ověření návrhu hřídele

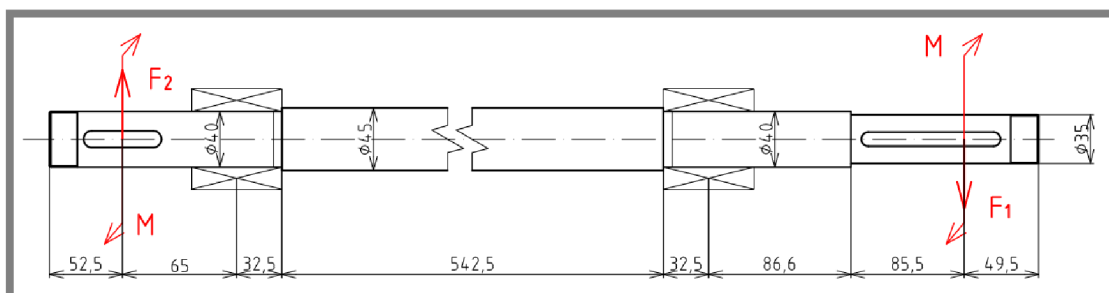
Je však potřeba ověřit bezpečnost navrhované hřídele. To se provede určením největšího napětí redukovaného, pro jehož výpočet potřebujeme znát hodnoty maximálního ohybového napětí a maximálního napětí v krutu. Toto napětí redukované bude dále dělit mez kluzu pro daný materiál, z čehož vyplyne bezpečnost k meznímu stavu pružnosti. Schéma hřídele se zatížením je znázorněno na Obr. 31.

$$F_1 = 550 \text{ N}; F_2 = 354 \text{ N}; d_{H1} = 35 \text{ mm}; d_{H2} = 40 \text{ mm}; d_{H3} = 40 \text{ mm};$$

$$d_{H4} = 45 \text{ mm}; r = 0,6 \text{ mm}; t_1 = 4,7 \text{ mm}; t_2 = 4,9 \text{ mm}; R = 1,2 \text{ mm}$$

$$d_1' = d_1 - t_1 = 30,3 \text{ mm}; d_2' = d_3 - t_2 = 35,1 \text{ mm}; \sigma_K = 345 \text{ MPa};$$

$$b_1 = 10 \text{ mm}; b_2 = 12 \text{ mm}$$



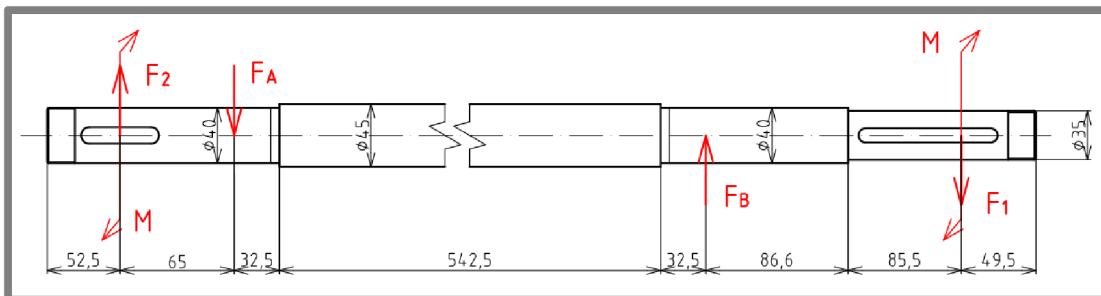
Obr. 31 Schéma hřídele se zatížením

Statická určitost:

$$s = \mu - \nu = 2 - 2 = 0$$

Soustava je staticky určitá.

Uvolnění (Obr. 32):



Obr. 32 Hřídel se zatížením po uvolnění

Rovnice statické rovnováhy:

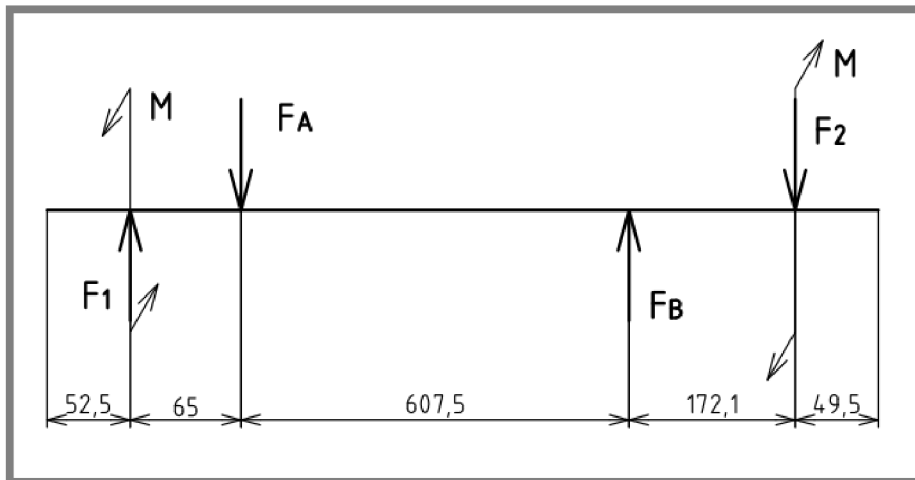
$$\sum F_y = 0: F_2 + F_B - F_A - F_1 = 0$$

$$\sum M_{oA} = 0: F_B \cdot (32,5 + 542,5 + 32,5) - F_1 \cdot (32,5 + 542,5 + 32,5 + 86,6 + 85,5) - F_2 \cdot 65 = 0$$

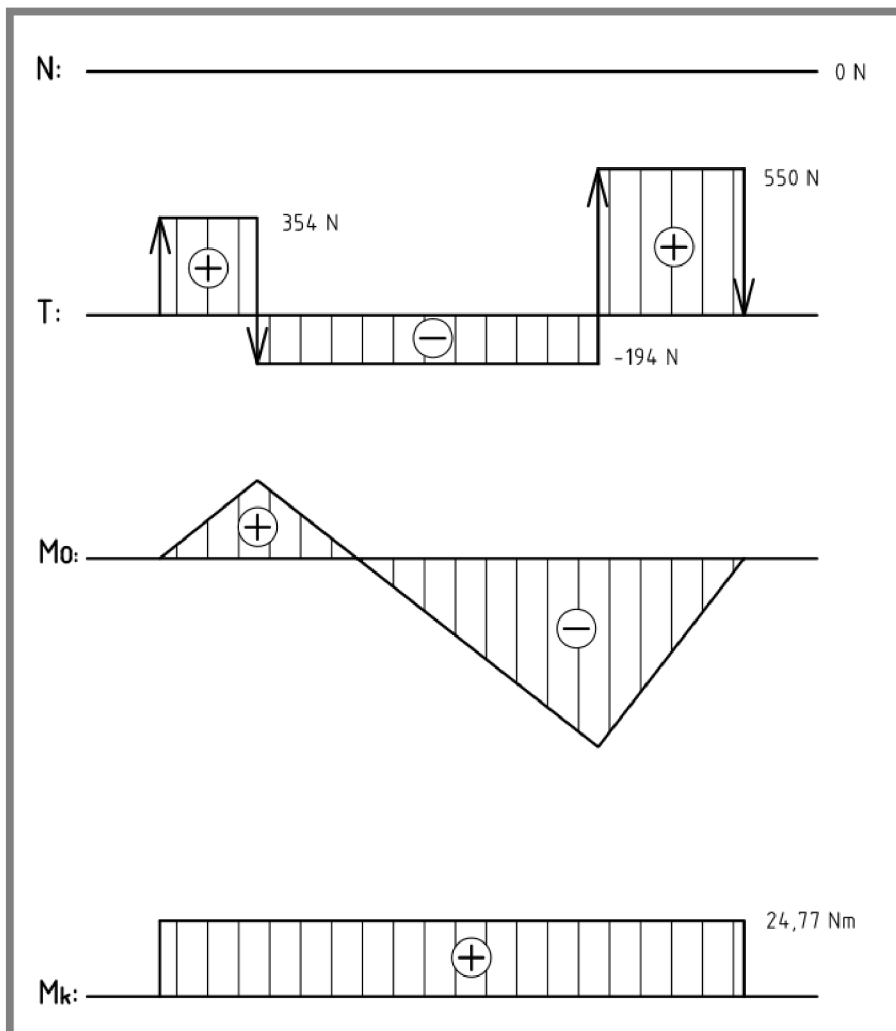
$$F_B = \frac{F_1 \cdot 779,6 + F_2 \cdot 65}{607,5} = \frac{550 \cdot 779,6 + 354 \cdot 65}{607,5} = 743,69 \doteq 744 \text{ N}$$

$$F_A = F_2 + F_B - F_1 = 354 + 744 - 550 = 548 \text{ N}$$

Výsledné vnitřní účinky (Obr. 33 a 34):



Obr. 33 Zjednodušené schéma rozměrové se zatížením

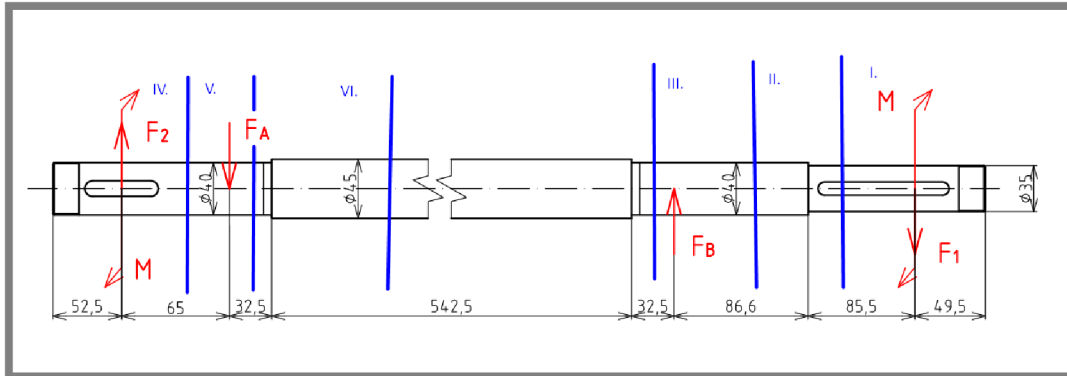


Obr. 34 Výsledné vnitřní účinky

Z průběhu VVÚ je patrné, že k největší hodnota napětí bude v místě uložení v ložisku B. Je však potřeba zkontrolovat všechna ostatní nebezpečná místa, kde se nachází osazení, drážka pro pero nebo zápich. Všechny tyto vruby negativně působí na vlastnosti materiálu a zvyšují hodnotu jednotlivých skutečných napětí. Je tedy potřeba i tato místa ověřit výpočtem.

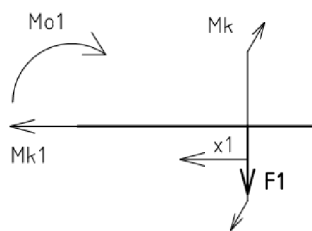
Výpočet momentů v jednotlivých částech:

Nejprve je potřeba těleso rozdělit do jednotlivých intervalů, které je poté nutno pročíhat (Obr. 35).



Obr. 35 Schéma hřídele s vyznačenými intervaly VVÚ

I. interval:



$$x_1 \in < 0; 0,0855 > [\text{m}]$$

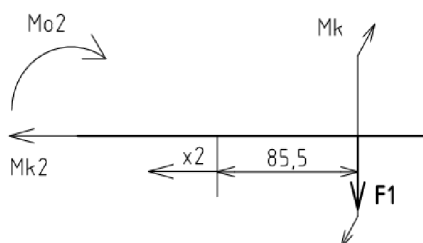
$$M_{o1} = -F_1 \cdot x_1$$

$$\text{pro } x_1 = 0 \rightarrow M_{o1} = -550 \cdot 0 = 0 \text{ Nm}$$

$$\text{pro } x_1 = 0,0855 \rightarrow M_{o1} = -550 \cdot 0,0855 = -47 \text{ Nm}$$

$$M_{k1} = -M_k = -24,77 \text{ Nm}$$

II. interval:



$$x_2 \in < 0; 0,0866 > [\text{m}]$$

$$M_{o2} = -F_1 \cdot (x_2 + 0,0855)$$

$$\text{pro } x_2 = 0$$

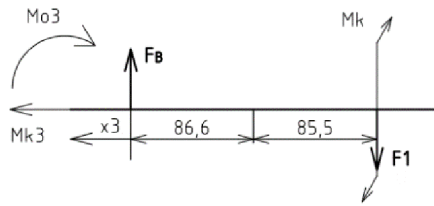
$$\rightarrow M_{o2} = -550 \cdot 0,0855 = -47 \text{ Nm}$$

$$\text{pro } x_2 = 0,0866$$

$$\rightarrow M_{o2} = -550 \cdot (0,0855 + 0,0866) = -94,66 \text{ Nm}$$

$$M_{k2} = -M_k = -24,77 \text{ Nm}$$

III. interval:



$$x_3 \in < 0; 0,0325 > \text{ [m]}$$

$$M_{o3} = -F_1 \cdot (x_3 + 0,0866 + 0,0855) + F_B \cdot x_3$$

pro $x_3 = 0$

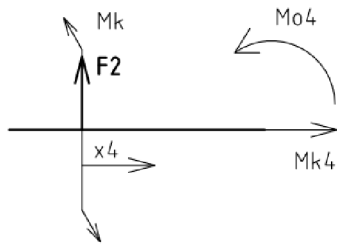
$$\rightarrow M_{o3} = -550 \cdot (0,0866 + 0,0855) = -94,66 \text{ Nm}$$

pro $x_3 = 0,0325$

$$\rightarrow M_{o3} = -550 \cdot (0,0325 + 0,0855 + 0,0866) + 744 \cdot 0,0325 = -88,4 \text{ Nm}$$

$$M_{k3} = -M_k = -24,77 \text{ Nm}$$

IV. interval:



$$x_4 \in < 0; 0,065 > \text{ [m]}$$

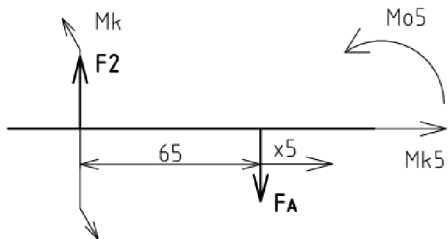
$$M_{o4} = F_2 \cdot x_4$$

$$\text{pro } x_4 = 0 \rightarrow M_{o4} = 354 \cdot 0 = 0 \text{ Nm}$$

$$\text{pro } x_4 = 0,065 \rightarrow M_{o4} = 354 \cdot 0,065 = 23 \text{ Nm}$$

$$M_{k4} = -M_k = -24,77 \text{ Nm}$$

V. interval:



$$x_5 \in < 0; 0,0325 > \text{ [m]}$$

$$M_{o5} = F_2 \cdot (x_5 + 0,065) - F_A \cdot x_5$$

pro $x_5 = 0$

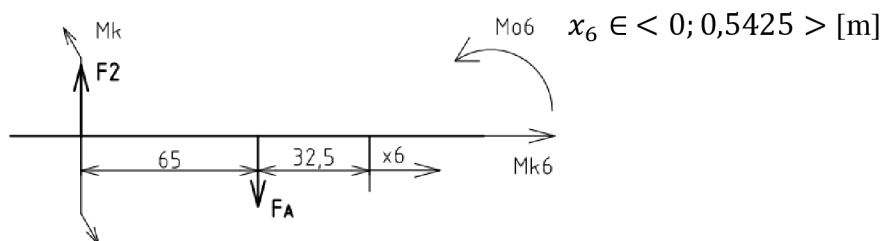
$$\rightarrow M_{o5} = 354 \cdot (0 + 0,065) = 23 \text{ Nm}$$

pro $x_5 = 0,0325$

$$\rightarrow M_{o5} = 354 \cdot (0,0325 + 0,065) - 548 \cdot 0,0325 = 16,7 \text{ Nm}$$

$$M_{k5} = -M_k = -24,77 \text{ Nm}$$

VI. interval:



$$M_{o6} = F_2 \cdot (x_6 + 0,0325 + 0,065) - F_A \cdot (x_6 + 0,0325)$$

pro $x_6 = 0$

$$\rightarrow M_{o6} = 354 \cdot (0,0325 + 0,065) - 548 \cdot 0,0325 = 16,7 Nm$$

pro $x_6 = 0,5425$

$$\rightarrow M_{o6} = 354 \cdot (0,5425 + 0,0325 + 0,065) - 548 \cdot (0,5425 + 0,0325) = -88,4 Nm$$

$$M_{k6} = -M_k = -24,77 Nm$$

Výpočet maximálního ohybového napětí:

Jednotlivá nominální napětí v ohybu jsou dána jako jednotlivými ohybovými momenty, tak jejich modulem pružnosti v ohybu (rovnice 12). K dosažení skutečného napětí je potřeba napětí nominální ještě vynásobit součinitelem koncentrace napětí (rovnice 13). Jeho velikost záleží jak na způsobu namáhání, tak i typu vrubu a rozměrech tělesa a určuje se nejčastěji odečítáním z nomogramů.

Nominální ohybové napětí:

$$\sigma_{nom} = \frac{M_{omax}}{W_o} \quad (12)$$

kde:

M_{omax} [Nm] je maximální ohybový moment

σ_{nom} [MPa] - nominální ohybové napětí

W_o [mm] - modul průřezu v ohybu

Skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_{skut} = \sigma_{nom} \cdot \alpha \quad (13)$$

kde:

σ_{skut} [MPa] je skutečné ohybové napětí

σ_{nom} [MPa] - nominální ohybové napětí

α [-] - součinitel koncentrace napětí

I. interval:

$$\sigma_{1nom} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{M_{o1}}{\frac{\pi \cdot d_{H1}'^3}{32}} = \frac{47000}{\frac{\pi \cdot 30,3^3}{32}} = 17,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1skut} = \sigma_{1nom} \cdot \alpha_1$$

$$\alpha_1 = \max(\alpha_{1pero}; \alpha_{1osazení})$$

α_{1pero} :

$$\frac{r}{d_{H1}} = \frac{0,6}{35} = 0,017 \rightarrow \alpha_{1pero} = 2,3$$

$\alpha_{1osazení}$:

$$\frac{R}{d_{H1}''} = \frac{1,2}{34,8} = 0,034$$

$$\frac{d_{H2}}{d_{H1}''} = \frac{40}{34,8} = 1,15 \rightarrow \alpha_{1osazení} = 2,1$$

$$\alpha_{1pero} > \alpha_{1osazení} \rightarrow \alpha_1 = \alpha_{1pero} = 2,3$$

$$\sigma_{1skut} = 17,2 \cdot 2,3 = 39,56 \text{ MPa}$$

II. interval:

$$\sigma_{2nom} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{M_{o2}}{\frac{\pi \cdot d_{H2}^3}{32}} = \frac{94660}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 15,07 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{2skut} = \sigma_{2nom} = 15,07 \text{ MPa}$$

III. interval:

$$\sigma_{3nom} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = \frac{M_{o3}}{\frac{\pi \cdot d_{H3}'^3}{32}} = \frac{88400}{\frac{\pi \cdot 39,8^3}{32}} = 14,07 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{3skut} = \sigma_{3nom} \cdot \alpha_3$$

α_3 :

$$\frac{R}{d_{H2}'} = \frac{1,2}{39,8} = 0,03$$

$$\frac{d_{H4}}{d_{H2'}} = \frac{45}{39,8} = 1,13 \rightarrow \alpha_3 = 2,15$$

$$\sigma_{3skut} = 14,07 \cdot 2,15 = 30,25 \text{ MPa}$$

IV. interval:

$$\sigma_{4nom} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} = \frac{M_{o4}}{\frac{\pi \cdot d_{H3}^3}{32}} = \frac{23000}{\frac{\pi \cdot 35,1^3}{32}} = 5,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{4skut} = \sigma_{4nom} \cdot \alpha_4$$

$$\alpha_4: \frac{r}{d_{H3}} = \frac{0,6}{40} = 0,015 \rightarrow \alpha_4 = 2,4$$

$$\sigma_{4skut} = 5,42 \cdot 2,4 = 13 \text{ MPa}$$

V. interval:

$$\sigma_{5nom} = \frac{M_{o5}}{W_{o5}} = \frac{M_{o5}}{\frac{\pi \cdot d_{H3}^3}{32}} = \frac{16700}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 2,66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{5skut} = \sigma_{5nom} \cdot \alpha_5$$

$\alpha_5:$

$$\frac{R}{d_{H3'}} = \frac{1,2}{39,8} = 0,03$$

$$\frac{d_{H4}}{d_{H3'}} = \frac{45}{39,8} = 1,13 \rightarrow \alpha_3 = 2,15$$

$$\sigma_{5skut} = 2,66 \cdot 2,15 = 5,72 \text{ MPa}$$

VI. interval:

$$\sigma_{6nom} = \frac{M_{o6}}{W_{o6}} = \frac{M_{o6}}{\frac{\pi \cdot d_{H4}^3}{32}} = \frac{88400}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 9,88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{6skut} = \sigma_{6nom} = 9,88 \text{ MPa}$$

Maximální ohybové napětí: $\sigma_{oMAX} = \sigma_{1skut} = 39,56 \text{ MPa}$

Výpočet maximálního napětí v krutu:

Stejně, jako u napětí v ohybu, tak i u napětí v krutu je potřeba vypočítat nejprve nominální napětí a z něj poté napětí skutečné, ovlivněné o koncentrátor napětí α , který zvyšuje napětí. Nominální napětí se vypočte z rovnice (14) a skutečné napětí v krutu z rovnice (15). Výpočet je však již jednodušší, neboť velikost krouticího momentu je konstantní. Rozdíl se bude tedy projevovat pouze díky rozdílným průměrům hřídele a přítomnosti vrubů, zápichů a drážek pro pera.

Nominální napětí v krutu:

$$\tau_{nom} = \frac{|M_{Kmax}|}{W_K} \quad (14)$$

kde:

M_{Kmax} [Nm]	je maximální krouticí moment
τ_{nom} [MPa]	- nominální napětí v krutu
W_K [mm]	- modul průřezu v krutu

Skutečné napětí v krutu:

$$\sigma_{skut} = \sigma_{nom} \cdot \alpha \quad (15)$$

kde:

σ_{skut} [MPa]	je skutečné napětí v krutu
σ_{nom} [MPa]	- nominální napětí v krutu
α [-]	- součinitel koncentrace napětí

I. interval:

$$\tau_{1nom} = \frac{M_{K1}}{W_{K1}} = \frac{M_{K1}}{\frac{\pi \cdot d_{H1}^3}{16}} = \frac{24770}{\frac{\pi \cdot 30,3^3}{16}} = 4,54 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1skut} = \tau_{1nom} \cdot \alpha_1$$

$$\alpha_1 = \max(\alpha_{1pero}; \alpha_{1osazení})$$

α_{1pero} :

$$\frac{r}{b_1} = \frac{0,6}{10} = 0,06 \rightarrow \alpha_{1pero} = 3$$

$\alpha_{1osazení}$:

$$\frac{R}{d_{H1}''} = \frac{1,2}{34,8} = 0,035$$

$$\frac{d_{H2}}{d_{H1}''} = \frac{40}{34,8} = 1,15 \rightarrow \alpha_{1osazení} = 1,7$$

$$\alpha_{1pero} > \alpha_{1osazení} \rightarrow \alpha_1 = \alpha_{1pero} = 3$$

$$\tau_{1skut} = 4,54 \cdot 3 = 13,62 \text{ MPa}$$

II. interval:

$$\tau_{2nom} = \frac{M_{K2}}{W_{K2}} = \frac{M_{K2}}{\frac{\pi \cdot d_{H2}^3}{16}} = \frac{24770}{\frac{\pi \cdot 40^3}{16}} = 1,97 \text{ MPa}$$

$$\tau_{2skut} = \tau_{2nom} = 1,97 \text{ MPa}$$

III. interval:

$$\tau_{3nom} = \frac{M_{K3}}{W_{K3}} = \frac{M_{K3}}{\frac{\pi \cdot d_{H3}^3}{16}} = \frac{24770}{\frac{\pi \cdot 39,8^3}{16}} = 2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{3skut} = \tau_{3nom} \cdot \alpha_3$$

α_3 :

$$\frac{R}{d_{H2'}} = \frac{1,2}{39,8} = 0,03$$

$$\frac{d_{H4}}{d_{H2'}} = \frac{45}{39,8} = 1,13 \rightarrow \alpha_3 = 1,9$$

$$\tau_{3skut} = 2 \cdot 1,9 = 3,8 \text{ MPa}$$

IV. interval:

$$\tau_{4nom} = \frac{M_{K4}}{W_{K4}} = \frac{M_{K4}}{\frac{\pi \cdot d_{H3}^3}{16}} = \frac{24770}{\frac{\pi \cdot 35,1^3}{16}} = 2,92 \text{ MPa}$$

$$\tau_{4skut} = \tau_{4nom} \cdot \alpha_4$$

$$\alpha_4: \frac{r}{b_2} = \frac{0,6}{12} = 0,05 \rightarrow \alpha_4 = 3,2$$

$$\tau_{4skut} = 2,92 \cdot 3,2 = 9,34 \text{ MPa}$$

V. interval:

$$\tau_{5nom} = \frac{M_{K5}}{W_{K5}} = \frac{M_{K5}}{\frac{\pi \cdot d_{H3}^3}{16}} = \frac{24770}{\frac{\pi \cdot 40^3}{16}} = 1,97 \text{ MPa}$$

$$\tau_{5skut} = \tau_{5nom} \cdot \alpha_5$$

$\alpha_5:$

$$\frac{R}{d_{H3'}} = \frac{1,2}{39,8} = 0,03$$

$$\frac{d_{H4}}{d_{H3'}} = \frac{45}{39,8} = 1,13 \rightarrow \alpha_3 = 1,9$$

$$\tau_{5skut} = 2,66 \cdot 1,9 = 5,05 \text{ MPa}$$

VI. interval:

$$\tau_{6nom} = \frac{M_{K6}}{W_{K6}} = \frac{M_{K6}}{\frac{\pi \cdot d_{H4}^3}{16}} = \frac{24770}{\frac{\pi \cdot 45^3}{16}} = 1,38 \text{ MPa}$$

$$\tau_{6skut} = \sigma_{6nom} = 1,38 \text{ MPa}$$

kde:

τ_{nom}	[MPa]	je nominální napětí v krutu
τ_{skut}	[MPa]	- skutečné napětí v krutu
M_k	[Nm]	- krouticí moment
W_K	[mm]	- modul průřezu v krutu

Maximální napětí v krutu: $\tau_{MAX} = \tau_{1skut} = 13,62 \text{ MPa}$ **Výpočet napětí redukového:**

Redukované napětí je fiktivní hodnota jednoosého tahového napětí, které dává stejnou prostou bezpečnost vůči příslušnému meznímu stavu jako vyšetřovaná 3-osá napjatost.

Dá se vypočítat pomocí dvou podmínek a to buď podle Misesovy podmínky plasticity HMM (Huber, von Mises, Hencky) (16) nebo podle podmínky max τ (17). Obě tyto metody jsou použitelné, realita leží někde mezi nimi. Pro výpočet jsem zvolil metodu HMM. [13]

Redukované napětí pomocí HMM:

$$\sigma_{red\ HMM} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} \quad (16)$$

Redukované napětí pomocí τ max:

$$\sigma_{red\ \tau max} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 4 \cdot \tau_{max}^2} \quad (17)$$

Výpočet σ_{red} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{39,56^2 + 3 \cdot 13,62^2} = 46,06 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti:

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti se vypočítá pomocí Rov. (18).

$$k_k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} = \frac{345}{46,06} = 7,49 \quad (18)$$

kde:

k_k	[-]	je bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
σ_k	[MPa]	- mez kluzu
σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí

$k_k > 1$ z čehož vyplývá dostatečná bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti navrhované hřídele.

Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy:

Vzhledem k tomu, že soustava je namáhána jak na krut, tak na ohyb (ohyb za rotace) a bude docházet ke střídavému zatěžování, bude potřeba bezpečnost ověřit také vůči meznímu stavu únavy. To se provede podle rovnice (19).

$$k_u = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{red}} \quad (19)$$

kde:

k_u	[-]	je bezpečnost vůči meznímu stavu únavy
σ'_{Co}	[MPa]	- korigovaná mez únavy
σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí

Korigovanou mez únavy σ'_{Co} lze stanovit z meze únavy zjištěné při laboratorních testech σ_{Co} podle Marinovy rovnice (20). [15]

Marinova rovnice:

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (20)$$

kde:

σ'_{Co}	[MPa]	je korigovaná mez únavy
σ_{Co}	[MPa]	- mez únavy
k_a	[-]	- součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	- součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	- součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	- součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	- součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	- součinitel zahrnující další vlivy

Mez únavy - σ_{Co} :

Mez únavy σ_{Co} je hodnota, zjištěna na základě analýzy velkého množství výsledků mechanických zkoušek z různých zdrojů, na jejichž základě přišel C. R. Mischke, že mez únavy může skutečně souviset s mezí pevnosti. U ocele o mezi pevnosti rovné 600 MPa ($R_m \leq 1460$ MPa) je tento vztah následující:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 600 = 302,4 \text{ MPa} \quad (21)$$

kde:

σ_{Co} [MPa] je mez únavy
 R_m [MPa] - mez pevnosti

Součinitel vlivu jakosti povrchu – k_a :

K nalezení kvantitativního vyjádření k_a pro běžné výrobní technologie (broušení, válcování za tepla, kování, tažení za studena a stroji obrábění) bylo využito údajů ze závislosti $\sigma_{Co} - R_m$ shromážděných Lipsonem a Nollem a znovu publikovaných Horge-rem. [1] Jejich regresní analýzou získal Mischke vztah:

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (22)$$

kde:

R_m [MPa] je minimální hodnota meze pevnosti v tahu
 a, b [-] - parametry, závislé na způsobu dokončení povrchu

Jelikož dokončovací operací pro výrobu ověřované hřídele je broušení, získáme hodnoty a, b [1]:

$$a = 1,58$$

$$b = -0,085$$

Po dosazení do rovnice (22) získáme:

$$k_a = 1,58 \cdot 600^{-0,085} = 0,9173$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa – k_b :

K určení součinitele vlivu velikosti tělesa bylo použito 133 souborů dat. Pro maximální průměr hřídele roven 45 mm platí vztah (23). [1]

$$k_b = 1,24 \cdot D^{-0,107} = 1,24 \cdot 45^{-0,107} = 0,8251 \quad (23)$$

kde:

k_b [-] je součinitel vlivu velikosti tělesa
 D [mm] maximální průměr hřídele

Součinitel vlivu způsobu zatěžování – k_c :

Hodnota součinitele k_c závisí na způsobu zatěžování. Platí, že $k_c = 1$ pro namáhání ohybem za rotace. [1]

Součinitel vlivu teploty – k_d :

Vliv teploty na mez únavy byl studován pouze v omezené míře. Podle dostupných údajů mez únavy ocelí mírně vzrůstá s rostoucí teplotou a poté v rozmezí teplot 200 až 350 °C mírně klesá. [1] Jelikož použití vozidla se odhaduje na rozmezí teplot -20 až 50 °C, uvažujeme součinitel vlivu teploty $k_d = 1$. [1]

Součinitel spolehlivosti – k_e :

Při výpočtu je uvažovaná spolehlivost alespoň 95%. Této hodnotě odpovídá velikost součinitele spolehlivosti $k_e = 0,868$. [1]

Součinitel zahrnující další vlivy – k_f :

Do součinitele, zahrnující další vlivy patří zejména vliv korozního prostředí, elektrochemické pokovování, žárové nanášení rozprášeného kovu (metalizace), frekvence zatěžování a koroze třením (fretting – vibrační koroze). Konkrétní informace o vlivu těchto vlivů nejsou součástí zadání práce, proto je zvolena velikost součinitele, zahrnující další vlivy $k_f = 1$. [1]

Korigovaná mez únavy:

Po dosazení jednotlivých členů do Rov. (19) dostaneme konkrétní hodnotu korigované meze únavy.

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} = 0,9173 \cdot 0,8251 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot 1 \cdot 302,4$$

$$\sigma'_{co} = 198,66 \text{ MPa}$$

Nyní můžeme určit celkovou bezpečnost vůči meznímu stavu únavy dosazením do rovnice (19).

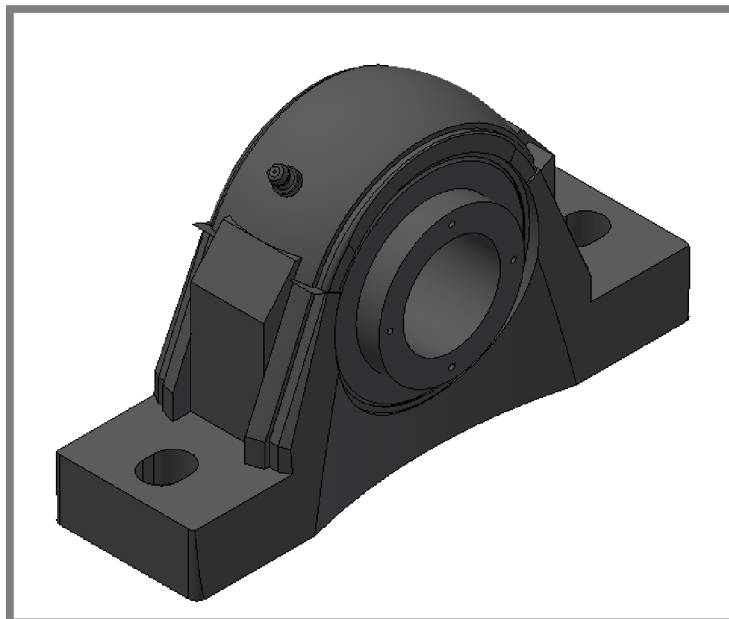
$$k_u = \frac{198,66}{46,06} = 4,31$$

Hodnota bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy je rovna 4,31, což je větší, než 1. Je tedy splněna podmínka bezpečnosti.

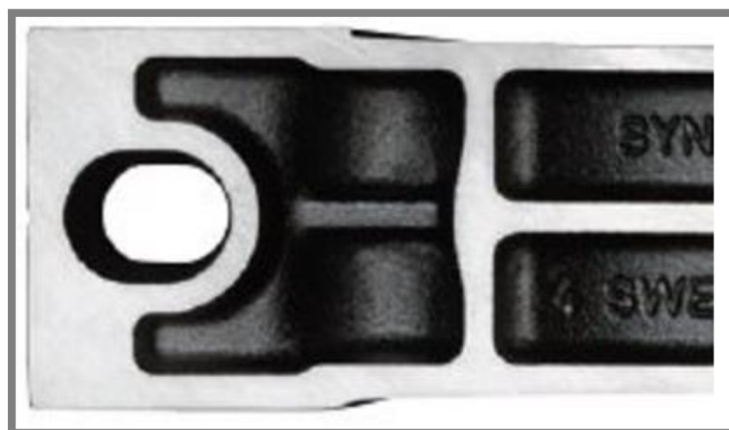
4.5 Způsob upevnění hřídele

Pro upevnění hřídele k rámu byla zvolena varianta uložení do ložiskových domků švédské značky SKF typu ConCentra řady SYNT (Obr. 36). Jedná se o ložiskové jednotky se soudečkovými ložisky, které jsou schopny přenášet jak radiální síly, tak i do určité míry síly axiální.

Stojatá ložisková tělesa řady SYNT se vyznačují zejména tuhou konstrukcí, která přispívá k zachování tvaru tělesa. Tato nedělená stojatá tělesa jsou vyráběna ze šedé litiny. Tělesa řady SYNT jsou opatřena ve spodní části dvěma předlitými otvory pro upevňovací šrouby. Plocha okolo děr je zpevněna, pro vyloučení rizika vzniku prasklin při případném nadměrném utážení upevňovacích šroubů. Žebra ve spodní části tělesa odvádějí teplo a tvoří pevnou rovnou plochu pro vyrovnávací podložky (Obr. 37).



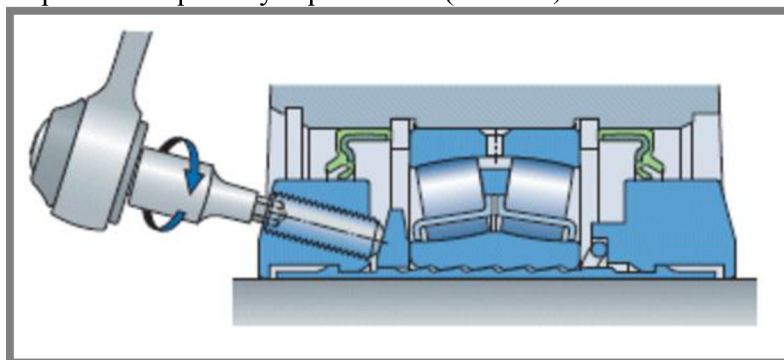
Obr. 36 SKF ConCentra SYNT



Obr. 37 Žebra ve spodní části tělesa [14]

Zajištění na hřídeli

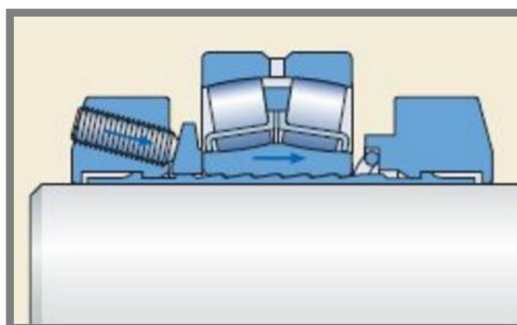
Ložiskové jednotky se soudečkovými ložisky SKF ConCentra jsou zajištěny na hřídeli soustředným upnutím stupňovitým pouzdem (Obr. 38)



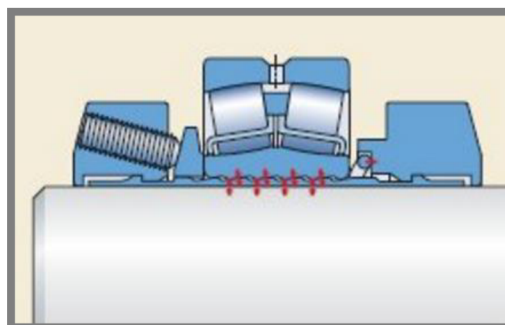
Obr. 38 Zajištění na hřídeli [14]

Koncept zajištění jednotek je založen na roztahování a stlačování dvou stýkajících se ploch a to díry ložiska a vnějšího povrchu stupňovitého pouzdra. Oba tyto povrchy jsou opatřeny přesným profilem ve tvaru pilových zubů (Obr. 39).

Když se utahují stavěcí šrouby kroužku na montážní straně, tak se stýkající povrchy axiálně posunují (Obr. 39). To způsobuje rovnoměrné roztahování vnitřního kroužku ložiska a stlačování stupňovitého pouzdra (Obr. 40). Výsledkem je skutečně soustředné pevné uložení na hřídeli a správná vnitřní vůle v ložisku.



Obr. 39 Axiální posuv stykových ploch [14]



Obr. 40 Roztažení vnitřního kroužku ložiska a stlačení pouzdra [14]

4.6

4.6 Způsob upevnění řemenic

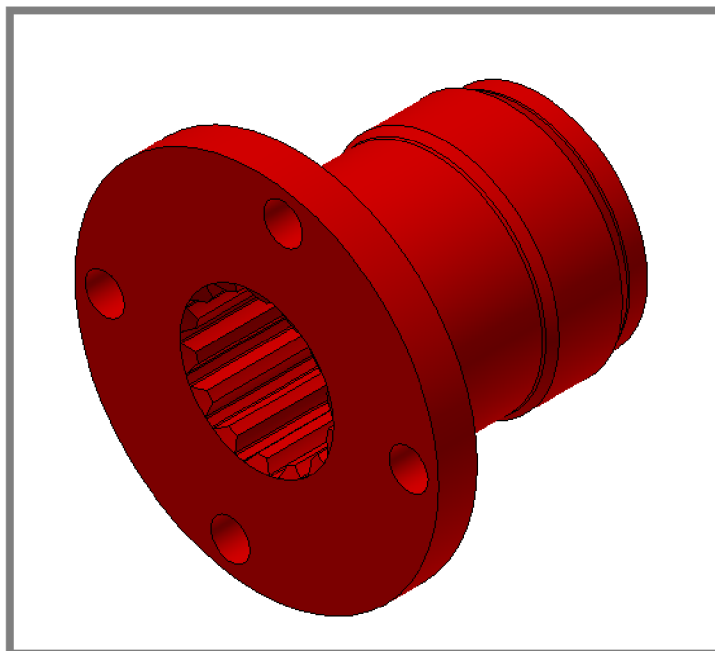
Řemenice jsou součástí řemenového převodu, přenášející energii z rotujícího hřídele na řemen nebo naopak. Při použití pro klínový řemen obsahuje jednu nebo více drážek, do kterých přesně zapadá klínový řemen. Zešikmený tvar drážek řemenice s odpovídajícím úhlem zajišťuje lepší kontakt řemenu s řemenicí a tím se zvyšuje třecí síla, díky které je možno přenášet i vyšší výkony oproti plochým řemenům. Nejčastěji jsou tímto způsobem poháněny ventilátory chladičů, dynama nebo alternátory v automobilovém průmyslu.

Celkově jsou v celém převodu použity čtyři řemenice. První řemenice je umístěna na přírubě, vycházející z PTO. Další dvě jsou umístěny na hřídeli, upevněné v ložiskových domcích a poslední je upevněna na rotoru dynama. Způsob upevnění jednotlivých řemenic bude popsán v následujících kapitolách.

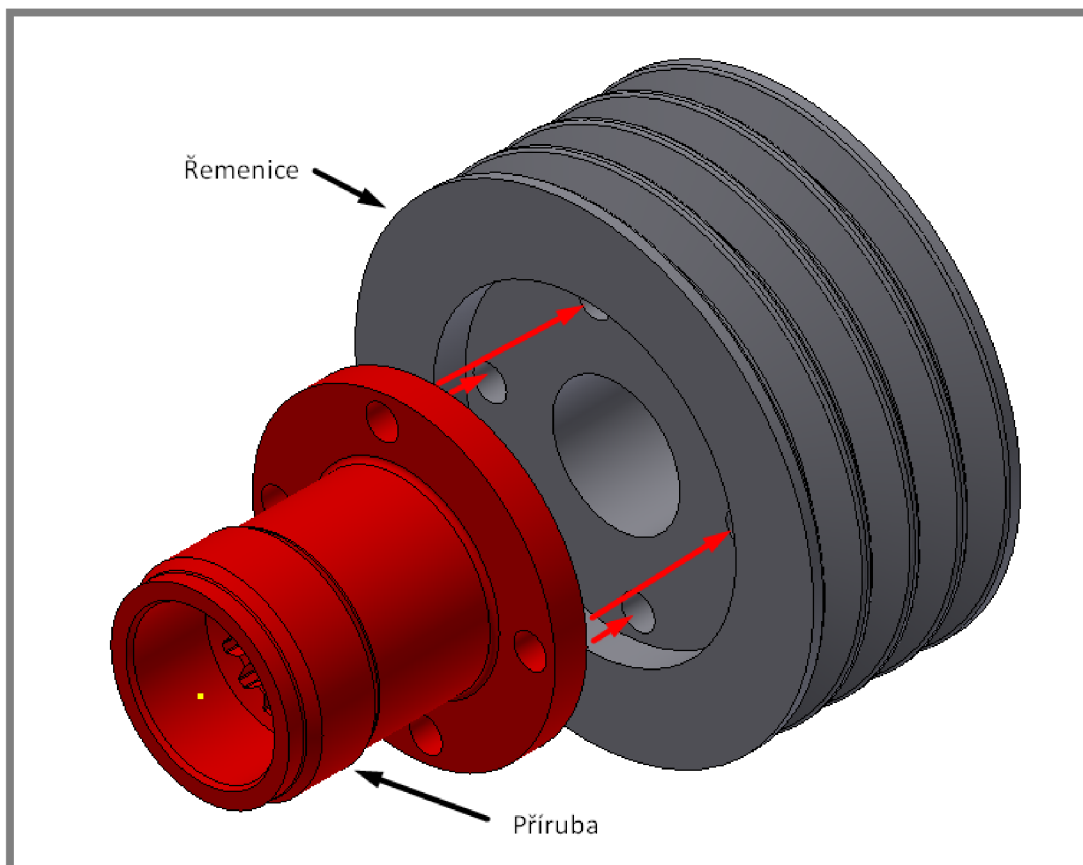
4.6.1

4.6.1 Řemenice na přírubě

Pro připevnění první řemenice je využita originální příruba, vycházející z PTO kvůli jednoduchosti řešení (Obr. 41). Na přírubě jsou čtyři průchozí díry o průměru 10,3 mm. Tyto otvory budou využity pro připevnění řemenice. Je však potřeba zajistit také sousost příruby a řemenice. To se provede využitím tolerovaného vnějšího rozměru příruby, který má šířku 10 mm. Stejný průměr se odebere z řemenice do hloubky taktéž 10 mm (viz. Obr. 42) s uložením, předepsaným na výkresu.



Obr. 41 Příruba



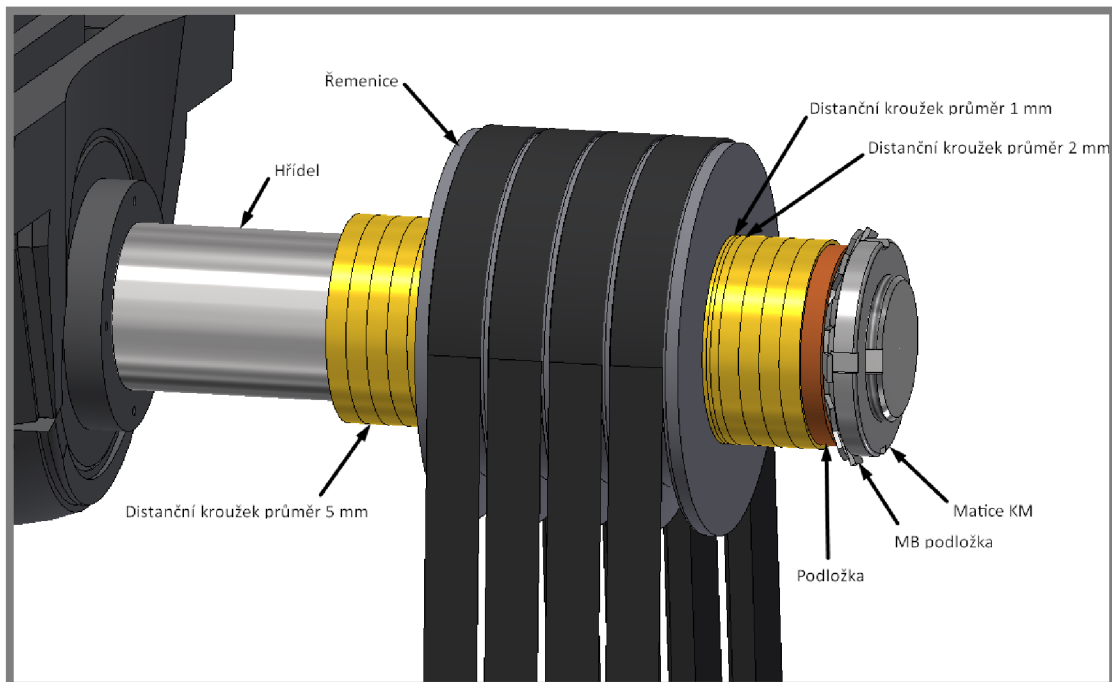
Obr. 42 Způsob připevnění řemenice

4.6.2 Řemenice na hřídeli

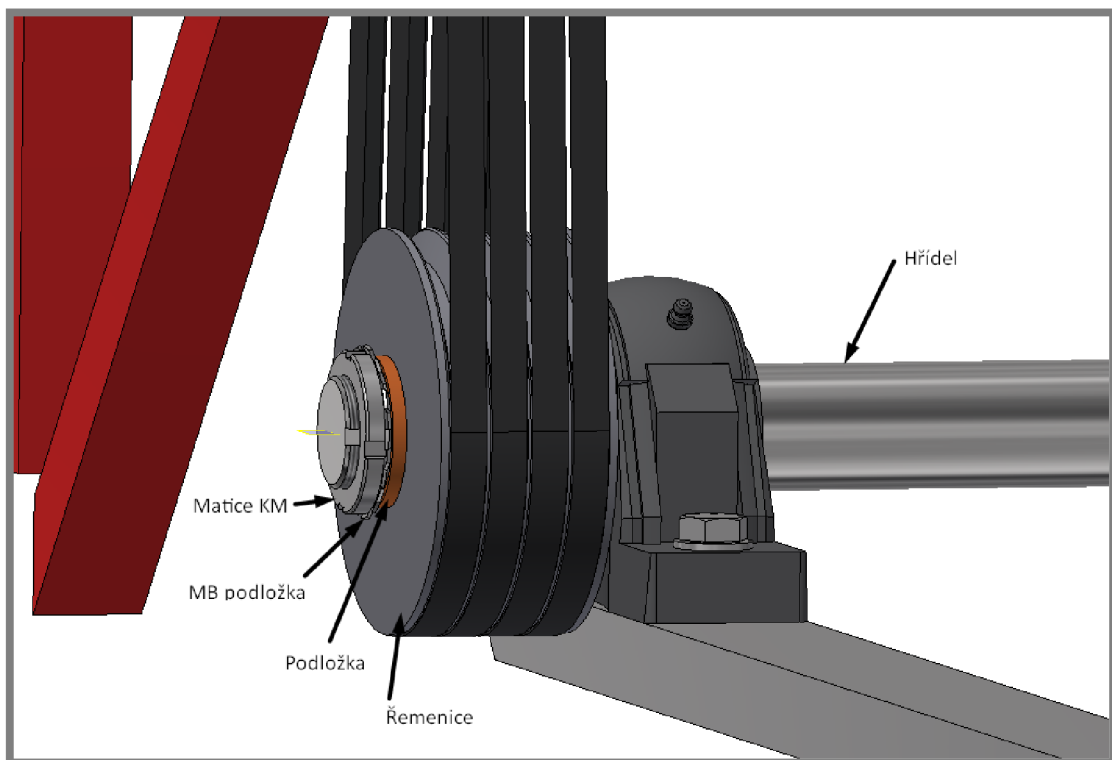
4.6.2

Obě řemenice na hřídeli využívají pro přenos krouticího momentu pera. Pro zajištění axiálního posuvu jsou dále zajištěny pojistnými KM maticemi a MB podložkami (viz Obr. 43 a 44). U řemenice o menším průměru, která je součástí prvního převodu (převod PTO – hřídel) je potřeba zajistit variabilitu polohy umístění jednotlivých řemenic, jak bylo zmíněno v kapitole 4.1. Nejjednodušším řešením je prodloužení funkční plochy hřídele, na které bude řemenice umístěna, včetně pera. Samotná řemenice má šířku 65 mm. Návrh je řešen tak, aby bylo možné řemenici umístit o 25 mm na každou stranu. Celkově je tedy možnost umístění v rozmezí 50 mm. Délka pera tedy bude 100 mm a funkční plocha 115 mm. Pro zajištění polohy budou vyrobeny distanční kroužky, které budou opatřeny výřezy pro pero. Tento, jinak složitý tvar bude vyráběn pomocí laseru, což značně zjednoduší technologii výroby. Kroužky budou vyráběny ve třech tloušťkách a to 5, 2 a 1 mm pro dosažení ideální polohy řemenice, která musí být v rovině s řemenicí, vycházející z PTO, aby nedocházelo k vyosení řemenů. Řešení je zobrazeno na Obr. 43.

Způsob uložení druhé řemenice bude o poznání jednodušší (Obr. 44), a to zejména proto, že zbytek převodového mechanismu, včetně uložení dynamu je již součástí práce, bude tedy vyráběn ve firmě a tak je možné polohu jednotlivých částí přesně tolerovat.



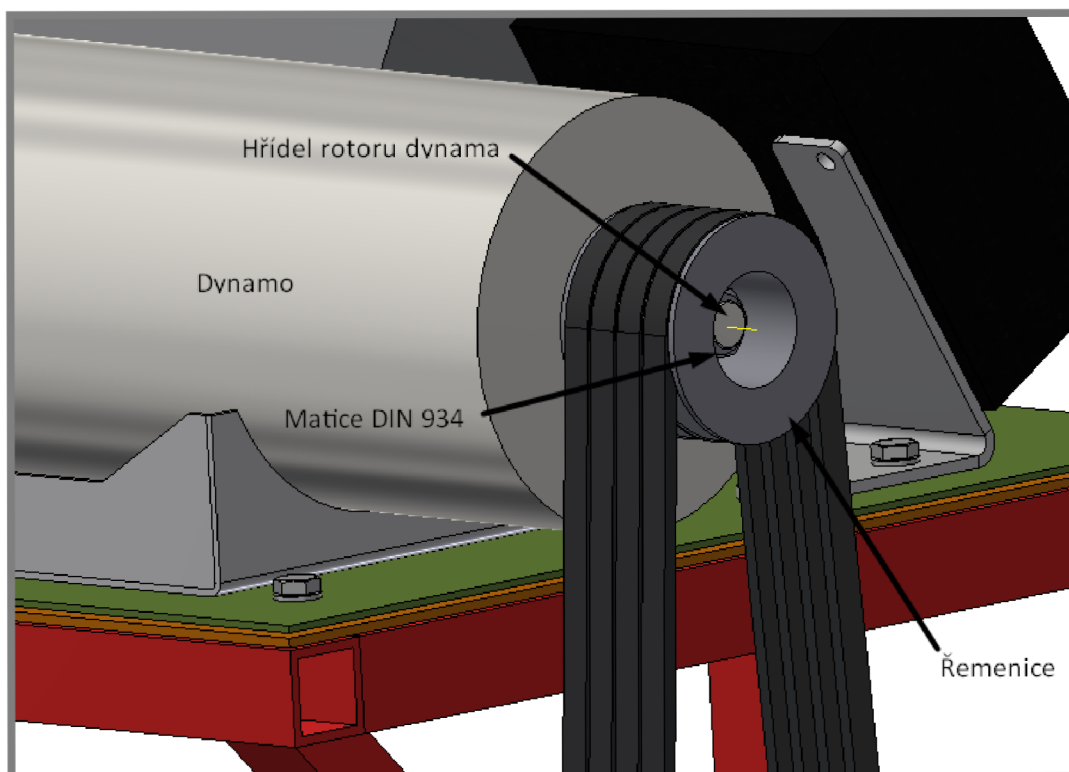
Obr. 43 Řešení problému variability polohy řemenic



Obr. 44 Způsob upevnění druhé řemenice na hřídeli

4.6.3 Řemenice na dynamu

Poslední řemenice je umístěna přímo na rotoru dynama. Využívá se zde technologie Morseho kužele, který zajišťuje samosvorný styk funkčních ploch a následného zajištění maticí se závitem opačného směru, než je smysl otáčení dynama, aby nedocházelo k povolování matice (Obr. 45).



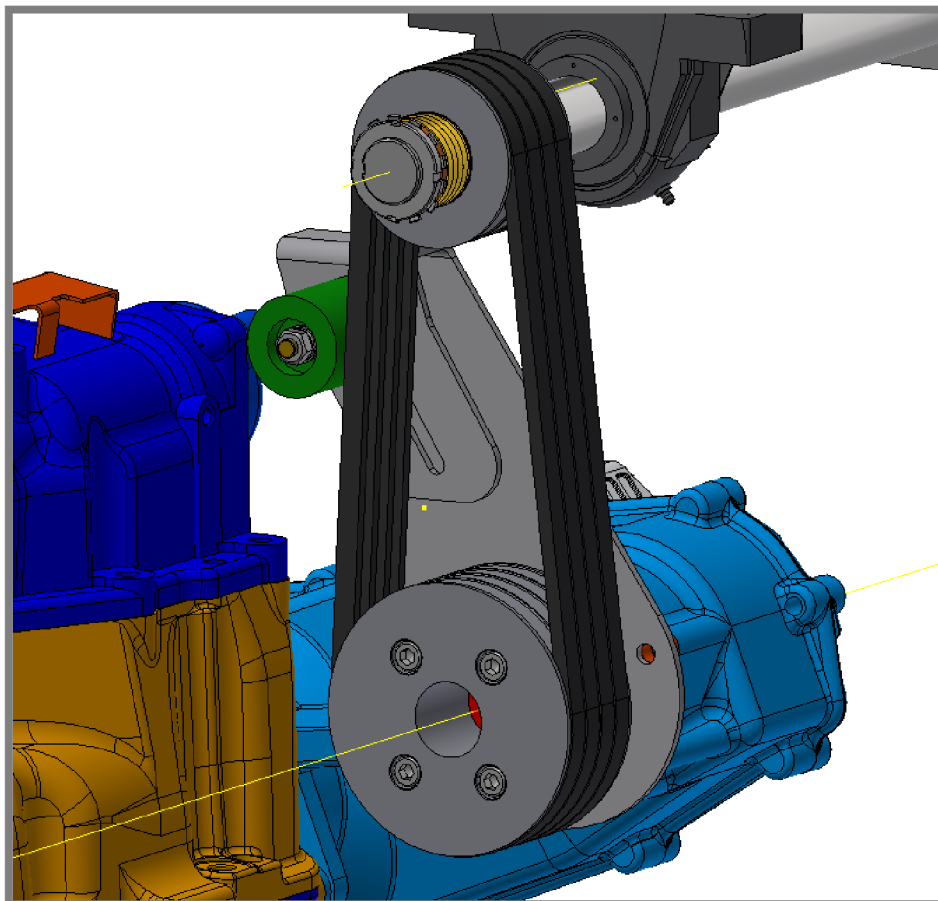
Obr. 45 Upevnění řemenice na rotoru dynama

4.7 Napínání řemenů

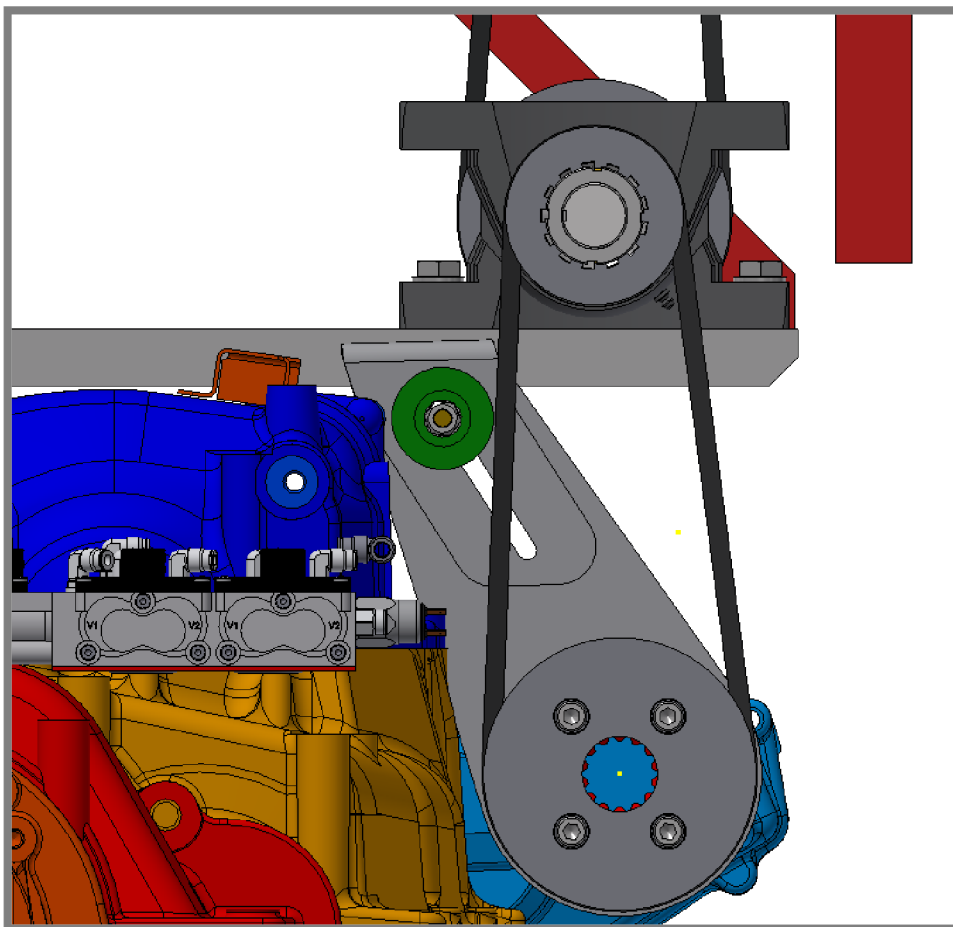
K zajištění správné funkce a co nejvyšší účinnosti řemenových převodů, je potřeba řemeny napínat tak, aby nedocházelo ke zbytečnému prokluzu nebo případnému vypadnutí řemene z řemenice při příliš volném uložení řemene.

První řemenový převod

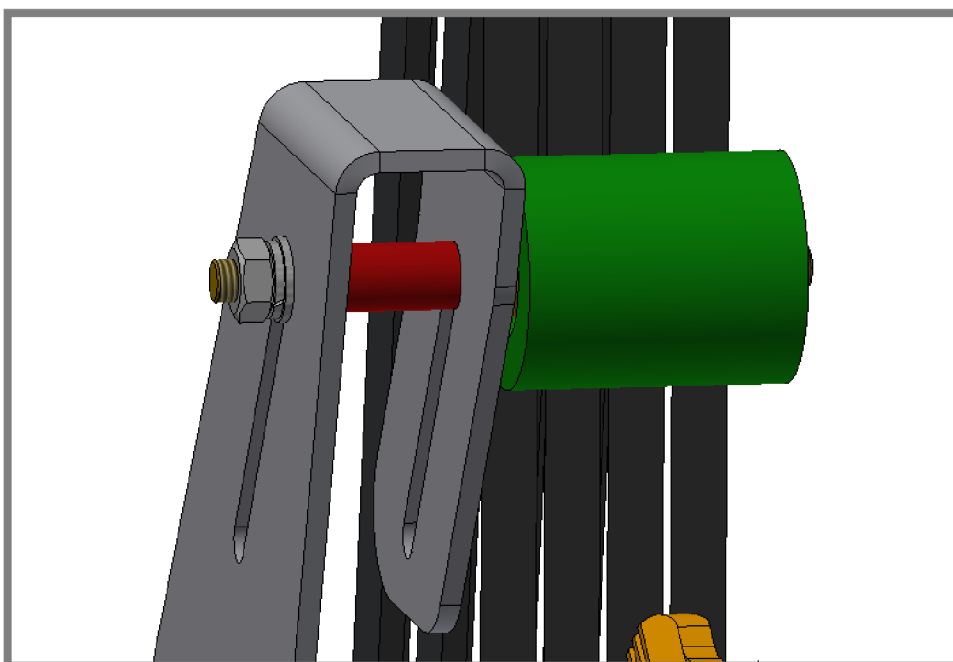
K napínání prvního řemenového převodu je potřeba vytvořit speciální napínací mechanismus. Použití obyčejné napínací kladky na pružině v tomto případě není možné a to z důvodu prostorového omezení. Dále také není žádoucí jakkoliv zasahovat do podvozku vozidla, zejména vyvrtáváním děr, čímž by došlo ke ztrátě záruky, garantované výrobcem. Napínání je tedy provedeno pomocí výpalku z plechu o tloušťce 5 mm, který je dvakrát ohnutý a ve kterém je vytvořena drážka pro posuv hřídele (viz Obr. 46 a 47). Ve volném prostoru mezi ohnutými částmi plechu je vsunut váleček, který zabraňuje ohýbání plechu. Na hřídeli je nalisována zakoupená kladka, která je zajištěna maticí. Po nastavení ideální polohy klady se hřídel v drážce zajistí pomocí matice. Celková sestava napínacího mechanismu je uložena na šroubech, které vychází z PTO. Jsou zajištěny maticemi. Detail napínacího mechanismu je na Obr. 48.



Obr. 46 Napínací mechanismus prvního převodu



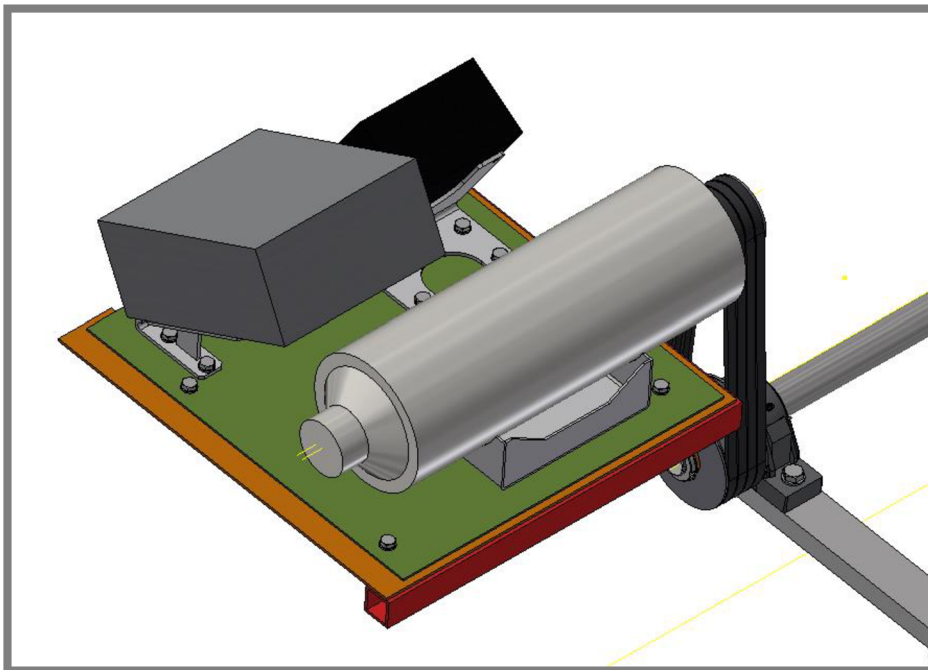
Obr. 47 Přímý pohled na napínací mechanismus



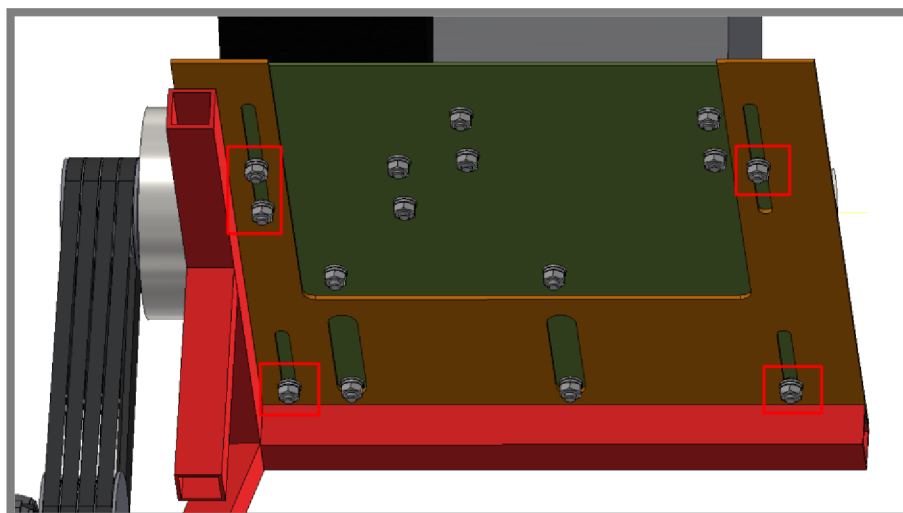
Obr. 48 Detail napínacího mechanismu

Druhý řemenový převod

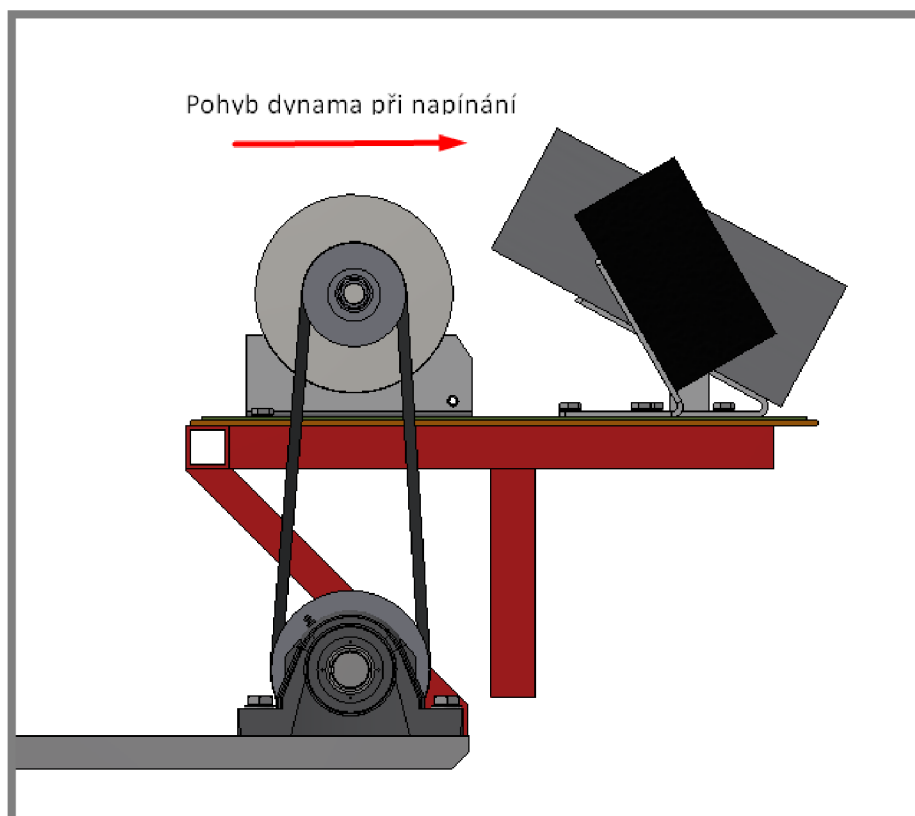
K napínání druhého řemenového převodu je využita samotná konstrukce upevnění dynamu na rámu vozidla. Využity jsou dvě desky, z nichž jedna je přivařena na rámu (oranžová na Obr. 49) a druhá, na níž je šrouby upevněno dynamo, včetně regulátoru a filtru. V deskách jsou vytvořeny drážky pro možný posuv horní desky po spodní, čímž dojde ke vzdálení os jednotlivých řemenic druhého převodu, čímž dojde k napnutí řemenů. Deska s komponenty se poté zajistí pěti šrouby k desce, přivařené na rámu (viz Obr. 50). Směr napínání je znázorněn na Obr. 51.



Obr. 49 Napínání druhého řemenového převodu



Obr. 50 Detail zajišťovacích šroubů

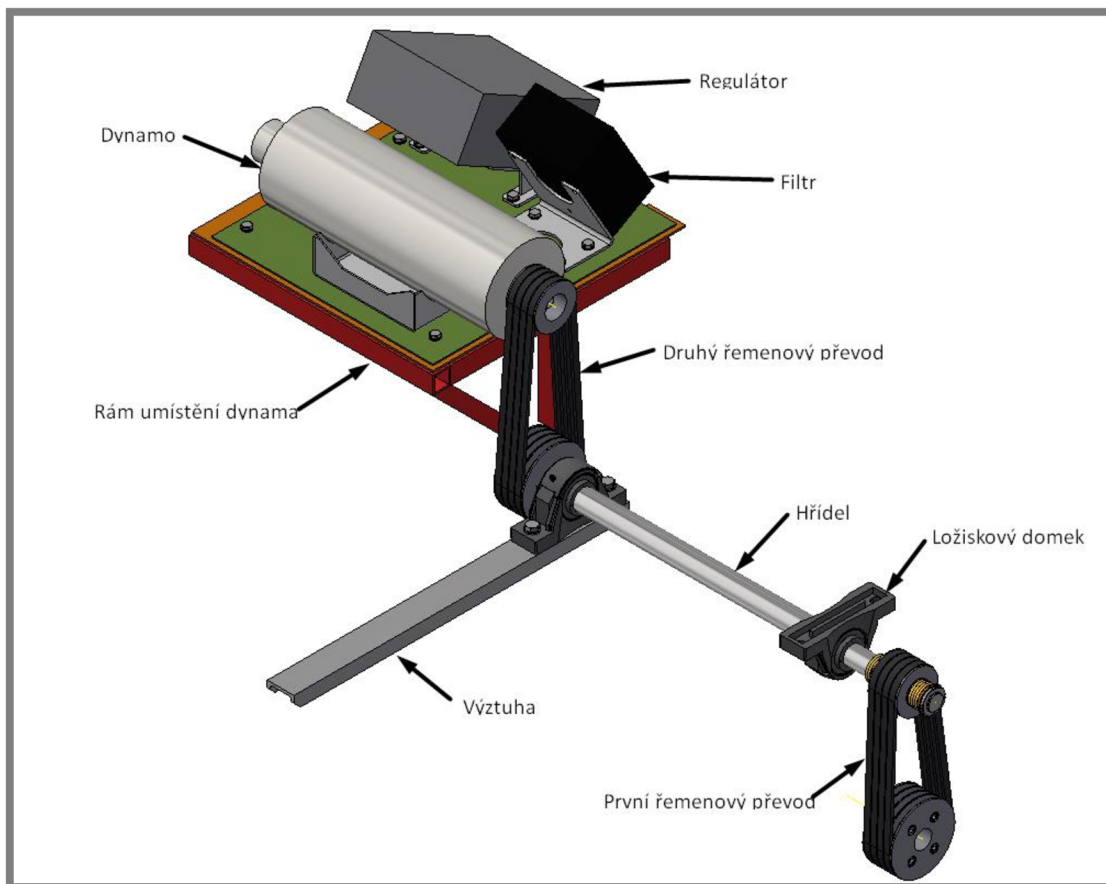


Obr. 51 Znáornění směru napínání

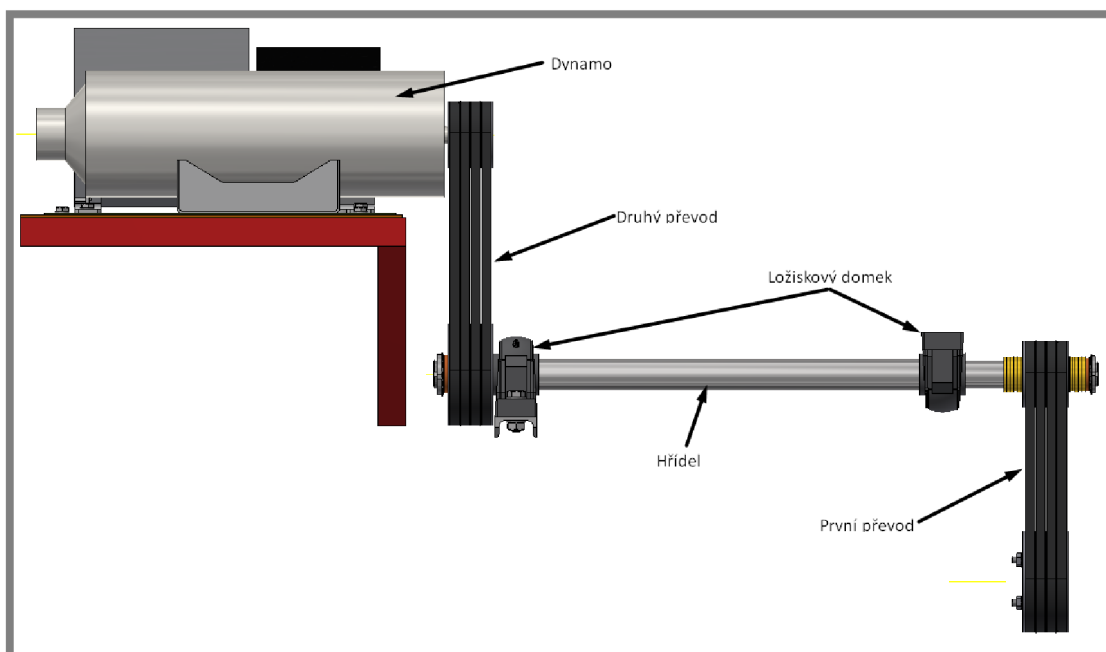
4.7

4.7 Celkový pohled na konstrukční řešení

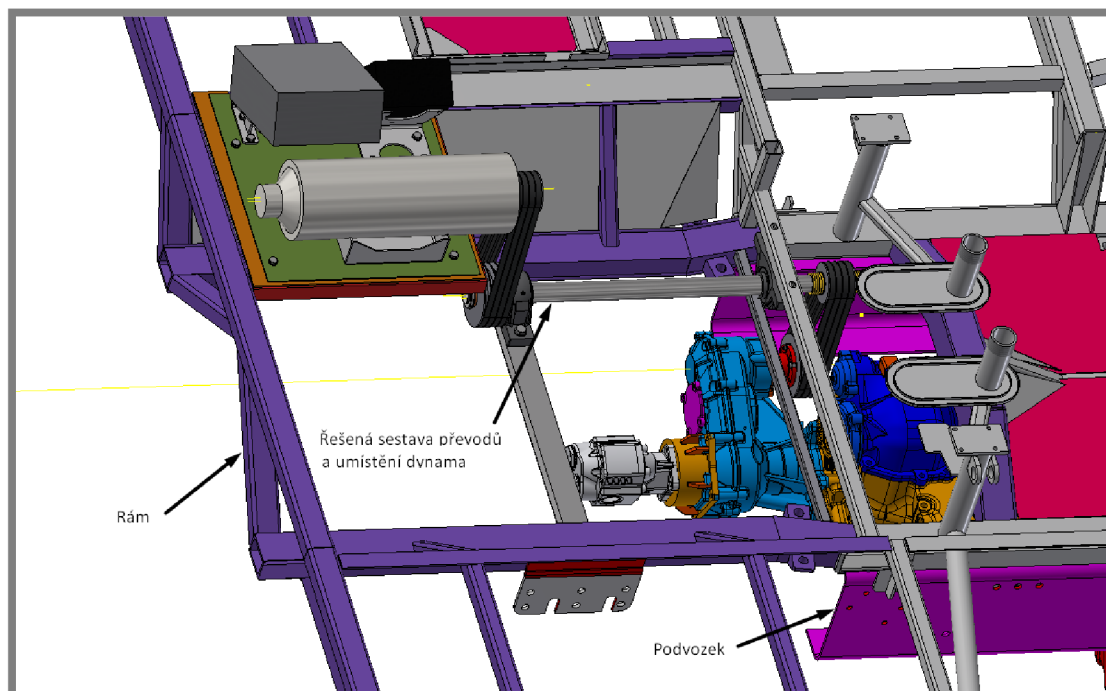
Výsledné konstrukční varianty je s popisem znázorněny na Obr. 52 a 53.



Obr. 52 Celkový pohled na sestavu převodů



Obr. 53 Celkový pohled na sestavu z boku



Obr. 54 Pohled na celkovou sestavu s popisem

Sestava, vzniklá spojením výsledných konstrukčních řešení, viz Obr. 54, je připojena k rámu vozidla, který ovšem není součástí této práce.

5 DISKUSE

Při vytváření konstrukčního návrhu přenosu krouticího momentu z PTO na dynamo vznikaly a byly vybrány různé konstrukční varianty, které jsou v této práci popsány. Vybráno bylo nejvhodnější konstrukční řešení s ohledem na bezpečnost, požadavky zadání a prostorové omezení.

Při tvorbě této bakalářské práce se podoba vybrané konstrukční varianty několikrát měnila a byla upravována. V průběhu navrhování konstrukčního řešení vznikala postupně vylepšení, která budou při dalším vývoji dále zdokonalována. Dále byl brán zřetel na co nejjednodušší výrobu a montáž. Při konstrukci se počítalo také s tím, aby byla potřeba co nejméně zasahovat do ostatních komponentů vozidla a byla tak úprava co nejjednodušeji proveditelná. Jednotlivé části převodového mechanismu byly podrobeny kontrolním výpočtům, zejména hřídel, která je namáhána jak na ohyb za rotace, tak na krut. Jedná se tedy o kombinované zatěžování.

Kontrola bezpečnosti byla provedena tedy jak vůči meznímu stavu pružnosti, tak vůči meznímu stavu únavy. Způsob přenosu krouticího momentu byl vybrán s ohledem na provozní podmínky a způsob použití. Počty řemenů byly navrhovány podle výpočtu s ohledem na přenášený výkon.

Při tvorbě modelu se ukázalo, že jedna výztuha rámu koliduje s ložiskovým domkem. Tuto výztuhu je však možné navařit o pár centimetrů dále, čímž dojde k zamezení kolize. Případné další kolize mohou nastat u různých kabelů, které bude třeba konstrukčnímu řešení přizpůsobit. Dále bude potřeba, na základě nového umístění kabelů, vytvořit plechový díl, který bude zakrývat část rámu pod celým převodem. Změnou bude muset také projít bedna na nářadí, která byla původně umístěna v místě, kde bude nyní dynamo. U této bedny však nebyl plně využit její úložný prostor a její případné zmenšení na polovinu rozměru nebude mít závažné následky. Tyto úpravy jsou možné zejména díky tomu, že vozidlo se nachází ve fázi vývoje, a tak je možné různé jeho části měnit a přizpůsobovat potřebám jednotlivých konstrukčních řešení.

6 ZÁVĚR

V této práci byla navržena konstrukce způsobu přenosu krouticího momentu z přídatné převodovky na dynamo u těžkého terénního nákladního vozidla. Z mnoha variant konstrukčních řešení jednotlivých částí převodu byly vybrány varianty, které splňovaly zejména jednoduchost a hlavně funkčnost vzhledem ke skutečnosti, že se jedná o bojové vozidlo, které se bude mnohdy vyskytovat v extrémních podmínkách a těžkém terénu.

Konstrukční návrh se odvíjel i od samotných požadavků firmy. Zohledněna byla také dostupnost jednotlivých dílů na trhu spojená se snahou o co největší využití normalizovaných součástí z důvodu snadného zajištění těchto součástí. I přesto však některé díly budou muset být speciálně vyrobeny pro tuto úpravu. Hlavním záměrem při tvorbě práce byla snaha o co nejmenší potřebu zásahu do ostatních částí vozidla pro co největší zjednodušení konstrukce. Dále zde bylo řešeno upevnění hřídele v ložiskách, která bylo potřeba připevnit k rámu pomocí ložiskových domků. Využity byly ložiskové domky se soudečkovými ložisky, které umožňují zajištění i případných axiálních sil. Hřídel byla také zkontrolována na bezpečnost jak k meznímu stavu pružnosti, tak únavy. Celkový převod i dílčí převody byly navrženy s ohledem na charakteristiku dynamu a jeho pracovní rozmezí otáček tak, aby byla zajištěna správná funkce soustavy. Snahou bylo také přiblížit se co nejvíce současnému stavu otáček na výstupu dynamu. Jejich hodnota byla v průběhu vypracování práce ověřena experimentálním měřením.

Počáteční zadání bakalářské práce bylo splněno. Hlavní problém, kdy docházelo ke kolizím rámu vozidla s řemeny, byl vyřešen přemístěním dynamu na jiné místo. Tím se také vyřešil problém s nevhodností řemenového převodu, který využíval příliš malou řemenici na dynamu a kde také docházelo ke vzniku příliš malého úhlu opásání. Přesunutím se již v prostoru mezi řemeny nevyskytovala komponenta nabíjecího zařízení, a tak bylo možné řemenový převod upravit k co nejideálnějšímu provedení. Přesunutím dynamu blíže k PTO se také snížila vzdálenost přenášeného výkonu. Aby byla zajištěna dostatečná výška polohy dynamu nad povrchem země (kvůli brodivosti), bylo potřeba použít dva řemenové převody, spojené hřídelí. Tato hřídel byla podrobena výpočtům, ověřující její bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti, která vyšla $k_k = 7,49$ a vůči meznímu stavu únavy, která činí $k_u = 4,31$. Konstrukčním řešením, vypracovaným v této práci se dosáhlo výsledných otáček na dynamu $n_{DYN} = 4496 \text{ min}^{-1}$. Tato hodnota leží v pracovním intervalu otáček použitého dynamu a to mezi $3300 - 6500 \text{ min}^{-1}$. Snahou bylo získat podobné otáčky stavu původnímu a zároveň zbytečně otáčky nenavyšovat.

Dále díky využití distančních kroužků na hřídeli je možné reagovat na případné rozdíly v poloze rámu a podvozku tak, aby řemenice prvního převodu byly stále v jedné ose, kolmé k osám jejich rotace.

Vzhledem k tomu, že je konstrukční návrh zatím pouze ve virtuální podobě, vhodnost použití konstrukční varianty se zhodnotí až po výrobě a především při montáži a následném používání vozidla.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] *Excalibur Army* [online]. 2016 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: <http://www.excaliburarmy.com/>
- [3] *MAC Distribution: URAL 4320 BM-21 GRAD* [online]. [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: http://www.mackits.cz/model-kits.php?akce=model&nazev=ural-4320-bm-21-grad&id=112&nas_jazyk=en
- [4] *Military Factory: BM-21 Grad* [online]. 2016 [cit. 2016-03-12]. Dostupné z: <http://www.military-today.com/artillery/grad.htm>
- [5] *Military Factory: RM-70 (Raketomet vz. 70) Wheeled Multiple Rocket Launcher (1972)* [online]. 2016 [cit. 2016-03-15]. Dostupné z: http://www.militaryfactory.com/armor/detail.asp?armor_id=538
- [6] *Orlické Krásný vojenský útvar VÚ 3607 Žamberk: Raketomet 122 mm vz. 70 (RM-70) Grad* [online]. 2016 [cit. 2016-03-16]. Dostupné z: <http://orlicke-kasarny-zamberk.blog.cz/en/gallery/raketomet-122-mm-vz-70/picture/91017508>
- [7] *Katalog vojenské techniky a činností EXCALIBUR ARMY*. Praha: Excalibur Army, 2015
- [8] *Stejnoseměrné stroje* [online]. 2015 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.spse.dobruska.cz/download/sokol/ss.pdf>
- [9] *Řetězové převody* [online]. 2011 [cit. 2016-04-10]. Dostupné z: http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-03.pdf
- [10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [11] MIČKAL, Karel. *Strojnictví: části strojů pro učební a studijní obory SOU a SOŠ: učební text pro studijní obory strojírenského zaměření*. Praha: Sobotáles, 1995. ISBN 80-859-2001-8.
- [12] ROUBÍČEK, Vladimír (ed.). *Stručný statistický slovník pro hospodářské pracovníky*. Praha: Svoboda, 1967. Edice ekonomických učebnic.
- [13] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1987.
- [14] *SKF: Provedení ložiska ConCentra* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/plummer-block-roller-bearing-units/designs/index.html>
- [15] *KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ strojní součásti: Přednáška 2* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska2.pdf>
- [16] KRÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky II - pohony: hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody*. Ostrava: Montanex, 1997. ISBN 80-857-8051-8.
- [17] *Tatra Tech: Pomocné pohony* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: http://www.tatratech.wz.cz/historie/terrno_1/pompoh.html

- [18] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů III. Převody*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1987.
- [19] *Elektronická učebnice: Řetězové převody* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1903>
- [20] *Elektronická učebnice: Řemenové převody* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1902>
- [21] *EBK ERET BERNARD: Klínové řemeny* [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.ebk.cz/klinove-remeny>
- [22] *CNC Shop: Ložiskový komplet UCP* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.cncshop.cz>. BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1987. <http://www.cncshop.cz/loziskovy-komplet-ucp>
- [23] *VŠB Ostrava FEI: Dynamo* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://fei1.vsb.cz/kat430/data/ae/Dynamo%20a%20alternator.pdf>

8 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ, VELIČIN A ZKRATEK

a_1	[mm]	- skutečná vzdálenost os prvního převodu
a_2	[mm]	- skutečná vzdálenost os druhého převodu
a_{max1}	[mm]	- maximální vzdálenost os prvního převodu
a_{max2}	[mm]	- maximální vzdálenost os druhého převodu
a_{min1}	[mm]	- minimální vzdálenost os prvního převodu
a_{min2}	[mm]	- minimální vzdálenost os druhého převodu
c_1	[-]	- součinitel úhlu opásání
c_2	[-]	- součinitel provozního zatížení
c_3	[-]	- součinitel délky klínového řemene
c_{3_1}	[-]	- součinitel délky klínového řemene prvního převodu
c_{3_2}	[-]	- součinitel délky klínového řemene druhého převodu
d	[mm]	- průměr roztečné kružnice řemenice
$d_{hnací}$	[mm]	- průměr hnací řemenice
$d_{hnané}$	[mm]	- průměr hnané řemenice
d_1	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnané řemenice na hřídeli
d_2	[mm]	- průměr roztečné kružnice hnací řemenice na hřídeli
D	[mm]	- maximální průměr hřídele
F_1	[N]	- síla, působící na menší, hnací řemenici
F_2	[N]	- síla, působící na větší, hnanou řemenici
i	[-]	- převodový poměr
i_1	[-]	- převodový poměr prvního převodu
i_1'	[-]	- obrácený převodový poměr prvního převodu
i_2	[-]	- převodový poměr druhého převodu
i_{PTO}	[-]	- převodový poměr mezi motorem a výstupem z PTO
k_a	[-]	- součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	- součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	- součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	- součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	- součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	- součinitel zahrnující další vlivy
k_k	[-]	- bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
k_u	[-]	- bezpečnost vůči meznímu stavu únavy
M_k	[Nm]	- krouticí moment
M_{kmax}	[Nm]	je maximální krouticí moment
M_o	[Nm]	- ohybový moment
M_{omax}	[Nm]	- maximální ohybový moment
n	[min ⁻¹]	- otáčky řemenice
n_1	[min ⁻¹]	- otáčky hnané řemenice na hřídeli
n_2	[min ⁻¹]	- otáčky hnací řemenice na hřídeli
n_{DYN}	[min ⁻¹]	- otáčky dynamu
n_H	[min ⁻¹]	- otáčky hřídele
$n_{hnací}$	[min ⁻¹]	- otáčky hnací řemenice
$n_{hnané}$	[min ⁻¹]	- otáčky hnané řemenice
n_{motor}	[min ⁻¹]	- otáčky motoru
n_{PTO}	[min ⁻¹]	- otáčky na výstupu z PTO
P	[kW]	- výkon, přenášený na dynamo

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN

P_{PTO}	[kW]	- výkon na výstupu z PTO
P_{r1}	[kW]	- výkon, přenášený jedním řemenem v prvním převodu
P_{r2}	[kW]	- výkon, přenášený jedním řemenem ve druhém převodu
R_m	[MPa]	- mez pevnosti
v	[m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost
v_1	[m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost hnací řemenice na hřídeli
v_2	[m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost hnané řemenice na hřídeli
W_o	[mm]	- modul průřezu v ohybu
W_K	[mm]	- modul průřezu v krutu
z_1	[-]	- potřebný počet řemenů prvního převodu
z_2	[-]	- potřebný počet řemenů druhého převodu
α	[-]	- součinitel koncentrace napětí
β_1	[°]	- úhel opásání hnané řemenice na hřídeli
β_2	[°]	- úhel opásání hnací řemenice na hřídeli
π	[-]	- Ludolfovo číslo
σ_{Co}	[MPa]	- mez únavy
σ'_{Co}	[MPa]	- korigovaná mez únavy
σ_{nom}	[MPa]	- nominální ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí
σ_{skut}	[MPa]	- skutečné ohybové napětí
τ_{nom}	[MPa]	- nominální napětí v krutu
τ_{skut}	[MPa]	- skutečné napětí v krutu

Zkratky:

PTO	- Power Transmission overdrive (zařízení pro přenos energie)
SKF	- Svenska kullagerfabriken (Švédská firma, vyrábějící ložiska)
BM	- boyevaya mashina (bojové vozidlo)

9 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry 1TP300	20
Tab. 2 Měřitelný rozsah	24
Tab. 3 Výsledky měření otáček dynama	25

10 SEZNAM OBRÁZKŮ**10**

Obr. 1 Raketomet RM 70 Vampire [2]	13
Obr. 2 Logo společnosti Excalibur Army spol. s r.o. [2]	13
Obr. 3 BM-21 Grad [4]	14
Obr. 4 RM-70 Grad [6]	15
Obr. 5 Raketomet RM 70 Vampire [2]	16
Obr. 6 Dynamo [8]	17
Obr. 7 Dynamo G-6,5S	18
Obr. 8 Schéma dynama G6,5-S	19
Obr. 9 Různé typy PTO [17]	20
Obr. 10 PTO - 1TP300	21
Obr. 11 Schéma původního řešení	22
Obr. 12 Původní umístění dynama	22
Obr. 13 Přenos kloubovými hřídeli	23
Obr. 14 Otáčkoměr	24
Obr. 15 Detail měření otáček na dynamu	25
Obr. 16 Měření otáček na dynamu	25
Obr. 17 Současné umístění dynama	27
Obr. 18 Současný způsob napínání řemenů	28
Obr. 19 Řetězový převod [19]	29
Obr. 20 Řemenový převod [20]	31
Obr. 21 Tvar klasického klínového řemene [21]	31
Obr. 22 Tvar úzkého klínového řemene [21]	32
Obr. 23 Tvar řezaného klínového řemene [21]	32
Obr. 24 Tvar synchronního řemenu [21]	33
Obr. 25 Umístění dynama a převodů	34
Obr. 26 Upevnění dynama	35
Obr. 27 Schéma převodového mechanismu	36
Obr. 28 Ložiskový domek firmy FGJ Bearing [22]	36
Obr. 29 Charakteristika dynama [23]	38
Obr. 30 Rozměrový návrh hřídele	46
Obr. 31 Schéma hřídele se zatížením	46
Obr. 32 Hřídel se zatížením po uvolnění	47
Obr. 33 Zjednodušené schéma rozměrové se zatížením	48
Obr. 34 Výsledné vnitřní účinky	48
Obr. 35 Schéma hřídele s vyznačenými intervaly VVÚ	49
Obr. 36 SKF ConCentra SYNT	60
Obr. 37 Žebra ve spodní části tělesa [14]	60
Obr. 38 Zajištění na hřídeli [14]	61
Obr. 39 Axiální posuv stykových ploch [14]	61
Obr. 40 Roztažení vnitřního kroužku ložiska a stlačení pouzdra [14]	61
Obr. 41 Příruba	62
Obr. 42 Způsob připevnění řemenice	63
Obr. 43 Řešení problému variability polohy řemenic	64
Obr. 44 Způsob upevnění druhé řemenice na hřídeli	64
Obr. 45 Upevnění řemenice na rotoru dynama	65
Obr. 46 Napínací mechanismus prvního převodu	66

Obr. 47 Přímý pohled na napínací mechanismus	67
Obr. 48 Detail napínacího mechanismu	67
Obr. 49 Napínání druhého řemenového převodu	68
Obr. 50 Detail zajišťovacích šroubů	68
Obr. 51 Znázornění směru napínání	69
Obr. 52 Celkový pohled na sestavu převodů	70
Obr. 53 Celkový pohled na sestavu z boku	70
Obr. 54 Pohled na celkovou sestavu s popisem	71

11 SEZNAM PŘÍLOH

UF102-37-0400	DISTANČNÍ KROUŽEK 1
UF102-37-0401	DISTANČNÍ KROUŽEK 2
UF102-37-0402	DISTANČNÍ KROUŽEK 5
UF102-37-0403	HŘÍDEL
UF102-37-0404	JEKL 362 ŠIKMÝ
UF102-37-0405	JEKL 495
UF102-37-0406	JEKL 550
UF102-37-0407	JEKL VÝZTUHA
UF102-37-0408	PLECH DYNAMA
UF102-37-0409	PLECH POSUVNÝ
UF102-37-0410	PODLOŽKA 35
UF102-37-0411	PODLOŽKA 40
UF102-37-0412	ŘEMENICE 1
UF102-37-0413	ŘEMENICE 2
UF102-37-0414	ŘEMENICE 3
UF102-37-0415	ŘEMENICE 4
UF102-37-0416	VÝZTUHA
UF102-37-0417	PLECH NAPÍNACÍ
UF102-37-0418	HŘÍDEL NAPÍNACÍ
UF102-37-0419	VÁLEČEK
UF102-37-9200	CELKOVÁ SESTAVA UMÍSTĚNÍ DYNAMA
UF102-37-9201	PŘEVODOVÝ MECHANISMUS DYNAMA
UF102-37-9202	NAPÍNACÍ MECHANISMUS